

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DA BALANÇA INFERIOR DIANTEIRA DE UM  
PROTÓTIPO BAJA A PARTIR DE CARGAS OBTIDAS POR SIMULAÇÃO  
COMPUTACIONAL

por

Lorenzo Corte Vuoto

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2020

## DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Vuoto, Lorenzo  
OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DA BALANÇA INFERIOR  
DIANTEIRA DE UM PROTÓTIPO BAJA A PARTIR DE CARGAS  
OBTIDAS POR SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL / Lorenzo Vuoto.  
-- 2020.  
15 f.  
Orientador: Daniel De Leon.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2020.

1. BAJA SAE. 2. suspensão. 3. otimização  
paramétrica. 4. elementos finitos. I. De Leon, Daniel,  
orient. II. Título.

Lorenzo Corte Vuoto

OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DA BALANÇA INFERIOR DIANTEIRA DE UM  
PROTÓTIPO BAJA A PARTIR DE CARGAS OBTIDAS POR SIMULAÇÃO  
COMPUTACIONAL

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Daniel Milbrath de Leon

Comissão de Avaliação:

Prof. Daniel Milbrath de Leon

Prof. Jakson Manfredini Vassoler

Prof. Walter Jesus Paucar Casas

Porto Alegre, novembro de 2020

## AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer aos meus colegas, amigos e familiares que me apoiaram no âmbito discente. Foram eles que contribuíram e me ajudaram a amadurecer como pessoa e como profissional.

À equipe Tchê e seus membros, que me auxiliaram na definição do sistema estudado, assim como forneceram dados muito importantes. Especialmente meus amigos Heberton e Alan.

Aos membros, alunos, técnicos e professores, do laboratório do GMAP meu muito obrigado pela participação e envolvimento para que este trabalho de conclusão pudesse ser realizado. De forma especial, ao professor orientador, Daniel, que esteve sempre muito presente nas etapas de desenvolvimento deste trabalho, me norteando em busca da excelência.

À minha namorada Sarah, que além de ser a pessoa mais importante a me manter motivado, empenhado e focado nesta atividade, esteve sempre ao meu lado durante os altos e baixos ao longo desse período.

Especialmente aos meus pais dedico este trabalho. Foram eles quem me proporcionaram todas as oportunidades para que eu pudesse estudar e finalizar minha formação em uma universidade de excelência como a UFRGS.

Vuoto, L.V. **OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA DA BALANÇA INFERIOR DIANTEIRA DE UM PROTÓTIPO BAJA A PARTIR DE CARGAS OBTIDAS POR SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**. 2020.15. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

## RESUMO

Devido à necessidade de aumento de performance para que se obtenha a cada novo ano um melhor desempenho dinâmico do protótipo da modalidade BAJA e conseqüentemente uma melhor colocação dentro das competições SAE de âmbito regional e nacional, são necessários estudos de engenharia que otimizem as funcionalidades do carro. Dentre os parâmetros que mais afetam o desempenho de um automóvel de competição está a massa do mesmo. Por conta disto e de ser um componente considerado superdimensionado no protótipo atual, a suspensão é o item cuja massa tem maior potencial de redução. Para tanto, precisam ser avaliados os esforços e as condições de contorno aplicadas ao sistema. Sendo assim, faz-se necessária a obtenção destes parâmetros através de softwares de simulação de dinâmica veicular. São utilizados cálculos de dinâmica nos componentes do carro a partir da montagem do sistema, de forma a se obter as cargas aplicadas. Após obtenção destes dados, pode-se fazer uma simulação através de métodos de elementos finitos para que se parametrize a espessura e diâmetro do perfil tubular utilizado para fabricação para cada material utilizado pela equipe Tchê. Esperava-se obter uma geometria otimizada de perfil, com a menor massa possível e conseqüentemente alcançando maior desempenho do veículo. Foram obtidas reduções de massa de 16,04% para os aços SAE 1008 e SAE 8620, utilizando perfil tubular de 1” de diâmetro e 1,5 mm de espessura de parede e de 18,54% para o aço SAE 4130 com perfil de ¾” de diâmetro e 2 mm de espessura.

**PALAVRAS-CHAVE:** BAJA SAE, suspensão, otimização paramétrica, elementos finitos.

Vuoto, L.V. **BAJA PROTOTYPE INFERIOR FRONT SUSPENSION CONTROL ARM PARAMETRIC OPTIMIZATION FROM EXPERIMENTAL DATA**. 2020.15. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

## ABSTRACT

Due the need of performance increasement for a BAJA prototype to have a better dynamic behavior and consequently end up in a better position in the SAE regional and national championship, engineering projects are needed to optimize the car's functionalities. Among the parameters which affect an automobile's performance the mass is listed. Because of that and for being considered oversized in the current prototype, the suspension is the item whose mass has the biggest reduction potential. For the optimization to happen, the stresses and the boundary conditions applied to the system need to be evaluated. Hence, computational vehicle dynamics analysis is needed in order to obtain these parameters. Dynamics calculations are done for the car's components in the suspension assembly so the applied loads can be acquired. After obtaining the data, a finite elements analysis can be made to parameterize the tubular profile thickness and diameter for each design material available. An optimized profile geometry with the lowest possible mass was expected, achieving a better vehicle performance. The mass reductions achieved are 16,04% for the SAE 1008 steel and SAE 8620 steel, using a 1" diameter and 1,5 mm wall thickness tubular profile, while the reduction was 18,54% for the SAE 4130 steel, using a ¾" diameter and 2 mm wall thickness tubular profile.

**KEYWORDS:** BAJA SAE, suspension, parametric optimization, finite elements.

## NOMENCLATURA

$t$	Tempo	[s]
$x_A$	Reação no ponto A da manga na direção x	[N]
$x_B$	Reação no ponto B da manga na direção x	[N]
$y_A$	Reação no ponto A da manga na direção y	[N]
$y_B$	Reação no ponto B da manga na direção y	[N]
Símbolos gregos		
$\rho$	Massa específica do sólido	[kg m <sup>-3</sup> ]
Abreviaturas e acrômimos		
CAD		
CAE	<i>Computer Assisted Engineering</i> ou Engenharia assistida por computador	
CG	Cento de Gravidade	
FEA	<i>Finit Element Analysis</i> ou Análise de Elementos Finitos	
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i> ou Sociedade de Engenheiros da Mobilidade	

## SUMÁRIO

NOMENCLATURA .....	vii
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	2
2.1 Modelo Multicorpo.....	2
2.1.1 Coordenadas generalizadas, posição, velocidade e aceleração .....	2
2.1.2 Restrições de movimento .....	2
2.1.3 Condições iniciais .....	3
2.2 Casos Críticos.....	3
2.2.1 Força Máxima de Frenagem.....	3
2.2.2 Vala e <i>bump (drop test)</i> em lombada .....	3
3 CONCEITOS.....	<b>Erro! Indicador não definido.</b>
3.1 Obtenção de parâmetros do sistema de suspensão dianteira .....	6
3.1.1 Ensaio de pneus .....	6
3.1.2 Ensaio de molas/amortecedores .....	7
3.1.3 Geometria preliminar dos componentes mecânicos e parâmetros do veículo .....	8
3.2 Suspensão Dianteira .....	4
3.3 Metodologia de Análise.....	5
3.4 Análise Estrutural e Otimização Paramétrica.....	8
3.4.1 Tipo de elemento adotado .....	8
3.4.2 Procedimento de otimização .....	9
4 CARGA MÁXIMA DE FRENAGEM E CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	10
4.1 Cálculo de Cargas Máximas de Frenagem na Suspensão.....	10
4.2 Condições de Contorno FEA .....	10
5 RESULTADOS .....	11
5.1 análise multicorpos - Vala e <i>bump (drop test)</i> em lombada .....	11
5.2 análise estática - Vala e <i>bump (drop test)</i> em lombada .....	13
5.2.1 Convergência de malha .....	13
5.2.2 Perfil otimizado para os materiais SAE 1008 e SAE 8620 .....	14
5.2.3 Perfil otimizado para o material SAE 4130 .....	14
5.2.4 Comparação de massa .....	15
6 CONCLUSÃO.....	15
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	16

## 1 INTRODUÇÃO

O curso de engenharia mecânica ministrado em diversas universidades do Brasil pode ser representado de diversas formas. Uma categoria que merece destaque por atrair grande parte do corpo discente é a automobilística, da qual fazem parte diferentes modalidades.

Criado nos Estados Unidos no ano de 1976, e chegando em território nacional em 1995, os protótipos da modalidade BAJA SAE têm a premissa de serem um veículo monoposto, de quatro rodas e com abordagem *off-road*, ou seja, devem superar pisos acidentados, aclives e obstáculos em um ambiente argiloso, com barro e terra.

A equipe que representa a Universidade Federal do Rio Grande do Sul é chamada Equipe Tchê e atualmente é composta por 27 alunos e um professor orientador.

Figura 1 – Protótipo TB-19 durante o BAJA Sul 2019. Fonte: elaborado pelo autor.

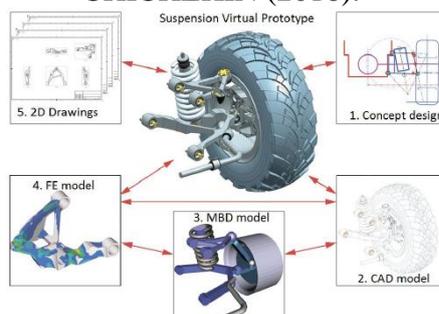


O protótipo do ano de 2019 (Figura1), apesar de seu satisfatório resultado, foi projetado de forma consideravelmente superdimensionada, de modo que seus componentes tenham um valor de massa muito elevado. Se por um lado isto traz confiabilidade, por outro acaba afetando negativamente o desempenho dinâmico do carro devido a diversos fatores, como o aumento de inércia e de carga não suspensa. Portanto, se tornam claras a possibilidade e a necessidade de otimização estrutural dos itens, que possibilitam redução de massa.

Dentro do grupo de componentes com valores expressivos de massa, somente alguns dos itens podem ser modificados dentro das regras impostas no regulamento de forma que provoquem uma relevante melhora neste quesito. Componentes como chassi, motor e itens de segurança, por exemplo, são padrão e não podem ser alterados. Já componentes de transmissão, suspensão e carenagens podem. Por conta disto e de ser um componente considerado crítico, a suspensão é o item que tem maior potencial de redução.

Seguindo as etapas de desenvolvimento de produto e análise de carregamentos em suspensão do tipo duplo A proposta pelos autores (VDOVIN; CHICHEKIN, 2016), Figura 2, pode-se realizar o processo de otimização estrutural de forma enxuta.

Figura 2 – Fluxograma do desenvolvimento de uma suspensão otimizada. Fonte: VDOVIN; CHICHEKIN (2016).



Esta monografia, porém, se atém às etapas referenciadas como 3 e 4, ou seja, modelamento em diagrama de multicorpo, realizado através do *software* de dinâmica veicular ADAMS Car, e análise em elementos finitos, com auxílio do ANSYS Workbench.

Como referência para definição dos casos críticos de carregamento a serem simulados, além da hipótese de força máxima de frenagem, proposta por Jablonski (2016), será realizada a verificação do caso de vala e *bump* em lombada, sugerido por Diniz (2014).

A pergunta a ser respondida ao final do estudo é: com materiais e métodos de fabricação que sejam viáveis para a Equipe Tchê do ano de 2020, qual o perfil para cada material possível a ser utilizado na estrutura da balança dianteira inferior que tenha a menor massa possível sem que ocorra falha?

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 MODELO MULTICORPO

Dentre as alternativas computacionais para simulação de dinâmica, uma metodologia se concretizou como a mais utilizada, sendo o recurso mais buscado para este tipo de análise: o modelo multicorpo. Um sistema multicorpo é definido como um modelo dinâmico de corpos rígidos e flexíveis interconectados. Esta abordagem, junto com o uso de ferramenta CAE (engenharia auxiliada por computador) possibilita a resolução de sistemas de altíssima complexidade de grandes deslocamentos que de forma analítica seriam inviáveis caso não sejam simplificados.

#### 2.1.1 Coordenadas generalizadas, posição, velocidade e aceleração

Na teoria de multicorpos, a posição de qualquer ponto é descrita em relação a um referencial inercial global (origem), a partir do qual são definidas as coordenadas dos demais objetos. Por se tratar de uma análise de corpos rígidos, ou seja, considerando a dinâmica somente de grandes deslocamentos, o problema é tratado de forma que seis graus de liberdade definam a configuração espacial do corpo.

De acordo com a própria definição, a velocidade e aceleração de um corpo são a derivada e derivada segunda da posição de um corpo em relação ao tempo respectivamente. Além da dependência espacial, a posição de cada corpo, depois de excitado, também varia com o tempo.

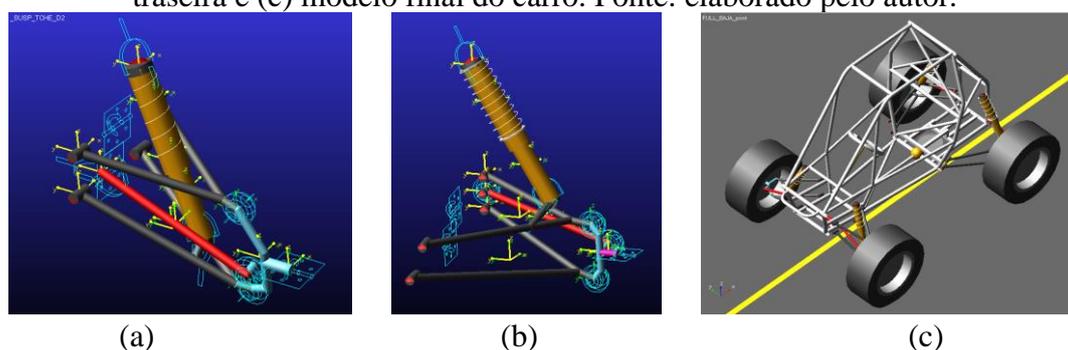
#### 2.1.2 Restrições de movimento

Para a definição total do problema através dos dados de entrada, ainda devem ser considerados outros fatores. Um deles são as condições limitantes (condições de contorno) devido a juntas e conexões, chamados de acoplamentos. A imposição destas restrições de movimento acaba gerando dependência entre os corpos na medida que os relaciona. Por conta disso, há uma redução no número de graus de liberdade dos corpos relacionados.

Existem alguns tipos de acoplamentos, para cada qual existe uma equação que rege a posição, velocidade e aceleração do corpo quando restrito.

Na Figura 5 estão apresentadas as condições de acoplamento aplicadas ao modelo.

Figura 5 – Condições de acoplamento aplicadas ao modelo estudado em (a) dianteira e (b) traseira e (c) modelo final do carro. Fonte: elaborado pelo autor.



### 2.1.3 Condições iniciais

Além dos parâmetros de restrição, devem ser descritas condições iniciais do problema, isto é, como o sistema se encontra no momento de início da análise, quando o tempo ainda é zero. São estas condições que representam as posições iniciais de cada corpo e as aplicações de fatores externos como cargas (forças, acelerações, torques). A partir da verificação da consistência desses parâmetros iniciais que se pode dar prosseguimento para análise e cálculo com incremento temporal de forma iterativa.

## 2.2 CASOS CRÍTICOS

Dentre o grupo de provas dinâmicas que, como o próprio nome diz, são aquelas nas quais as notas estão atreladas ao desempenho do carro, são comuns obstáculos previamente conhecidos. Estes se destacam de forma a gerar os maiores esforços na suspensão do veículo, visto que este sistema transfere os esforços relacionados ao contato pneu-solo para o protótipo.

As hipóteses definidas para casos críticos foram: de força máxima de frenagem, força vertical de *drop test*, vala e *bump* em lombada.

### 2.2.1 Força Máxima de Frenagem

A primeira situação estudada é a de frenagem máxima, ou seja, um caso no qual se aplica uma força das pastilhas de freio sobre os discos, gerando o travamento das rodas. Neste momento ocorre o pico do torque de frenagem, o qual acaba torcendo a manga de eixo, gerando reações no conjunto da suspensão.

### 2.2.2 Vala e *bump* (*drop test*) em lombada

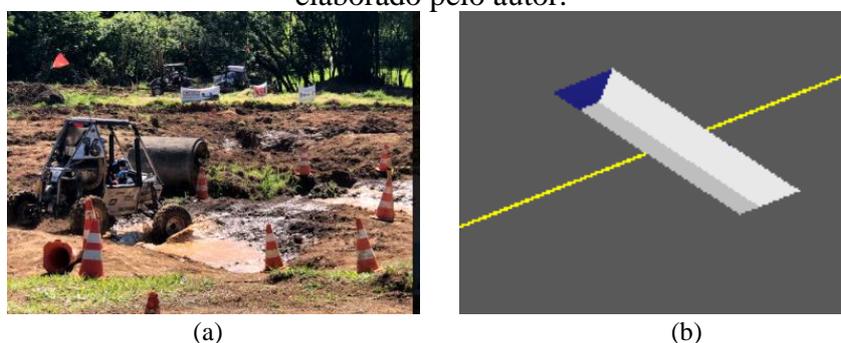
A simulação de *bump* em lombada tem como ponto de interesse averiguar as cargas geradas em um salto após passar pelo obstáculo de lombada (Figura 6) (estimada em 1,2 m de altura, 5 m de comprimento e 25° de inclinação), o que é representado comumente por ensaio de *drop test*, que consiste no içamento e queda livre do veículo na altura de um possível salto. Além deste obstáculo, é averiguada a passagem por vala (Figura 7), que nada mais é que uma depressão na pista de 700 mm de comprimento e 300 mm de profundidade. Estes tipos de obstáculo sempre estão presentes nas competições da categoria, sendo de alta relevância para o estudo.

Para estes casos, o coeficiente de atrito pneu-solo adotado foi de 0,55, que se refere a um valor médio para terreno fora-de-estrada segundo os autores (LEAL, L.M.; da ROSA, E.; NICOLAZZI, L.C.; 2012).

Figura 6 – (a) Exemplo de obstáculo de lombada/rampa no BAJA Sul 2017 e (b) modelo multicorpo de lombada. Fonte: elaborado pelo autor.



Figura 7 – (a) Obstáculo de vala no BAJA Sul 2019 e (b) modelo multicorpo de vala. Fonte: elaborado pelo autor.



### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 SUSPENSÃO DIANTEIRA

Conforme apresentado anteriormente, esta monografia apresenta metodologia para a realização de uma otimização paramétrica sobre a estrutura mais solicitada na suspensão de um protótipo BAJA, a balança dianteira inferior. Além do componente citado, a suspensão dianteira ainda é composta pela balança superior, buchas, conjunto mola-amortecedor, manga de eixo, cubo de roda, roda e pneu.

Para o protótipo da Equipe Tchê (Figura 3) optou-se pela geometria denominada de duplo A, ou *Double Wishbone*, devido a ser independente para cada roda, ter grande espectro de variação de parâmetros geométricos (*camber* e *caster*), que afetam crucialmente seu comportamento dinâmico (*spring ratio*, *roll center*), permitir ganho de *camber* negativo durante a compressão, o que reduz o raio de curvatura, diminuir a altura do centro de massa e por absorver melhor impactos, devido à sua geometria.

Os pontos de suspensão foram previamente estipulados com ajuda do programa computacional *Lotus Suspension Analysis SHARK* de modo a atender as características de resposta dinâmica e simultaneamente reduzir esforços críticos.

Através do programa *Solidworks* de versão estudantil, estes pontos foram representados e depois modelados como estrutura tubular, assim como seus conectores esféricos, manga, buchas e fixadores. Os demais componentes: amortecedor-mola, cubo de roda, ponta de eixo, roda e pneu são comerciais e tiveram seus modelos CAD desenhados a partir da medição de suas dimensões.

Figura 3 – (a) Protótipo TB-20 (b) Sistema de suspensão e direção. Fonte: elaborado pelo autor.



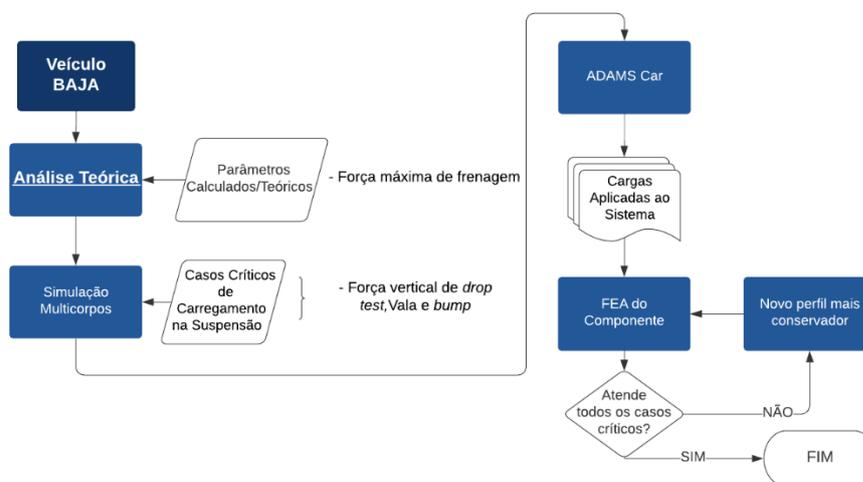
### 3.2 METODOLOGIA DE ANÁLISE

As simulações de otimização necessitam de uma detalhada descrição física do problema em questão para que se possa avaliar a resistência da estrutura frente à sua condição de uso.

Para tanto, precisam ser avaliados os esforços e as condições de contorno aplicadas ao sistema. Sendo assim, faz-se necessário o uso de um método que quantifique tais parâmetros. As opções que viabilizam isso são: instrumentação, resultando em dados experimentais e computacional, resultando em dados teóricos mais próximos da realidade (reduz simplificações).

Na Figura 4 é demonstrado o fluxograma da metodologia escolhida.

Figura 4 – Fluxograma da abordagem escolhida para estudo de otimização de componentes da suspensão. Fonte: elaborado pelo autor.



Dentre as possibilidades citadas, a abordagem computacional é aquela que pode com maior exatidão prever o comportamento do sistema massa-mola, visto que a experimental se mostra inviável em período de isolamento social.

Diferentemente dos métodos analíticos, a análise computacional de multicorpos permite uma gama muito mais detalhada dos componentes que definem seu sistema. Devido ao acesso aos detalhes técnicos e parâmetros do carro por fazer parte da equipe, podem ser modelados itens como: buchas de apoio dos braços de suspensão, comportamento não linear dos amortecedores e molas, comportamento não linear de rigidez dos pneus e como variam com a alteração de pressão, assim como utilizar parâmetros geométricos e físicos precisos do conjunto.

Por ser inviável simular fielmente um circuito de competição em *softwares* de simulação de dinâmica veicular devido à falta de dados sobre as pistas e pela competição ser itinerante, se faz necessário verificar somente as condições críticas que podem ocorrer durante as provas do evento.

### 3.3 OBTENÇÃO DE PARÂMETROS DO SISTEMA DE SUSPENSÃO DIANTEIRA

Com o intuito de enriquecer a análise proposta e de manter fidelidade ao protótipo da equipe, devem ser obtidos os parâmetros necessários para a realização tanto da simulação multicorpos (massa, rigidez, amortecimento dos componentes) quanto para a simulação de elementos finitos (geometria, material).

São citados, em cada subcapítulo, os ensaios realizados para obtenção das variáveis necessárias, registrando os procedimentos adotados. Todos estes ensaios citados e seus dados foram fornecidos pela Equipe Tchê e avaliados e representados graficamente pelo autor.

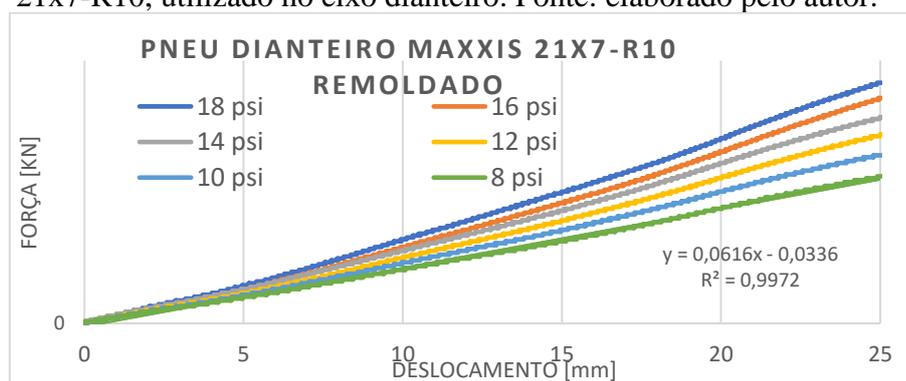
#### 3.3.1 Ensaio de pneus

Os pneus são componentes muito relevantes para o desempenho de um protótipo BAJA. A escolha deste item influencia em características de tração, aceleração e desaceleração, assim como na rigidez do sistema de suspensão e na massa não suspensa do veículo.

Para o eixo dianteiro, foram selecionados os pneus remoldados do modelo 21x7-R10 da marca Maxxis, enquanto para o eixo traseiro foram escolhidos pneus Pirelli 22x8-R10.

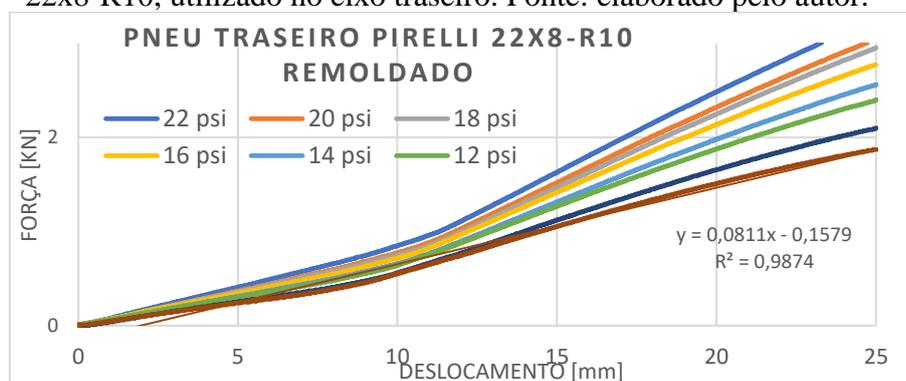
A partir de ensaio mecânico de compressão para variadas pressões, podem ser medidas as rigidezes dos pneus para cada uma dessas configurações.

Gráfico 1 – Força vertical no pneu x Deslocamento vertical do pneu. Modelo de pneu Maxxis 21x7-R10, utilizado no eixo dianteiro. Fonte: elaborado pelo autor.



A partir da análise do Gráfico 1 e regressão linear da curva do ensaio, obteve-se a rigidez média do pneu dianteiro para a pressão utilizada de 8psi, que foi de 61510,93 N/m.

Gráfico 2 – Força vertical no pneu x Deslocamento vertical do pneu. Modelo de pneu Pirelli 22x8-R10, utilizado no eixo traseiro. Fonte: elaborado pelo autor.



Pelo Gráfico 2, a rigidez média medida para a pressão de 8psi é de 81155,15 N/m.

### 3.3.2 Ensaio de molas/amortecedores

Da mesma forma que os pneus, os amortecedores devem ter suas características definidas para descrever mecanicamente o conjunto. Para a obtenção da rigidez dos amortecedores FOX Float 3 EVOL R, deve ser também realizado ensaio de compressão. Pelo fato de ser um amortecedor pneumático, consegue-se alterar as características de rigidez (mola) e coeficiente de amortecimento (amortecedor) em um único componente.

Devem ser obtidos os dados para as diferentes pressões utilizadas para os amortecedores dianteiros, 50 psi na câmara principal e 100 psi na câmara secundária, e para os traseiros, que usam 100 x 250 psi. A velocidade de deslocamento aplicada foi de 0,1 mm/s.

Gráfico 3 – Carga vertical no amortecedor-mola x Deslocamento vertical no amortecedor-mola para as pressões 50x100psi. Fonte: elaborado pelo autor.

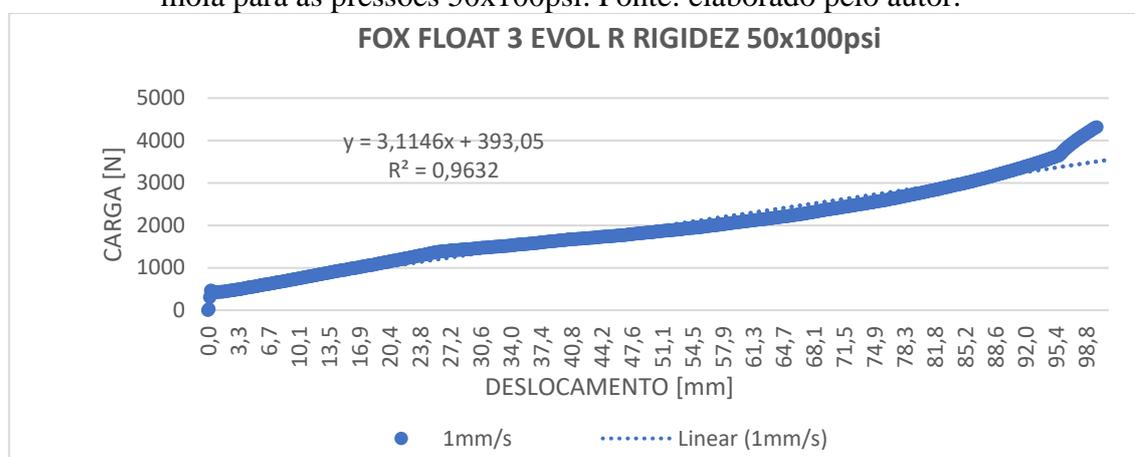
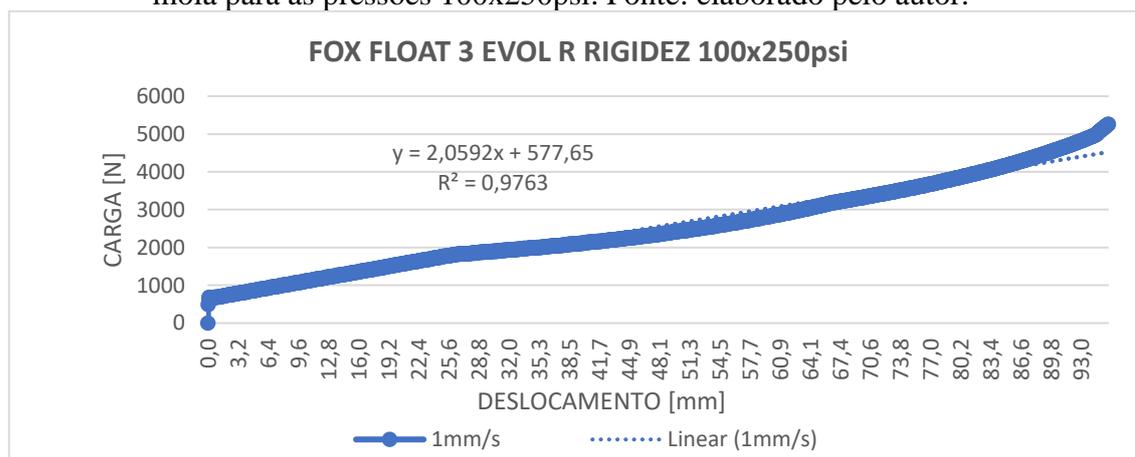


Gráfico 4 – Carga vertical no amortecedor-mola x Deslocamento vertical no amortecedor-mola para as pressões 100x250psi. Fonte: elaborado pelo autor.

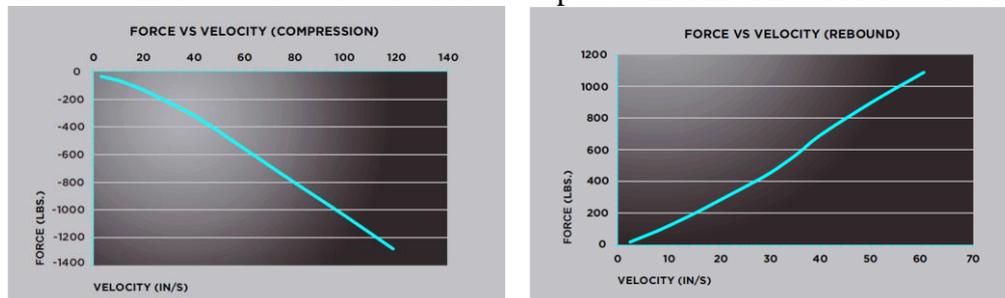


A leitura dos gráficos permite a definição da rigidez média dos amortecedores, através da linearização das curvas, que foram 3114,6 N/m para a dianteira (Gráfico 3) e 2059,2 N/m para a traseira (Gráfico 4).

Já o valor de coeficiente de amortecimento, Gráfico 5, utilizado se refere aos valores nominais propostos pela fabricante para os casos de compressão e distensão para pressão mediana

na câmara secundária. Estes dados são fornecidos pela empresa FOX com o intuito de auxiliar no projeto das equipes da categoria BAJA.

Gráfico 5 - (a) Força x Velocidade para compressão do amortecedor (b) Força x Velocidade para distensão do amortecedor. Fonte: FOX Powersport SAE/MINI BAJA FLOAT 3 Manual.



### 3.3.3 Geometria preliminar dos componentes mecânicos e parâmetros do veículo

As peças constituintes da suspensão cujas propriedades de relevância são momento de inércia, material e massa, tiveram tais dados extraídos diretamente dos modelos em CAD. Na Tabela 1, é apresentado um breve resumo das características do protótipo:

Tabela 1 – Parâmetros do protótipo TB-20. Fonte: elaborado pelo autor.

Parâmetros	Dimensão
Entre eixos	1507 mm
Bitola dianteira	1321,4 mm
Bitola traseira	1200,2 mm
Massa total do veículo com piloto	244,52 kg
Massa suspensa com piloto	190,04 kg
Massa não suspensa dianteira (unilateral)	12,97 kg
Massa não suspensa traseira (unilateral)	14,27 kg
Altura do CG	775,9 mm
Distância longitudinal do CG	816,6 mm

## 3.4 ANÁLISE ESTRUTURAL E OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA

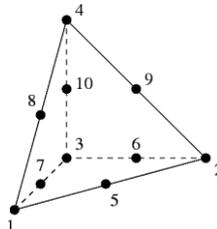
Os programas computacionais ofertam diversas alternativas para simulação estrutural de componentes. O *software* utilizado, ANSYS *Workbench*, oferece a análise estrutural de comportamento linear para pequenas deformações, metodologia esta que possui funcionalidade para atender este estudo. A licença de propriedade da Equipe Tchê fornecida diretamente pela ANSYS foi utilizada.

Devido à sua importância, é recomendado um estudo futuro que avalie esforços cíclicos do conjunto, uma vez que neste trabalho não foi considerado o efeito de fadiga.

### 3.4.1 Tipo de elemento adotado

Para a simulação em elementos finitos dos componentes estudados, foram utilizados elementos do tipo Tet10 (Figura 8). Este é um elemento tetraédrico de segunda ordem (possui nós nos *midpoints* das arestas) composto por dez nós. Por ser tetraédrico de segunda ordem, este elemento consegue mais facilmente se moldar à geometria curva e complexa do componente estudado, além de permitir uma melhor previsão de seu deslocamento e deformação.

Figura 8 – Elemento Tet10. Fonte:  
<http://www.softeng.rl.ac.uk/st/projects/felib4/Docs/html/Level-0/tet10/tet10.html>.



### 3.4.2 Procedimento de otimização

As variáveis de projeto do problema são o diâmetro, espessura da parede do tubo e o material que o constitui (Tabela 2). As 27 combinações descritas foram selecionadas a partir de sua disponibilidade comercial e viabilidade financeira da equipe.

O componente deve ser submetido aos casos críticos individuais anteriormente citados. Em caso de falha em ao menos um dos casos de carregamento, a combinação de parâmetros é considerada reprovada. Caso ela seja aprovada, o processo de otimização é encerrado.

Tabela 2 – Possíveis parâmetros de constituição dos tubos da estrutura. Fonte: elaborado pelo autor.

Material
SAE 1008; SAE 4130; SAE 8620
Diâmetro
$\frac{3}{4}$ ”; 1”; 1 $\frac{1}{4}$ ”
Espessura
1,2 mm; 1,5 mm; 2,0 mm

Como a geometria da suspensão não muda para as diferentes combinações, a robustez da estrutura é somente alterada pelo seu perfil transversal. Logo, os perfis (Tabela 3) com maior área possuem uma maior rigidez quando comparados às demais combinações de um mesmo material.

Tabela 3 – Ordem de iteração das combinações possíveis de perfil (avaliados por rigidez).  
 Fonte: elaborado pelo autor.

Iteração	Diâmetro	Espessura	Área
1	$\frac{3}{4}$ ”	1,2 mm	33,78 mm <sup>2</sup>
2	$\frac{3}{4}$ ”	1,5 mm	43,12 mm <sup>2</sup>
3	1”	1,2 mm	46,75 mm <sup>2</sup>
4	$\frac{3}{4}$ ”	2 mm	56,71 mm <sup>2</sup>
5	1”	1,5 mm	58,08 mm <sup>2</sup>
6	1 $\frac{1}{4}$ ”	1,2 mm	58,72 mm <sup>2</sup>
7	1 $\frac{1}{4}$ ”	1,5 mm	73,04 mm <sup>2</sup>
8	1”	2 mm	76,65 mm <sup>2</sup>
9	1 $\frac{1}{4}$ ”	2 mm	96,60 mm <sup>2</sup>

Como os três materiais estruturais aos quais a equipe Tchê tem acesso possuem densidades idênticas ( $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$ ), a tensão de escoamento (Tabela 4) dos mesmos se torna o único fator decisivo para a escolha da condição com a menor massa possível.

Tabela 4 – Tensão de escoamento dos materiais estudados.

Fonte: <http://www.matweb.com/index.aspx>.

Material	Tensão de escoamento
SAE 1008	305 MPa
SAE 8620	360 MPa
SAE 4130	460 MPa

## 4 CARGA MÁXIMA DE FRENAGEM E CONDIÇÕES DE CONTORNO

### 4.1 CÁLCULO DE CARGAS MÁXIMAS DE FRENAGEM NA SUSPENSÃO

A partir dos valores de torque de frenagem no eixo dianteiro fornecido pela equipe, é possível se avaliar a condição de cargas máximas de frenagem. O torque máximo aplicado às rodas tem valor de 260 Nm e o seu sentido é mostrado na Figura 9.

A seguir, cálculo das reações aplicadas ao braço inferior e seus resultados (Tabela 5):

$$-108,73x_A + 15,94y_A = \frac{-109,9 \times 260000}{180,82} \quad (1)$$

$$70,69x_B - 5,75y_B = \frac{-70,92 \times 260000}{180,82} \quad (2)$$

$$x_A = -x_B \quad (3)$$

$$y_A = -y_B \quad (4)$$

Tabela 5 – Reações calculadas na manga de eixo. Fonte: elaborado pelo autor.

Variável	Reação
$x_A$	1429,12 N
$x_B$	-1429,12 N
$y_A$	-165,40 N
$y_B$	165,40 N

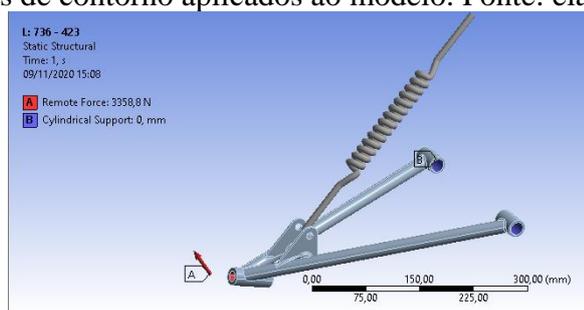
Figura 9 – Torque na manga de eixo gerado por frenagem, dimensões e vetor de forças. Fonte: elaborado pelo autor.



### 4.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO FEA

As condições de contorno aplicadas à balança inferior esquerda são mostradas na Figura 10.

Figura 10 – Condições de contorno aplicados ao modelo. Fonte: elaborado pelo autor.



As forças são do tipo remoto, pois são aplicadas no centro da junta rotacional, ponto através do qual ela transfere carga. O vetor tem os valores conforme mostrado na seção de resultados. O componente de mola representa a sua carga de força axial além de considerar a sua rigidez. Os suportes embuchados são representados como juntas cilíndricas, permitindo rotação livre em torno do seu próprio eixo (x).

## 5 RESULTADOS

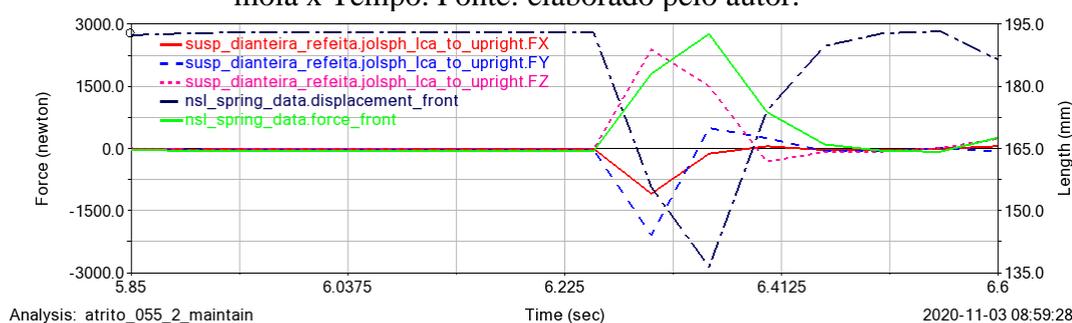
### 5.1 ANÁLISE MULTICORPOS - VALA E BUMP (DROP TEST) EM LOMBADA

Como dados de *output* da simulação multicorpo feita no ADAMS Car para os casos de lombada e vala, foram selecionadas as cargas presentes diretamente na junta rotular (*uniball*) da balança inferior esquerda do protótipo. Os esforços máximos ocorrem todos nos tempos 6,300 segundos para o caso de lombada e 5,575 segundos para o caso de vala.

As simulações foram realizadas na velocidade de 22 km/h. Isto se deve ao fato de que, para velocidades maiores, ocorre o capotamento do carro e que, para velocidades menores os esforços são menores. O incremento de tempo em ambas análises foi de 25 milésimos de segundo.

Abaixo são plotados os gráficos para o caso de lombada:

Gráfico 6 – Gráfico de forças (x,y,z) na junta rotular, comprimento e força do amortecedor-mola x Tempo. Fonte: elaborado pelo autor.



Como há uma defasagem temporal entre o instante no qual as cargas são máximas na junta ( $t=6,30$  s) e quando elas são máximas no amortecedor-mola ( $t=6,35$  s), deve-se averiguar qual dos casos é o mais crítico.

Gráfico 7 – Gráfico de força longitudinal na junta rotular x Tempo. Fonte: elaborado pelo autor.

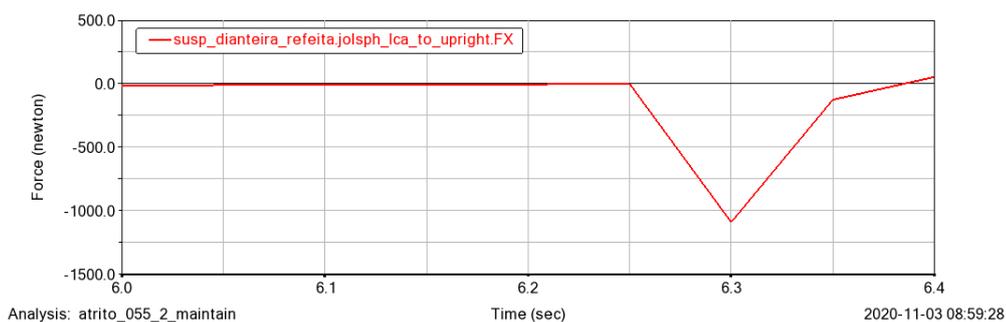


Gráfico 8 – Gráfico de força lateral (transversal) na junta rotular x Tempo. Fonte: elaborado pelo autor.

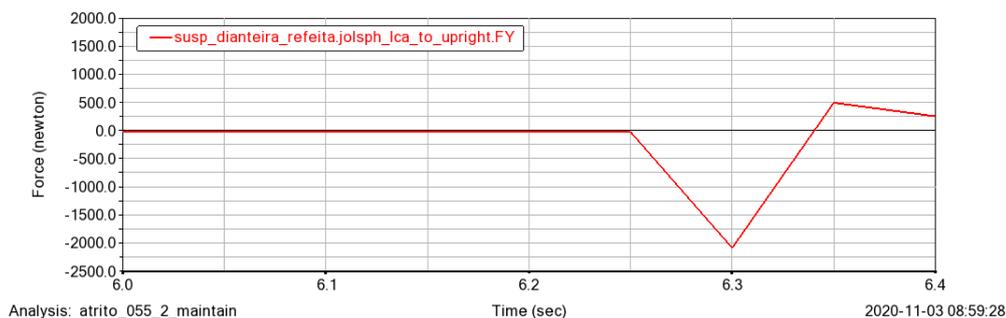


Gráfico 9 – Gráfico de força normal (vertical) na junta rotular x Tempo. Fonte: elaborado pelo autor.

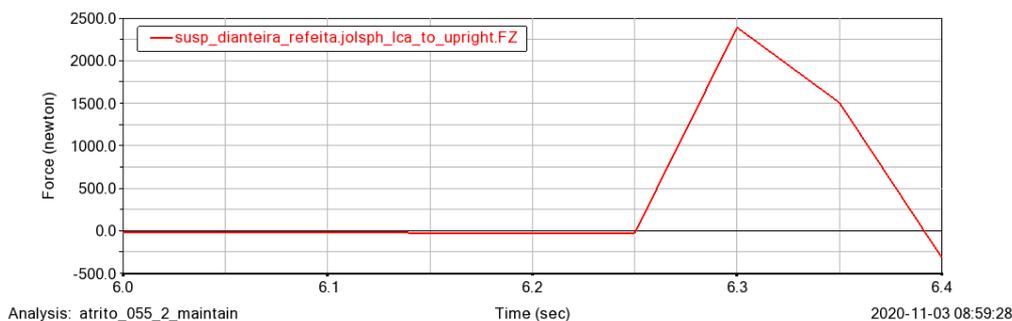


Tabela 6 – Forças na junta rotular no instante  $t=6,30$  s. Fonte: elaborado pelo autor.

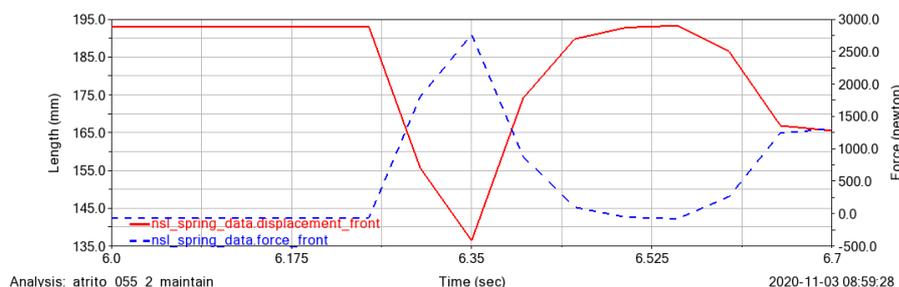
Tipo de esforço	Carga
Força longitudinal	-1092,20 N
Força lateral	-2092,16 N
Força normal	2389,90 N

Tabela 7 – Forças na junta rotular no instante  $t=6,35$  s. Fonte: elaborado pelo autor.

Tipo de esforço	Carga
Força longitudinal	-126,81 N
Força lateral	492,10 N
Força normal	1504,91 N

Além dos valores de forças aplicadas ao componente, há a necessidade da verificação do curso do amortecedor-mola no momento de esforço máximo, de modo a se obter a sua rigidez no instante de maior carga e da força gerada pela mola.

Gráfico 10 – Gráfico de comprimento e força no amortecedor-mola x Tempo. Fonte: elaborado pelo autor.



O curso e força da mola obtidos foram de 37,48 mm e 1803,40 N para o instante  $t=6,30$  s e 56,70 mm e 2764,68 N no instante  $t=6,35$  s.

Já no caso de vala, os esforços são um pouco menores:

Tabela 8 – Forças máximas na junta rotular. Fonte: elaborado pelo autor.

Tipo de esforço	Carga
Força longitudinal	228,96 N
Força lateral	796,88 N
Força normal	1224,72 N

## 5.2 ANÁLISE ESTÁTICA - VALA E BUMP (DROP TEST) EM LOMBADA

De acordo com o que foi proposto anteriormente, o caso mais crítico de esforços na balança inferior é o de *bump* em lombada. Portanto, somente este caso será analisado por simulação em elementos finitos.

Com relação ao instante que deve ser analisado, foi definido o instante de tempo  $t=6,30$  s, pois resulta em uma tensão maior na suspensão quando comparado ao tempo  $t=6,35$  s, conforme demonstrado no Apêndice A.

É de suma importância clarificar que a região de maior tensão encontrada nas simulações é uma zona concentradora de tensão por conta de uma abrupta alteração de geometria apesar dos raios de arredondamento. Além disso, esta região é soldada e, portanto, representa o estado de tensão no material de solda e não do material base, que representa os tubos de suspensão estudados.

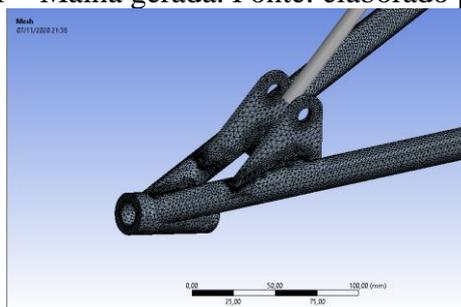
Sendo assim, a região citada é analisada como região de solda. De qualquer maneira, a resistência dos tubos é avaliada na região de maior tensão onde não se encontra deposição de solda.

### 5.2.1 Convergência de malha

Para garantir convergência de malha (Figura 11), foi inicialmente proposto o valor de tamanho de elemento igual ao da espessura do tubo estrutural utilizado. Nas iterações subsequentes, o tamanho dos elementos foi sendo reduzido em dois décimos de milímetro até a diferença entre as duas últimas iterações apresentarem uma diferença menor que 1,00%. Nos casos estudados, a diferença foi de 0,02%.

Portanto, os valores de tamanho médio de elemento utilizados foram 1,80 mm para a análise do aço SAE 4130 e 1,3 mm para os aços SAE 8620 e SAE 1008.

Figura 11 – Malha gerada. Fonte: elaborado pelo autor.



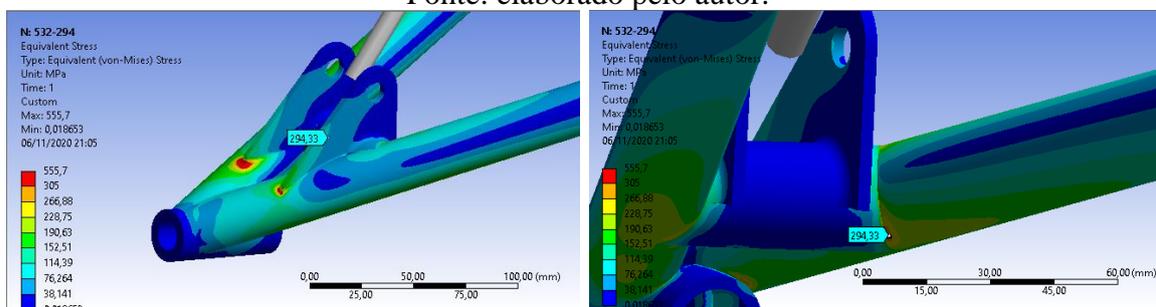
### 5.2.2 Perfil otimizado para os materiais SAE 1008 e SAE 8620

Como resultado para a simulação do material de menor resistência do estudo (Figura 12 e 13), o perfil cuja resistência se mostra compatível com o uso do aço SAE 1008 é o de 1” de diâmetro e 1,5 mm de espessura.

Enquanto na região de solda ocorre uma tensão de 555,7 MPa, na região crítica do material base ocorre uma tensão de 294,33 MPa. Como a tensão limite de escoamento do material da solda é de 587 MPa, segundo Cáo (2013), e a tensão de escoamento do aço SAE 1008 é 305 MPa, o perfil simulado atende os critérios de falha. Uma análise posterior deve ser feita, avaliando a região da solda (considerando a ZAC – zona afetada pelo calor – e suavizando os ângulos de concordância).

Essa combinação resulta em um componente com massa de 1048,91 g para ambos aços.

Figura 12 e 13 – Tensões na balança de perfil de 1” de diâmetro e 1,5 mm de espessura. Fonte: elaborado pelo autor.



Assim como o resultado para o material anterior, para o aço SAE 8620 o perfil otimizado também é o de 1” de diâmetro e 1,5 mm de espessura. Enquanto para o SAE 1008 o coeficiente de segurança estático é de 1,04, para o aço SAE 8620 o coeficiente é de 1,19.

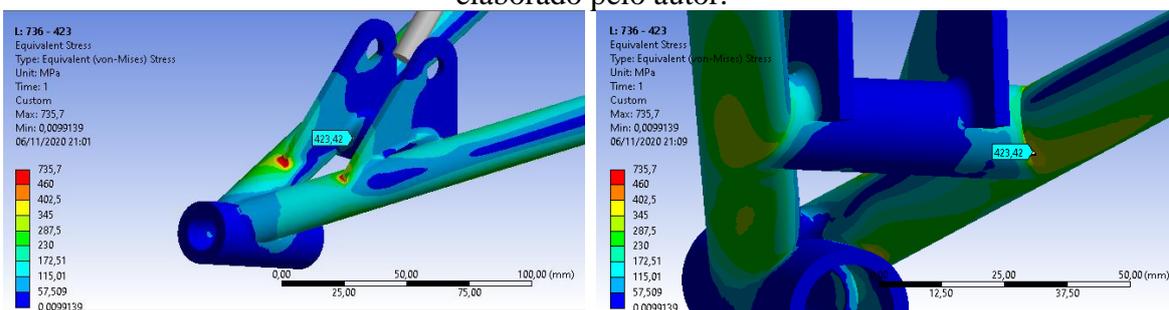
### 5.2.3 Perfil otimizado para o material SAE 4130

Quando levada em conta a tensão de escoamento do material SAE 4130, o perfil que apresenta tensões adequadas para o caso estático é o de ¾” de diâmetro e 2 mm de espessura. Neste caso (Figura 14 e 15), as tensões alcançadas são de 735,7 MPa na solda e 423,42 MPa na estrutura.

Mesmo havendo falha na região de solda, a região dos tubos não falha, tendo coeficiente de segurança estático de 1,09. Assim como no caso anterior, deve-se averiguar melhor a região soldada.

Este perfil resulta em uma balança dianteira inferior com 1017,69 g de massa.

Figura 14 e 15 – Tensões na balança de perfil de  $\frac{3}{4}$ " de diâmetro e 2 mm de espessura. Fonte: elaborado pelo autor.



#### 5.2.4 Comparação de massa

O perfil original proposto na etapa de *design* possui dimensões de 1" de diâmetro e 2 mm de espessura e aço SAE 1008 como material, tendo uma massa de 1249,37 g. Quando comparado com os perfis otimizados, pode-se quantificar a redução total de massa para o componente estudado. Na tabela 9 pode-se observar a comparação de massas:

Tabela 9 – Comparação de massa entre perfis. Fonte: elaborado pelo autor.

Perfil	Massa	Redução
Original – 1" x 2 mm	1249,37 g	-
1" x 1,5 mm	1048,91 g	16,04%
$\frac{3}{4}$ " x 2 mm	1017,69 g	18,54%

## 6 CONCLUSÃO

Primeiramente, por conta da utilização de parâmetros obtidos por ensaios dos componentes de rigidez e amortecimento, a representação do sistema de suspensão e direção em modelo de análise multicorpos mostrou resultados compatíveis com o que era esperado.

Com isso, a realização de análise em elementos finitos foi possível, viabilizando a escolha dos perfis ideais de tubo para cada um dos materiais dispostos pela Equipe Tchê da categoria BAJA. Para os materiais SAE 1008 e SAE 8620 o perfil otimizado foi o de 1" de diâmetro e espessura de 1,5 mm, com redução de 16,04% de massa, enquanto para o material SAE 4130 o perfil otimizado foi o de  $\frac{3}{4}$ " de diâmetro e 2 mm de espessura, com redução de 18,54% de massa.

É evidente que os coeficientes de segurança adotados para as soluções são ousados, ou seja, são muito próximos de valor unitário. Embora esta abordagem não seja comum em projetos, por se tratar de utilização em um evento específico e por utilizar como caso crítico uma condição limite, foi aceita esta condição.

Como sugestão para novos trabalhos, as seguintes melhorias são elencadas: validar o modelo de esforços obtidos pela teoria multicorpos através da comparação com valores obtidos experimentalmente e eliminar quaisquer dificultadores geométricos como concentradores de tensão na análise FEA.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

VDOVIND, D., CHICHEKI, I. **Loads and Stress Analysis Cycle Automation in the Automotive Suspension Developmetn Process**, 2016.

JABLONSKI, I., SAMUEL. **Dimensionamento e Otimização de uma Manga de Eixo Dianteira para o Projeto BAJA SAE**, 2016.

DINIZ, S., D., DIEGO. **Estudo de Dinâmica Vertical em Suspensão Duplo A de um Veículo Off-road Tipo BAJA**, 2014.

CÁO, O. **Avaliação da Soldabilidade do Aço DOCOL 800 DP para o Projeto BAJA SAE**, 2013.

SAHABA, A., AHMED. **Dynamics of Multibody Systems**, Third Edition (3. ed.), Cambridge: Cambridge University Press, 2005.

LEAL, L.M., da ROSA, E., NICOLAZZI, L.C., **Uma Introdução à Modelagem Quase-Estática de Automóveis**, 2012, p.19.

KOHNKE, P., **ANSYS Theory Reference**. 11. ed., Southpointe: SAS IP, 1999.

ADAMS®, **Getting Started Using ADAMS/Car**, Michigan: Mechanical Dynamics, Incorporated, 2002.

FOX®, **FOX Powersport SAE/MINI BAJA FLOAT 3 Manual**.

## APÊNDICE A

Figura 1 – Tensões obtidas para caso de Bump em lombada para  $t=6,30$  s. Perfil de 1" de diâmetro e 2 mm de espessura.

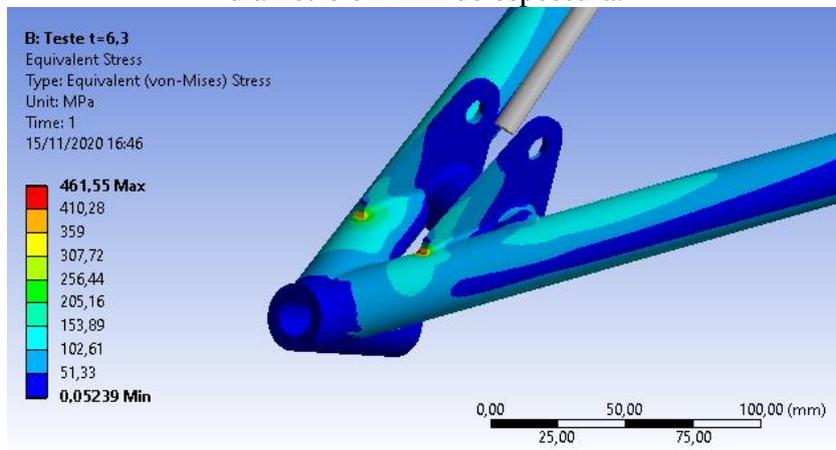


Figura 2 – Tensões obtidas para caso de Bump em lombada para  $t=6,35$  s. Perfil de 1" de diâmetro e 2 mm de espessura.

