



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**  
**“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”**  
**Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá**

**HENRIQUE MATHEUS PEREIRA SILVA**

**Análise da suspensão de um protótipo off-road**

Guaratinguetá - SP  
2023

**Henrique Matheus Pereira Silva**

**Análise da suspensão de um protótipo off-road**

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

Orientador: Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi

S586a Silva, Henrique Matheus Pereira  
Análise da suspensão de um protótipo off-road /  
Henrique Matheus Pereira Silva – Guaratinguetá, 2023.  
61 f : il.  
Bibliografia: f. 59-61

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica –  
Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia e  
Ciências de Guaratinguetá, 2023.  
Orientador: Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi

1. Veículos off-road. 2. Automóveis - Molas e suspensão.  
3. Métodos de simulação. I. Título.

CDU 629.113

**HENRIQUE MATHEUS PEREIRA SILVA**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE  
DO REQUISITO PARA OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
**GRADUADO(A) EM ENGENHARIA MECÂNICA**

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



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**



Prof. Dr. ERICK SIQUEIRA GUIDI  
Orientador/UNESP-FEG



Me. GERALDO CESAR ROSÁRIO OLIVEIRA  
UNESP-FEG



Eng. MÔNICA LAIOLTI DOS SANTOS  
UNESP-FEG

FEVEREIRO DE 2023

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a minha família por todo o apoio e compreensão durante todo o curso. Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi, e Geraldo Cesar Rosario de Oliveira, pela contribuição ao trabalho. Agradeço a meus colegas de equipe que contribuíram com meus estudos e a equipe Piratas do Vale de Baja SAE, por todo o aprendizado adquirido.

## RESUMO

Este trabalho apresentou uma análise estrutural da bandeja de suspensão e do terminal rotular de um veículo *off-road* para a competição universitária *Baja SAE*, endereçando falhas condizentes ao histórico recente do veículo e propondo melhorias na geometria do sistema. Além disso, outro objetivo foi a elaboração de um modelo-base de análise por Elementos Finitos, método de análise estrutural difundido no setor de engenharia, que possa ser utilizado em futuras geometrias da equipe. A metodologia incluiu revisão bibliográfica, análise do histórico de falhas, obtenção do modelo 3D e análise mecânica com utilização de *software* de Engenharia Auxiliada por Computador (*Abaqus*). A análise foi realizada de forma comparativa entre a geometria original e as duas propostas. Os resultados incluíram análise das tensões (normais longitudinais na bandeja e no terminal rotular, cisalhamento e esmagamento no terminal) e a comparação destes resultados, neste item notou-se valores altos de tensão, como tensões normais de até 489 MPa na região de contato do terminal rotular. Foi realizada a análise da resistência do terminal rotular via catálogo do fabricante. A conclusão destacou a importância de equilibrar as solicitações entre braços da bandeja e terminal rotular, e foi recomendada a utilização da proposta 1, que modifica a inclinação do terminal rotular de modo a minimizar tensões cisalhantes, obtendo êxito e reduzindo as tensões cisalhantes na face transversal em até 75%. Apesar do maior esforço de tração, a minimização da flexão contribuiu para os efeitos das tensões normais ao longo do corpo do terminal não aumentarem. A geometria ainda oferece facilidade de fabricação e implementação (por ser semelhante à geometria original) e traz possibilidade de ajuste do ângulo de *toe*, ao contrário da segunda proposta que não conta com a rosca para tal ajuste. O trabalho contribui para a equipe Piratas do Vale de Baja SAE e para o campo de análise estrutural de veículos *off-road*, fornecendo uma metodologia para otimização estrutural da geometria da suspensão baseadas em análise simplificadas de elementos finitos.

**PALAVRAS-CHAVE:** Suspensão automotiva; Baja SAE; Simulação numérica.

## ABSTRACT

This study presented a structural analysis of the control arm and the rod end of an off-road vehicle for the Baja SAE university competition, addressing failures consistent with the recent history of the vehicle and proposing improvements in the geometry of the system. In addition, another goal was the elaboration of a Finite Element analysis base model, a structural analysis method widespread in the engineering sector, that can be used in future geometries of the team. The methodology included literature review, failure history analysis, 3D model acquisition, and mechanical analysis using Computer Aided Engineering software (Abaqus). The analysis was performed comparatively between the original geometry and the two proposed ones. The results included stress analysis (longitudinal normal stresses in the control arm and in the rod end, shear and crushing in the terminal) and the comparison of these results, in this item high stress values were noted, such as normal stresses of up to 489 MPa in the contact region of the rod end. The analysis of the strength of the rod end was performed via the manufacturer's catalog. The conclusion highlighted the importance of balancing the stresses between control arm and rod end, and it was recommended to use proposal 1, which modifies the inclination of the rod end in order to minimize shear stresses, succeeding and reducing shear stresses on the cross face by up to 75%. Despite the increased tensile stress, minimizing bending contributed to the effects of normal stresses along the terminal body not increasing. The geometry still offers ease of fabrication and implementation (for being similar to the original geometry) and brings the possibility of adjusting the toe angle, unlike the second proposal that does not count on the thread for such adjustment. This work contributes to the *Piratas do Vale Baja SAE* team and to the field of structural analysis of off-road vehicles, providing a methodology for structural optimization of the suspension geometry based on simplified finite element analysis.

**KEYWORDS:** Automotive suspension; Baja SAE; Numerical simulation.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Protótipo MB1317 equipe Piratas do Vale (competição Baja SAE Nacional) ...	14
Figura 2 – Falha do sistema de suspensão observada em testes .....	15
Figura 3 – Tipos comuns de suspensão de eixo independente .....	18
Figura 4 – Suspensão Duplo-A (frontal) .....	19
Figura 5 – Suspensão Duplo-A (lateral) .....	19
Figura 6 – Malha de elementos finitos de uma estrutura veicular .....	20
Figura 7 – Análise de Tensões do cubo de roda da equipe, onde (a) anterior e (b) otimizado. ....	21
Figura 8 – Aspecto visual da fratura dos terminais rotulares .....	22
Figura 9 – Montagem em Autodesk Inventor do protótipo Baja SAE MB1317 .....	23
Figura 10 – Componentes de interesse para a simulação em FEM .....	23
Figura 11 – Movimento da bandeja representado em simulação .....	25
Figura 12 – Interface (Abaqus) ao configurar o conector .....	28
Figura 13 – Interface (Abaqus) ao acoplar o ponto de referência às faces do terminal ....	29
Figura 14 – Interface (Abaqus) ao configurar o deslocamento vertical do centro do terminal .....	29
Figura 15 – Interface (Abaqus) ao restringir os graus de liberdade da fixação superior do amortecedor .....	30
Figura 16 – Interface (Abaqus) ao restringir os graus de liberdade das fixações da bandeja .....	31
Figura 17 – Interface (Abaqus) contendo as restrições do amortecedor e do terminal rotular à bandeja. ....	31
Figura 18 – Visão geral das condições de contorno aplicadas ao modelo .....	32
Figura 19 – Caracterização da malha .....	33
Figura 20 – Representação da bandeja como viga em balanço, causando flexão .....	34
Figura 21 – Regiões do comprimento do braço com tensões normais trativas (MPa) .....	35
Figura 22 – Regiões do comprimento do braço com tensões normais compressivas (MPa) .....	36
Figura 23 – Descontinuidade geométrica para o terminal rotular (cubo escondido) .....	37
Figura 24 – Tensões normais no eixo do terminal rotular (face inferior, MPa) .....	38
Figura 25 – Tensões normais no eixo do terminal rotular (face superior, MPa) .....	38
Figura 26 – Malha utilizada na região de cisalhamento .....	39

Figura 27 – Cisalhamento entre os eixos longitudinais e tangenciais do terminal (MPa)..	40
Figura 28 – vista de corte do cisalhamento (MPa) .....	40
Figura 29 – Esmagamento na face superior do terminal rotular (MPa) .....	41
Figura 30 – comparativo entre geometrias: (a) original, (b) proposta e (c) sobreposição..	42
Figura 31 – tensões trativas sob a região inferior do braço da bandeja (MPa).....	43
Figura 32 – Comparativo entre a angulação original (esquerda) e proposta (direita) .....	43
Figura 33 – Tensões normais sob a face inferior do terminal rotular no sentido do seu comprimento (MPa).....	44
Figura 34 – Comparativo das tensões normais de baixa intensidade sob a face inferior do terminal rotular no sentido do seu comprimento (MPa).....	45
Figura 35 – Tensões cisalhantes sob o terminal rotular (MPa) .....	46
Figura 36 – Tensões normais na face superior do terminal, transversais ao seu comprimento (MPa).....	46
Figura 37 – Proposta de geometria com cisalhamento duplo (vista superior).....	48
Figura 38 – comparativo entre geometrias: (a) original, (b) proposta 2 e (c) sobreposição .....	48
Figura 39 – Comparativo de tensões de Von Mises entre ambas as geometrias (MPa).....	49
Figura 40 – Tensões trativas sobre o tubo (vista inferior, MPa) .....	50
Figura 41 – Tensões compressivas sobre o tubo (vista superior, MPa) .....	50
Figura 42 – Cisalhamento na solda (idealizada) entre o tubo e o suporte da rótula (MPa)	51
Figura 43 – Esquema utilizado para identificar as componentes de força sobre o terminal .....	54

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Curva Progressiva do Amortecedor Pneumático.....	27
Gráfico 2 – Curva Progressiva do Amortecedor Pneumático convertida para unidades de trabalho .....	27
Gráfico 3 – Resposta de força do amortecedor durante o tempo de simulação (1s) .....	53
Gráfico 4 – Resposta de força sobre o terminal durante o tempo de simulação (1s) .....	54

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades do aço <i>SAE</i> 1020 .....	25
Tabela 2 – Propriedades do Poliuretano .....	26
Tabela 3 - Visão geral das tensões sob a suspensão .....	41
Tabela 4 - Comparação das tensões sob a suspensão .....	47
Tabela 5 - Comparação das tensões sob a suspensão para os três modelos .....	52

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CEF	Connector Element Elastic Force
DME	Departamento de Mecânica
FEA	Finite Element Analysis
FEG	Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá
FEM	<i>Finite Element Method</i>
RATBSB	Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil
RF	<i>Reaction Force</i>
SLA	Short-Long Arm

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
1.1	OBJETIVOS .....	14
1.2	MOTIVAÇÃO.....	15
<b>1.2.1</b>	<b>Esforços no meio automotivo, em especial no Baja SAE, e falhas do sistema de suspensão</b> .....	<b>15</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Cálculo estrutural no Baja SAE</b> .....	<b>16</b>
<b>1.2.3</b>	<b>Contribuição da análise por elementos finitos</b> .....	<b>16</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>17</b>
2.1	COMPETIÇÃO ESTUDANTIL BAJA SAE BRASIL .....	17
2.2	SUSPENSÃO E EIXO INDEPENDENTE.....	18
2.3	ANÁLISE POR MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS .....	20
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>22</b>
3.1	ANÁLISE DO HISTÓRICO DE FALHAS .....	22
3.2	OBTENÇÃO DO MODELO 3D; .....	22
3.3	SOFTWARE FEM E COMPORTAMENTO MECÂNICO .....	24
<b>3.3.1</b>	<b>Escolha do Pacote de Software</b> .....	<b>24</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Definição do Processo a ser simulado</b> .....	<b>24</b>
3.4	DEFINIÇÃO DOS MATERIAIS .....	25
3.5	DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO A SEREM APLICADAS NOS COMPONENTES.....	26
<b>3.5.1</b>	<b>Idealização do Amortecedor</b> .....	<b>26</b>
<b>3.5.2</b>	<b>Elevação do Terminal</b> .....	<b>28</b>
<b>3.5.3</b>	<b>Representação do Chassis</b> .....	<b>30</b>
<b>3.5.4</b>	<b>Outras Restrições</b> .....	<b>31</b>
<b>3.5.5</b>	<b>Caracterização da malha</b> .....	<b>32</b>
<b>3.5.6</b>	<b>Análise e propostas</b> .....	<b>33</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>34</b>
4.1	ANÁLISE DA GEOMETRIA ORIGINAL .....	34
<b>4.1.1</b>	<b>Braço da bandeja</b> .....	<b>34</b>

<b>4.1.2 Terminal Rotular, por flexão</b> .....	<b>36</b>
<b>4.1.3 Terminal Rotular, por cisalhamento</b> .....	<b>39</b>
<b>4.1.4 Terminal Rotular, por esmagamento</b> .....	<b>40</b>
4.2 PROPOSTA DE NOVA GEOMETRIA 1: MODIFICAÇÃO DA INCLINAÇÃO DO TERMINAL ROTULAR .....	41
<b>4.2.1 Braço da bandeja</b> .....	<b>42</b>
<b>4.2.2 Terminal Rotular, por tensões normais ao longo do seu próprio eixo</b> .....	<b>43</b>
<b>4.2.3 Terminal Rotular, por cisalhamento</b> .....	<b>45</b>
<b>4.2.4 Terminal Rotular, por esmagamento</b> .....	<b>46</b>
4.3 PROPOSTA DE NOVA GEOMETRIA 2: UTILIZAÇÃO DE RÓTULA EM CISALHAMENTO DUPLO .....	47
<b>4.3.1 Braço da bandeja</b> .....	<b>49</b>
<b>4.3.2 Interface rótula-tubo, por cisalhamento</b> .....	<b>51</b>
4.4 ANÁLISE DA RESISTÊNCIA DO TERMINAL ROTULAR VIA CATÁLOGO DO FABRICANTE .....	52
<b>5 CONCLUSÃO</b> .....	<b>57</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>59</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A disseminação do uso de veículos automotores como transporte pessoal foi um processo que data desde 1913, com o advento do modelo de linha de produção para veículos nos Estados Unidos. Em 1912, registros de veículos igualavam 4,2% dos lares estadunidenses, número que atingiu 50,3% em 1923, indicando, nas palavras do então presidente, a transformação do automóvel em um “indispensável instrumento nas vidas políticas, industriais e sociais” (LING, 1990).

Desde então, a popularização do meio de transporte se deu ao redor do globo, e em 2022 a frota de automóveis no Brasil é de 45,4 milhões, um a cada 4,4 habitantes (AND, 2022). Dada a relevância do dito meio de transporte, cresce a preocupação com sua segurança e desempenho, um campo complexo a ser estudado mesmo após décadas de evolução, dado o carregamento aleatório ao qual os componentes de um veículo (em especial, de sua suspensão) são submetidos e que depende, entre outras variáveis, do perfil da trajetória e dos eventos nela contidos a serem superados. Essa preocupação se acentua quando se trata de veículos conhecidos como fora-de-estrada (ou *off-road*), onde a transposição de obstáculos severas se torna não a exceção, mas a regra. Ou ainda, em um cenário competitivo, onde extrair o máximo de uma estrutura é um requerimento para o sucesso.

Neste contexto, um tipo de análise que tem paulatinamente ganhado relevância, é a de elementos finitos (FEA), através da qual engenheiros podem computacionalmente avaliar a integridade estrutural de um componente de complexa geometria e/ou submetido à complexos carregamentos, através do particionamento do volume de tal componente em subdivisões – os elementos – que são analisados individualmente por métodos numéricos, compondo a malha que por sua vez, representa o componente analisado.

A competição *Baja SAE*, desafia estudantes de engenharia a competirem em eventos (regionais, nacionais, e mundial) com um protótipo *off-road*, onde as preocupações supracitadas devem ser de especial relevância para a manutenção da competitividade da equipe em termos de confiabilidade e performance, e os componentes do subsistema de suspensão são vistos por muitas equipes, como um gargalo do ponto de vista estrutural.

## 1.1 OBJETIVOS

Análise e proposta de melhoria da atual suspensão dianteira do protótipo MB1317 (observado na Figura 1) da equipe de Baja SAE da Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá (FEG/UNESP), a Piratas do Vale. Além disso, elaborar um modelo-base de *FEA* que possa ser utilizado em futuras geometrias da equipe.

Figura 1 – Protótipo MB1317 equipe Piratas do Vale (competição Baja SAE Nacional)



Fonte: arquivo pessoal editado pelo autor (2020).<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Arquivo de mídia da competição nacional de *Baja SAE* de 2020

## 1.2 MOTIVAÇÃO

A motivação do tema escolhido pelo autor se deu por três tópicos, complementares entre si, que são abordados nos tópicos 1.2.1, 1.2.2 e 1.2.3.

### 1.2.1 Esforços no meio automotivo, em especial no Baja SAE, e falhas do sistema de suspensão

O *Baja SAE* e suas provas dinâmicas (dentre elas a principal, o enduro de resistência), são conhecidos por estressar os protótipos projetados pelos estudantes das mais variadas maneiras. Sendo assim, muitos são as razões pelas quais um protótipo pode vir à falha. Uma das mais comuns observada entre as equipes, é o projeto inadequado do sistema de suspensão, que deve ser robusto a fim de superar tal estresse.

Os motivos para a falha podem se dar por desde uma alteração involuntária na geometria projetada até a incorreta especificação de parâmetros de amortecedor, tornando o sistema incapaz de realizar as suas funções da maneira esperada.

Um exemplo de falha de suspensão do protótipo MB1317 que resultou na completa descaracterização do sistema (Figura 2c) e consequente impossibilidade de direção do veículo ocorreu no dia 5 junho 2022, durante uma sessão de testes onde, após repetidos carregamentos verticais do sistema de suspensão ao transpor elevações (conforme Figuras 2a e 2b) o terminal rotular da bandeja inferior da suspensão dianteira esquerda veio a falha, com desdobramentos envolvendo prejuízos a outros sistemas do protótipo, tais como freios e chassi.

Figura 2 (a, b e c) – Falha do sistema de suspensão observada em testes



Fonte: arquivo pessoal editado pelo autor (2020).<sup>2</sup>

---

<sup>2</sup> Arquivo de mídia da competição nacional de *Baja SAE* de 2020

### 1.2.2 Cálculo estrutural no Baja SAE

O Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB), documento que regulamenta concepção, projeto, construção e testes do veículo, aborda o tema de cálculo estrutural, trazendo o seguinte:

**C4.8.2.1** A Equipe deve deixar claro qual o seu objetivo ao projetar e dimensionar os elementos estruturais, tais como chassi, fixadores, componentes da transmissão, suspensão, freios e direção. Deve-se considerar o desempenho dessas estruturas quando submetidas a cargas estáticas e dinâmicas que poderão incidir sobre o protótipo quando este for submetido ao uso.

**C4.8.2.2** Utilização de simulações é encorajada, no entanto deve-se atentar para sua real necessidade. A equipe deve demonstrar ciência na escolha dos procedimentos e estratégias de pré-processamento e modelagem, além de explicitar premissas e condições de contorno utilizadas. O pós-processamento deve estar alinhado com o objetivo inicial da análise e os resultados devem realimentar o projeto. (SAE BRASIL, 2021, p.108)

Onde evidencia-se o encorajamento da utilização de simulações onde julgado necessário. A partir do tópico 2.1, observou-se a suspensão como a maior vulnerabilidade do protótipo, e, dados seu complexo movimento e geometria de similar complexidade, optou-se pelo emprego de métodos computacionais.

### 1.2.3 Contribuição da análise por elementos finitos

Ciente do fato de que o sistema de suspensão é crítico para a melhoria de desempenho do protótipo e de que sua análise estrutural é complexa ou ainda, inviável, por meios analíticos, lança-se mão da análise por elementos finitos (*FEA*), amplamente utilizada na indústria automotiva e recentemente estabelecida no mercado. Além disso, fez-se uso de conhecimento prévio do autor na área de elementos finitos, obtido através de dois estágios na área.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O presente trabalho tocou os seguintes temas:

- Competição estudantil *Baja SAE Brasil*,
- Suspensão e eixo independente,
- Análise estrutural por método dos elementos finitos.

Portanto, para a melhor compreensão e bom desenvolvimento do presente trabalho, caracteriza-se os pontos mais relevantes de cada tema, com enfoque na análise estrutural da suspensão dianteira do objeto de estudo.

### 2.1 COMPETIÇÃO ESTUDANTIL BAJA SAE BRASIL

A competição consiste em equipes formadas por estudantes universitários, majoritariamente de cursos de engenharia. O propósito é então, se envolver com um caso real de desenvolvimento de um veículo *off-road*, sendo submetidos à avaliação comparativa dos projetos. (SAE BRASIL, 2021)

A primeira edição da competição ocorreu em 1976, nos Estados Unidos, tendo sua primeira edição brasileira em 1994 (SAE BRASIL, 2021). A Equipe Piratas do Vale, da FEG/UNESP, foi fundada em 1997, com 9 integrantes (EQUIPE PIRATAS DO VALE, 2022).

Ao decorrer da sua história, a equipe da FEG tem participado anualmente das edições regionais e nacionais da competição, além de ocasionalmente aceitar convites para competições extraoficiais (ou amistosos). Atualmente, a equipe se divide de acordo com os setores técnicos e administrativos, sendo 3 diretórios administrativos (Marketing, Financeiro e Recursos Humanos), além de 5 subsistemas técnicos: Elétrica, Estrutura, Freio, Transmissão e Suspensão, sendo o último o objeto de estudo deste trabalho.

## 2.2 SUSPENSÃO E EIXO INDEPENDENTE

O subsistema de suspensão, de acordo com Gillespie, é responsável por:

Fornecer conformidade vertical para que as rodas possam seguir a estrada irregular, isolando o chassi da aspereza na estrada; manter as rodas na altitude adequada de direção e cambagem em relação à superfície da estrada; reagir às forças de controle produzidas pelas forças longitudinais (aceleração e frenagem) dos pneus, forças laterais (curvas) e torques de frenagem e direção; resistir ao rolamento do chassi; manter os pneus em contato com a estrada com variações mínimas de carga. (GILLESPIE, 1992, p. 237, Tradução nossa<sup>3</sup>)

Portanto, o descumprimento de uma das funções caracterizada por Gillespie será considerada uma falha no sistema.

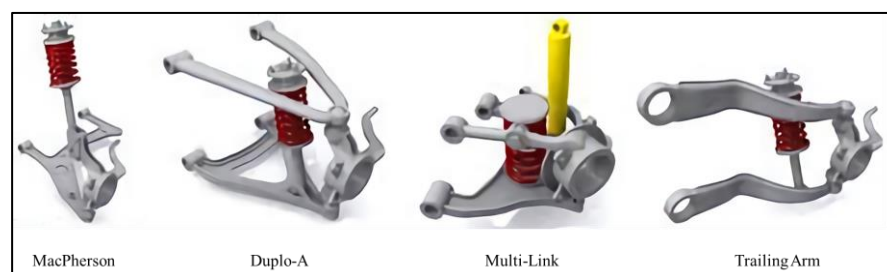
O protótipo MB1317 conta com um sistema de eixo independente, isto é, que promove o movimento vertical de cada roda sem qualquer influência da roda do lado oposto. Esse tipo oferece ainda as vantagens de dar espaço entre as suspensões direita e esquerda, excelente considerando a reduzida dimensão de um protótipo *Baja SAE* e melhor resistência às vibrações de direção.

Dentre os tipos de suspensão de eixo independente, cita-se:

- *MacPherson*
- Duplo-A (ou *short-long arm, SLA*, em caso de diferentes comprimentos de bandejas)
- *Multi-Link*
- *Trailing Arm*

Exemplos desses tipos são observados na Figura 3.

Figura 3 – Tipos comuns de suspensão de eixo independente



Fonte: Traduzido de Ren (2022).

<sup>3</sup> Texto original: Provide vertical compliance so the wheels can follow the uneven road, isolating the chassis from roughness in the road; Maintain the wheels in the proper steer and camber attitudes to the road surface; React to the control forces produced by the tires; longitudinal (acceleration and braking) forces, lateral (cornering) forces, and braking and driving torques; Resist roll of the chassis; Keep the tires in contact with the road with minimal load variations.

A geometria escolhida para a suspensão dianteira foi a Duplo A conforme Figuras 4 e 5, escolha que se deve, além dos benefícios de fácil otimização (permitindo a alteração da dinâmica veicular com pouco esforço) e uma massa menor relativamente aos outros tipos, à familiaridade da equipe com este tipo de suspensão (visto que o protótipo anterior, MB1215, utilizava o mesmo sistema, permitindo o maior aproveitamento do aprendizado obtido durante sua vida útil) e a relativa facilidade de manufatura e manutenção.

Figura 4 – Suspensão Duplo-A (frontal)



Fonte: Autoria Própria (2020).

Figura 5 – Suspensão Duplo-A (lateral)



Fonte: Autoria Própria (2020).

O Sistema utilizado é composto pelos seguintes componentes:

- duas bandejas,
- dois terminais rotulares (um para cada conexão de bandeja à manga),
- amortecedor,
- 5 fixações em U (duas para cada bandeja e uma para o amortecedor)

Destaca-se a bandeja inferior, que de fato recebe os esforços do amortecedor diretamente visto que conta com sua fixação inferior através de um suporte em chapa. Por esse motivo, o presente trabalho estuda a bandeja inferior em detrimento da superior.

Outro importante destaque é o efeito que o terminal rotular roscado tem para a dinâmica veicular, visto que essa rosca permite o fácil ajuste do ângulo de *toe* (o ângulo das rodas em relação à direção de uma linha reta do carro, podendo ser convergente ou divergente).

Um último conceito relativo à suspensão importante para o trabalho, é o de *hardpoints* que de acordo com SOOHOO, VALLIVERO e REDDY (2021), são localizações pontuais no chassi de um carro que são projetadas para transportar tanto internos quanto externos cargas. Além disso, eles caracterizam o comportamento mecânico da suspensão.

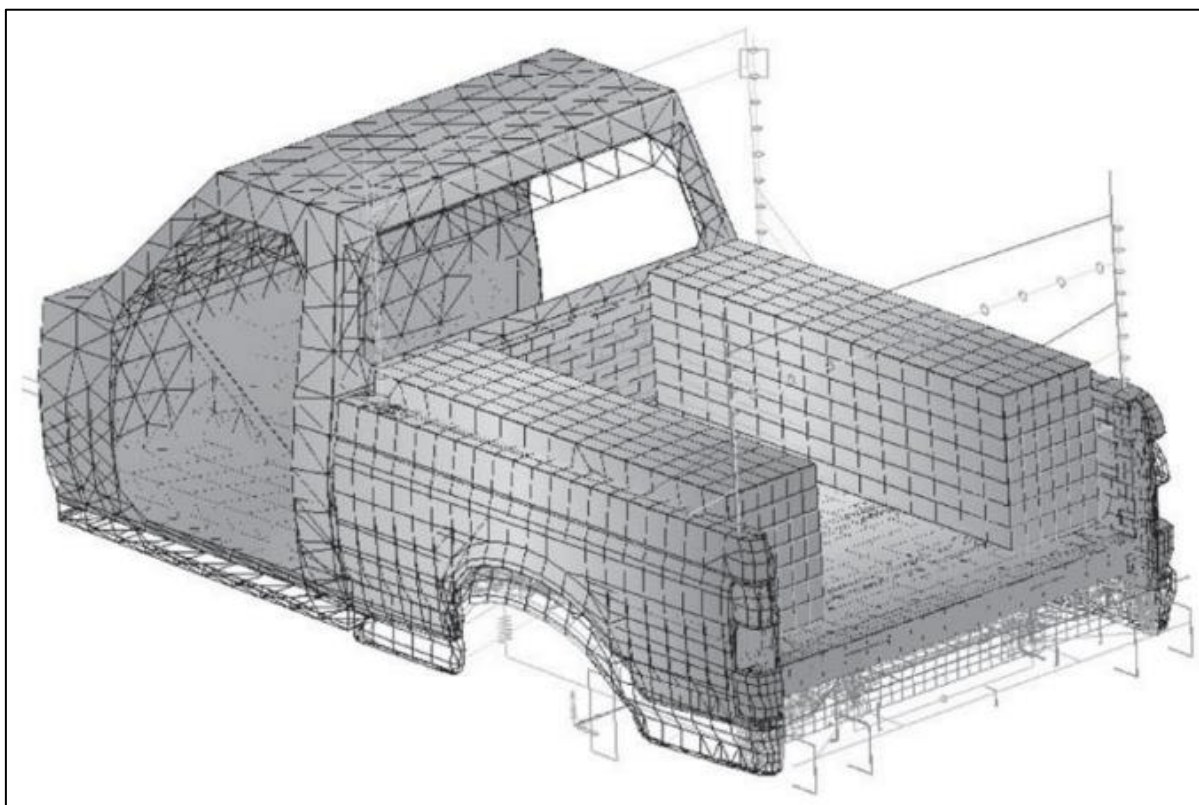
### 2.3 ANÁLISE POR MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Segundo Filho (2002), o foco central da origem do Método dos Elementos Finitos é desenvolver procedimentos aproximados que podem ser aplicados em caráter geral, independente da forma da estrutura e da condição de carregamento, dentro de uma precisão aceitável.

A dita aplicação em “caráter geral” por Filho é vista como a maior vantagem do método, que, ainda segundo o mesmo autor, subdivide o corpo contínuo em um número finito de partes (os elementos) conectados entre si pelos pontos discretos, chamados de nós. O conjunto de nós e elementos de um modelo é chamado de Malha (exemplificada na Figura 6).

Nos problemas de análise estrutural, os parâmetros do modelo (as incógnitas) são os deslocamentos nodais.

Figura 6 – Malha de elementos finitos de uma estrutura veicular

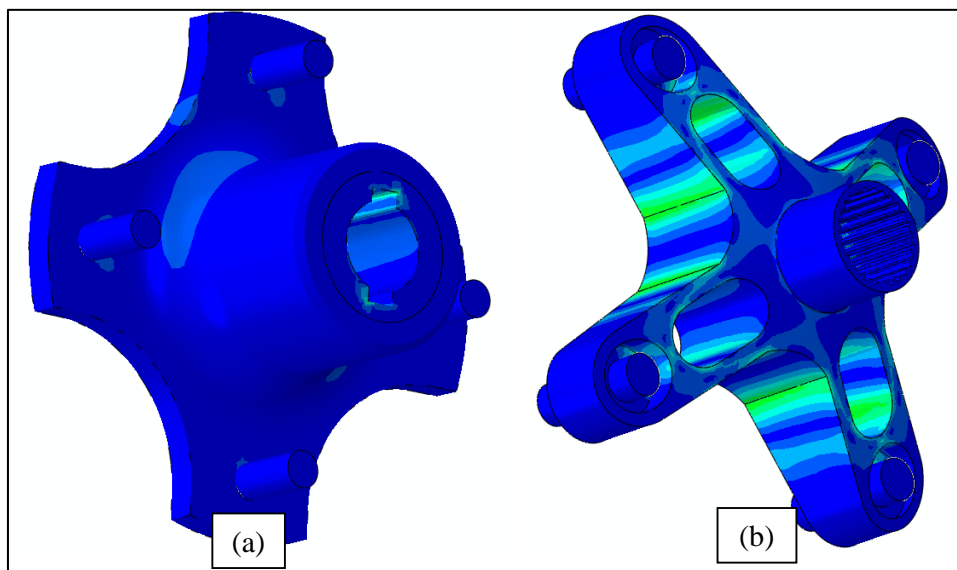


Fonte: Filho (2002).

O método de elementos finitos já foi utilizado qualitativamente na equipe para, por exemplo, a otimização topográfica de geometrias visando redução de massa sem perdas

significativas que possam comprometer a integridade estrutural de qualquer sistema ou reduzir seu desempenho. Um exemplo dessa prática é apresentado na Figura 7, onde a estrutura superdimensionada do cubo de roda (Figura 7a) foi otimizada de forma a obter a Figura 7b, através de uma análise das tensões de trabalho no componente obtidas via *FEM*, garantindo que a vida útil não será reduzida significativamente e permitindo ganhos de *performance* ao protótipo.

Figura 7 – Análise de Tensões do cubo de roda da equipe, onde (a) anterior e (b) otimizado.



Fonte: Autoria Própria.

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 ANÁLISE DO HISTÓRICO DE FALHAS

De acordo com Gere e Goodno (2014) os aspectos visuais de uma fratura por cisalhamento podem incluir uma aparência rugosa ou recortada na superfície da fratura, evidência de deformação plástica nas proximidades da fratura e mudanças na cor ou no acabamento superficial do material no local da fratura.

"*Fracture Mechanics*" de Ted L. Anderson (2017) também discute os aspectos visuais de uma fratura de cisalhamento em aço. De acordo com o livro, este tipo de fratura pode apresentar uma variedade de características visuais, incluindo rachaduras diagonais, rugosidade superficial e mudanças no acabamento superficial. O autor destaca ainda que a aparência específica da fratura pode depender do material, das condições de carga e de outros fatores, entretanto, a descrição geral da fratura é coincidente com a de Gere e Goodno.

A aparência supracitada é observada na fratura (Figura 8) causada na falha mecânica apresentada anteriormente neste trabalho, na Figura 2, e em ocasião anterior, durante competição.

Figura 8 – Aspecto visual da fratura dos terminais rotulares



Fonte: Autoria Própria.

#### 3.2 OBTENÇÃO DO MODELO 3D;

O controle dos componentes do protótipo é feito através do uso de *software CAD* (*Computer-aided design*), para tal, utiliza-se em vias de regra dois pacotes de software: *Inventor* (por *Autodesk*) e *SolidWorks* (por *Dassault Systèmes*).

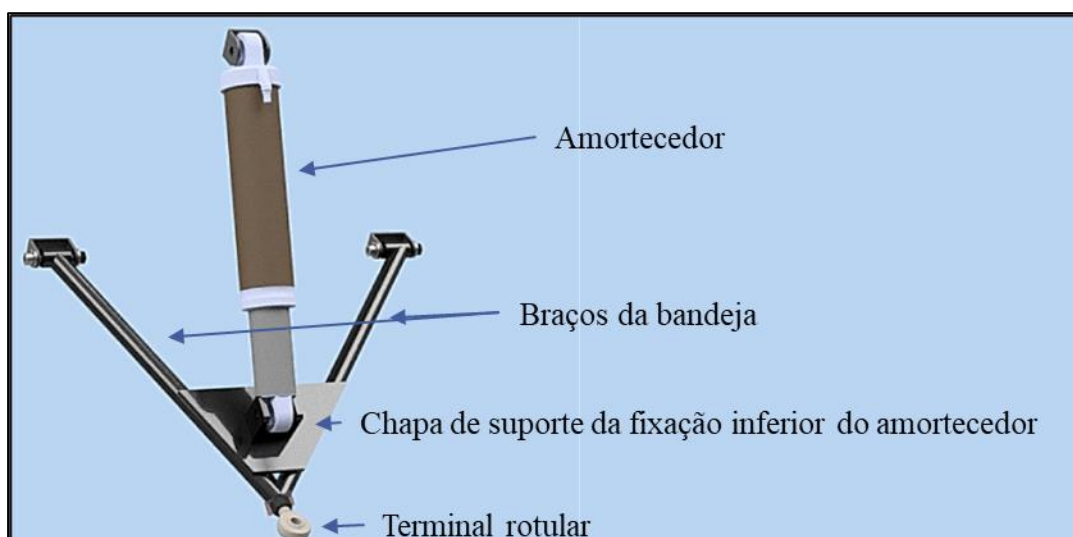
A montagem do protótipo MB1317 foi fornecida (conforme Figura 9), de onde pode-se obter o subsistema de suspensão e os componentes de interesse (Figura 10) para a simulação numérica computacional através métodos de elementos finitos.

Figura 9 – Montagem em Autodesk Inventor do protótipo Baja SAE MB1317



Fonte: Autoria Própria.

Figura 10 – Componentes de interesse para a simulação em FEM



Fonte: Autoria Própria.

### 3.3 SOFTWARE FEM E COMPORTAMENTO MECÂNICO

#### 3.3.1 Escolha do Pacote de Software

Dois pacotes de *software* foram analisados ao designar o mais adequado ao presente estudo: *Abaqus/CAE*, novamente da francesa *Dassault Systèmes* e *Ansys (Workbench)* produzido por empresa homônima e distribuído pela ESSS. Os dois são difundidos na indústria e nas universidades e apresentam recursos capazes de satisfazer o presente estudo, portanto, as opções foram limitadas a estes.

Ambos os programas são poderosos e ricos em recursos para simulações estáticas, tendo uma grande seleção de tipos de elementos e modelos de materiais, e ambos oferecendo boas capacidades de pré e pós-processamento. Ambos também oferecem opções de métodos de solução e boas capacidades de modelagem de contato. Poucas diferenças são realmente notáveis entre as capacidades dos dois pacotes, destacando-se a que o *Abaqus* normalmente é considerado mais adequado a problemas envolvendo não-linearidades (como plasticidade e deformações grandes) e sua ampla comunidade, facilitando a resolução de problemas através de fóruns *online* e bases de dados de usuários. Para o *Ansys*, vale a maior integração entre as variadas ferramentas de simulação que a empresa oferece, além de suas capacidades com fluidos e eletromagnetismo.

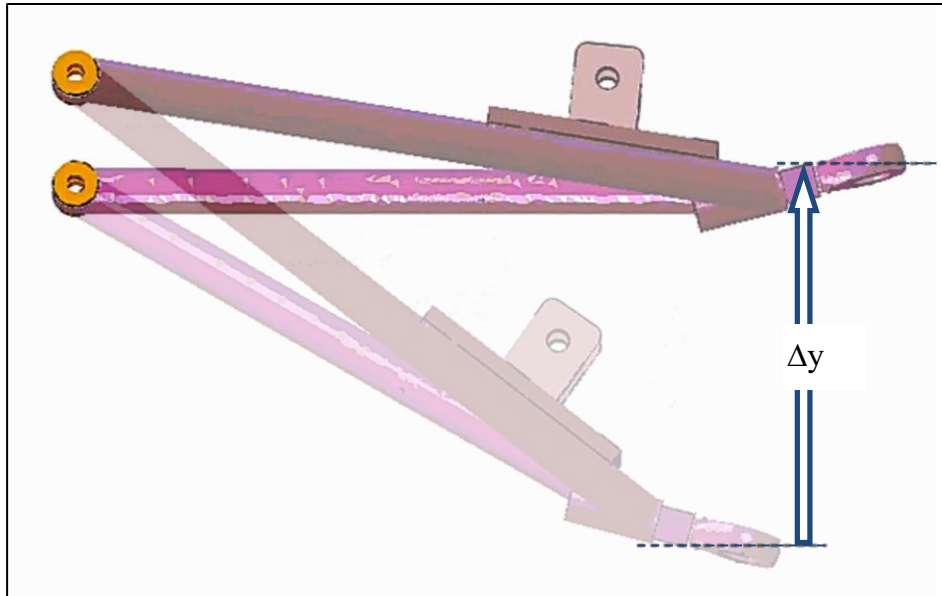
Dado este contexto, a escolha de software foi pautada principalmente na experiência do autor, que conta mais amplamente com o uso do *Abaqus*, e, portanto, torna os processos de modelagem, processamento e extração de resultados mais eficientes. Além disso, também foi de importância o recurso de conectores, consideravelmente prático e que foi utilizado e será abordado ao decorrer do trabalho.

#### 3.3.2 Definição do Processo a ser simulado

Com o objetivo de representar o movimento das bandejas de suspensão de forma fidedigna em seu comportamento mecânico, definiu-se a simulação a ser realizada como o deslocamento da bandeja desde sua posição descarregada, até o ponto mais alto, onde o amortecedor tem sua maior compressão (definida pelo subsistema de suspensão em projeto), resultando em uma elevação vertical  $\Delta y$  de 168,3 mm aplicada ao centro da rótula. Este movimento é representado na Figura 11.

Dessa forma, o carregamento sob a bandeja parte da reação proveniente do amortecedor (no ponto de fixação deste na bandeja) ao deslocamento forçado ao terminal rotular, vertical e ascendente. Sem forças externas sendo aplicadas.

Figura 11 – Movimento da bandeja representado em simulação



Fonte: Autoria Própria.

### 3.4 DEFINIÇÃO DOS MATERIAIS

Devido à confidencialidade imposta pelo fabricante ao material dos terminais rotulares (e seu tratamento, que impacta as propriedades mecânicas), este foi aproximado para o mesmo material da bandeja, o aço *SAE 1020*, com as propriedades apresentadas na Tabela 1. Aqui faz-se o lembrete de que o *Abaqus* não adota sistema de unidades próprio, ficando a cargo do usuário utilizar um sistema de unidades coerente. Sendo assim, apresenta-se também os valores nas unidades utilizadas

Tabela 1 – Propriedades do aço *SAE 1020*

Grandeza	Valor (usual)	Valor (Abaqus)
Massa Específica	7870 kg/m <sup>3</sup>	7,87E-9 tonelada/mm <sup>3</sup>
Módulo de Young	205 GPa	205000 MPa
Coefficiente de Poisson	0,29	0,29
Tensão de Escoamento	350 MPa	350 MPa
Tensão Última	420 MPa	420 MPa
Deformação Plástica na Falha	15%	0,15

Fonte: Autoria Própria.

O outro material necessário foi o material das buchas da fixação da bandeja, que são confeccionadas com poliuretano, para tal, utilizou-se apenas propriedades elásticas, devido a característica do material. Os valores utilizados são observados na Tabela 2.

Tabela 2 – Propriedades do Poliuretano

Grandeza	Valor (usual)	Valor (Abaqus)
Massa Específica	1400 kg/m <sup>3</sup>	1,40E-9 tonelada/mm <sup>3</sup>
Módulo de Young	4 GPa	4000 MPa
Coefficiente de Poisson	0,4	0,4

Fonte: Autoria Própria.

### 3.5 DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO A SEREM APLICADAS NOS COMPONENTES

Definidos o programa a ser utilizado e o movimento a ser reproduzido, a próxima etapa foi a definição das condições de contorno de forma a obter um movimento simples o suficiente para manter a eficiência computacional da simulação (que é processada em um único computador e em diversas iterações), mas ainda robusta o suficiente para reproduzir fielmente o movimento real e os esforços nele envolvidos.

Este item tem relação direta com o Regulamento do *Baja SAE (RATBSB)*, que destaca a importância de técnicas adequadas de pré-processamento.

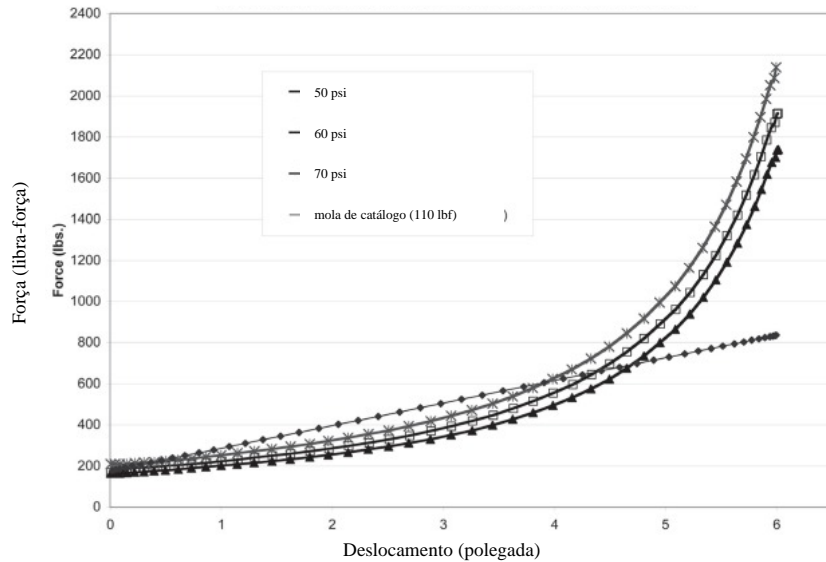
#### 3.5.1 Idealização do Amortecedor

O primeiro passo foi a utilização de um conector (citado no item 3.3.1) em detrimento de um modelo do amortecedor. Isso se dá pela dificuldade de realizar uma simulação pneumática do amortecedor a ar *FOX FLOAT 3*, em seu lugar, o recurso de conector permite relacionar dois pontos através de um fio e atribuir a este fio resistências de força ou momento, sendo que neste caso atribui-se uma resposta de força unidirecional.

O fabricante disponibiliza as curvas (Gráfico 1) de força de trabalho por deslocamento para diferentes pressões utilizadas em sua câmara. Então, através do recurso de conector do

*Abaqus/CAE*, pode-se representar este comportamento sem a necessidade de introduzir novos elementos no modelo.

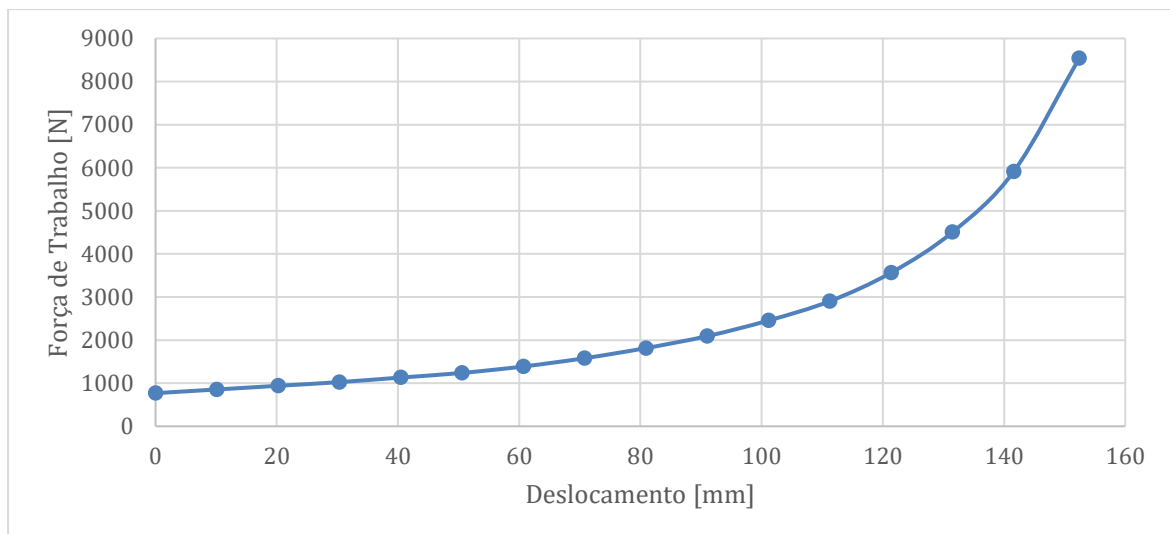
Gráfico 1 – Curva Progressiva do Amortecedor Pneumático



Fonte: Traduzido de Fox (2023).

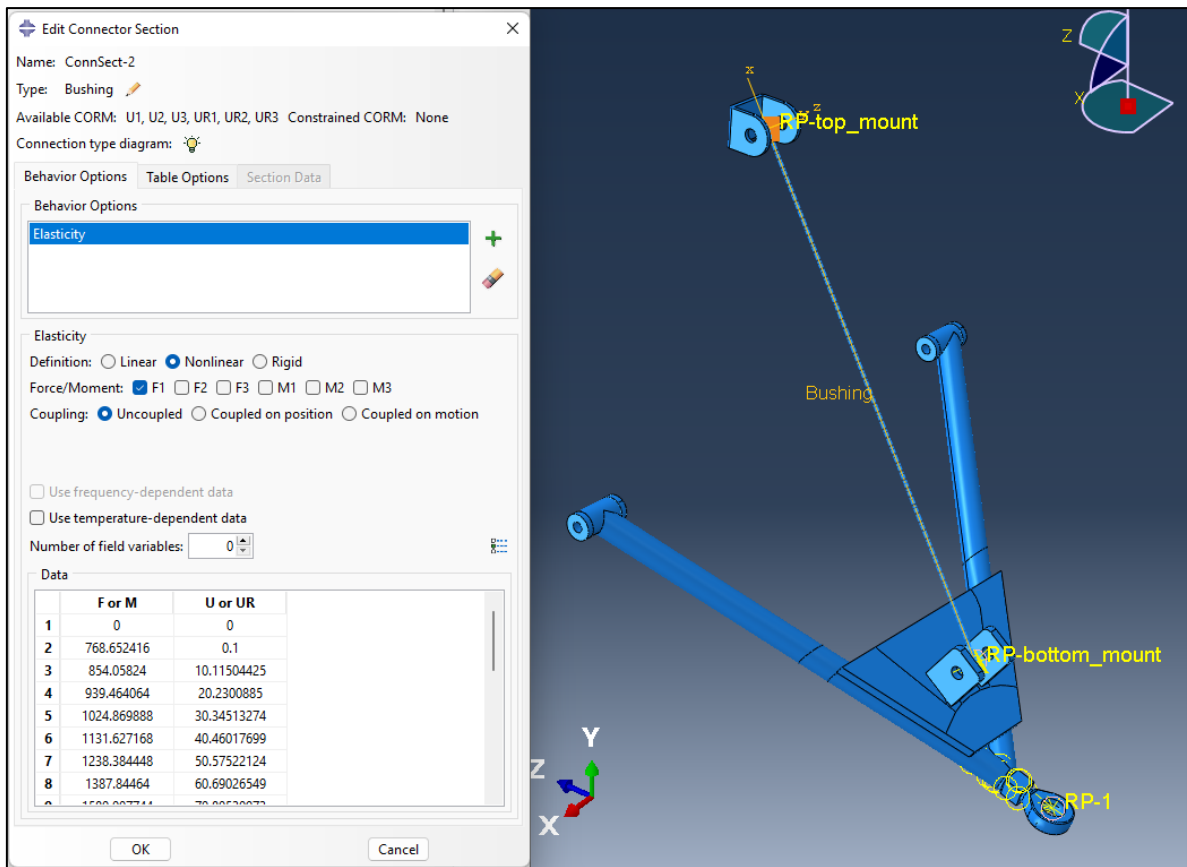
Os valores são então convertidos para newton e milímetros (unidades adotadas no software, que oferece liberdade de escolha para sistema de unidade) como é mostrado no Gráfico 2. Então, os valores são utilizados como entrada no conector não-linear, como mostra a Figura 12.

Gráfico 2 – Curva Progressiva do Amortecedor Pneumático convertida para unidades de trabalho



Fonte: Traduzido de Fox (2023).

Figura 12 – Interface (Abaqus) ao configurar o conector



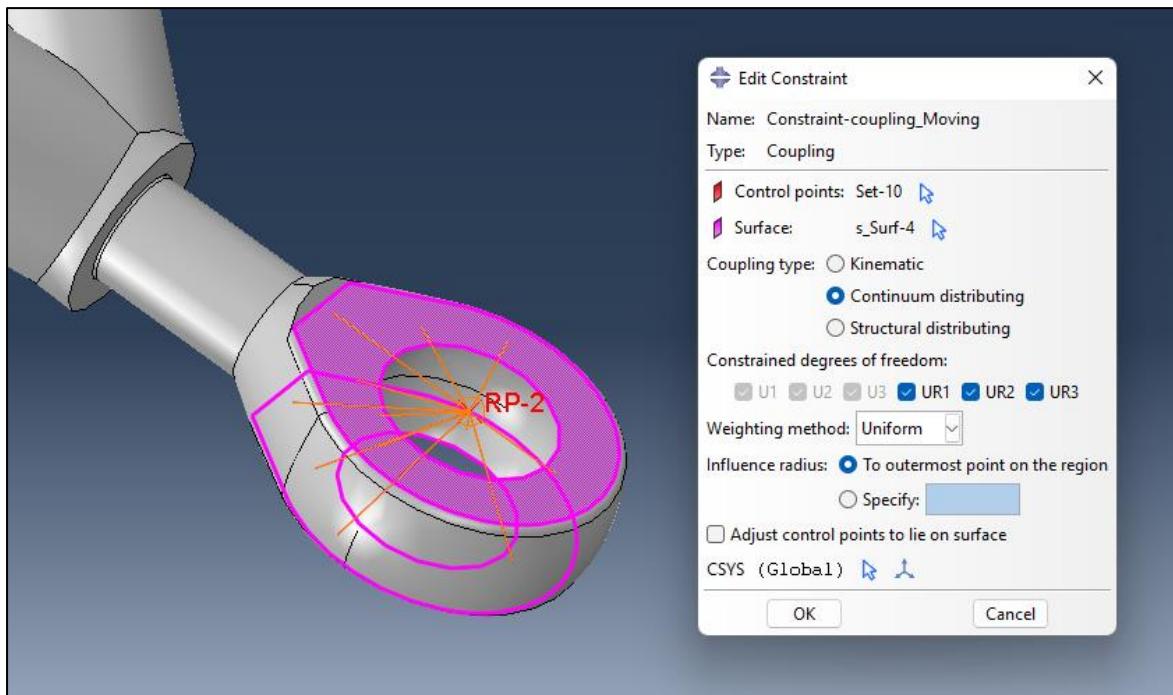
Fonte: Autoria Própria.

### 3.5.2 Elevação do Terminal

A elevação do terminal foi aplicada através da criação de um ponto de referência (*RP*) no centro do terminal rotular. Este *RP* foi “amarrado” (em procedimento representado na Figura 13) às faces inferior e superior do terminal, fazendo com que toda a força e momento necessário para esta movimentação seja aplicada a estas faces.

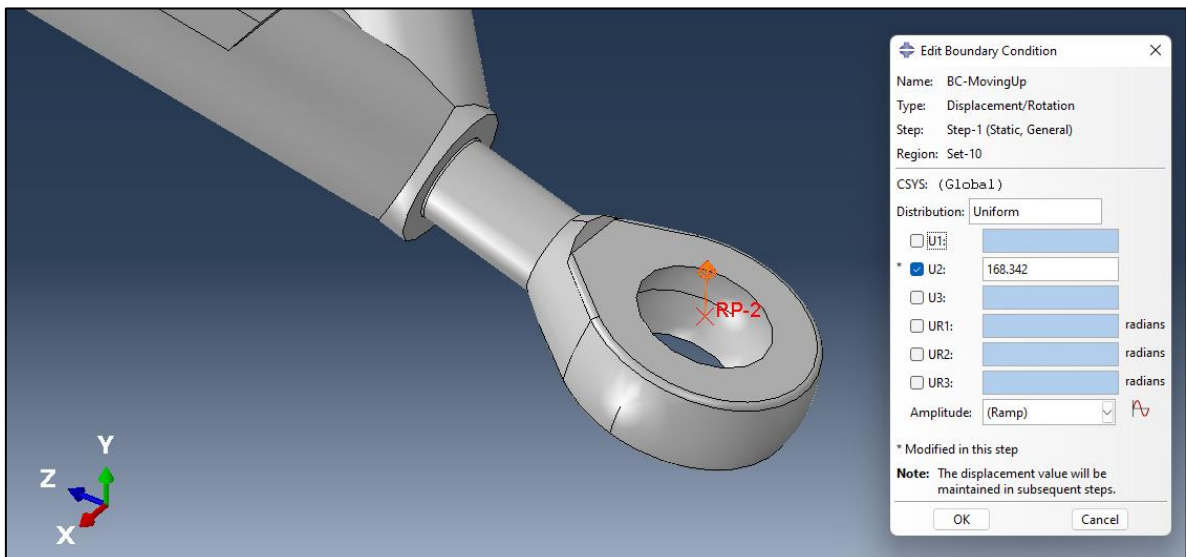
Conforme mencionado no item 3.3.2, a elevação vertical foi de 168,3 milímetros (aplicação apresentada na Figura 14) na direção ascendente, valor condizente com o projeto da suspensão. Essa condição de contorno deixa todos os graus de liberdade, exceto translação em *Y*, livres.

Figura 13 – Interface (Abaqus) ao acoplar o ponto de referência às faces do terminal



Fonte: Aatoria Própria.

Figura 14 – Interface (Abaqus) ao configurar o deslocamento vertical do centro do terminal



Fonte: Aatoria Própria.

### 3.5.3 Representação do Chassis

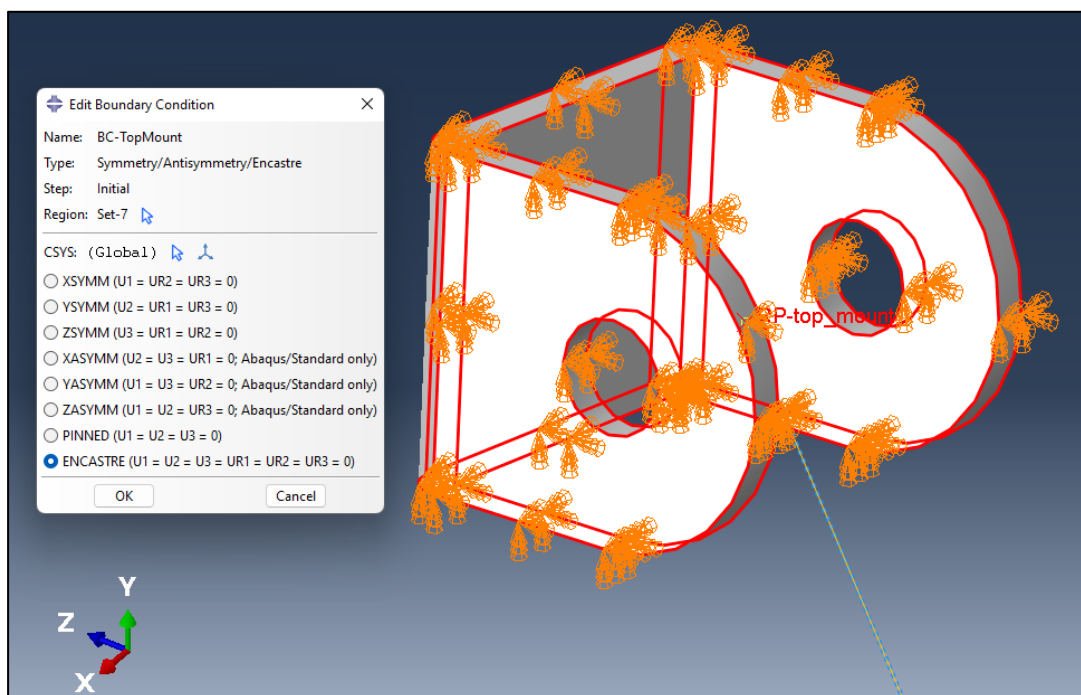
A comunicação do chassi com a bandeja se dá através de 3 *hardpoints*, definidos pelos membros do subsistema de suspensão e são tidos, no presente trabalho, como constantes, sem serem alterados a fim de manter o bom funcionamento da dinâmica veicular.

Os 3 *hardpoints* em questão são: as duas fixações diretas da bandeja e a fixação superior do amortecedor.

Para este modelo, o chassi foi adotado como um engaste, portanto, todos os graus de liberdade da fixação superior do amortecedor foram travados, conforme Figura 15. Essa condição de contorno faz com que os elementos de malha da fixação superior não sejam deformados, portanto, os resultados de tensão e deformação dessa região volumétrica não são relevantes, dispensando refinamentos de malha.

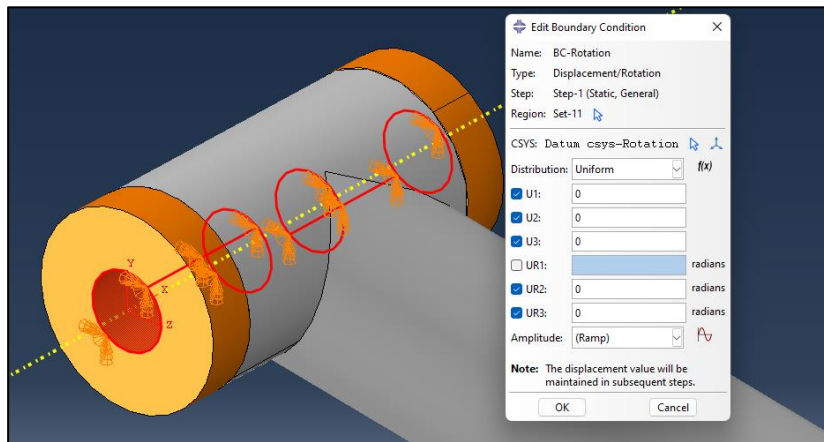
Além disso, para as fixações da bandeja, travou-se todos os graus de liberdade nas faces interiores das buchas, exceto a rotação em seu próprio eixo, o que permite que a bandeja exerça sua função. Esta configuração é apresentada na Figura 16.

Figura 15 – Interface (*Abaqus*) ao restringir os graus de liberdade da fixação superior do amortecedor



Fonte: Autoria Própria.

Figura 16 – Interface (*Abaqus*) ao restringir os graus de liberdade das fixações da bandeja



Fonte: Autoria Própria.

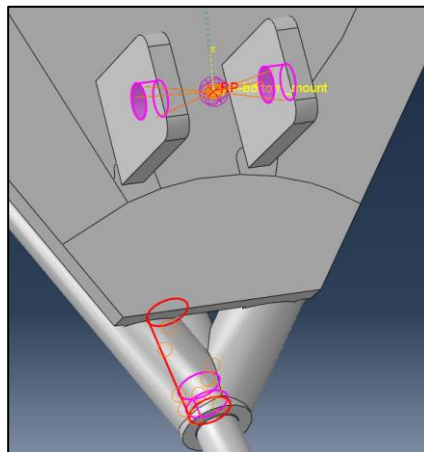
### 3.5.4 Outras Restrições

As demais restrições do modelo dizem respeito a fixação do conector na bandeja (e analogamente, na chapa de fixação superior) e ao encaixe do terminal rotular na bandeja.

De modo similar ao item 3.4.2, aqui também houve um “acoplamento” através do recurso *constraint*, no primeiro caso, as extremidades do conector foram atadas a chapa de fixação e a bandeja. No segundo caso, a superfície externa do terminal (que note, foi simplificada de modo a não conter rosca por razões de eficiência computacional) foi atada a superfície interna do furo na bandeja, trazendo relações de ação e reação entre as duas superfícies.

As relações apontadas podem ser observadas na Figura 17.

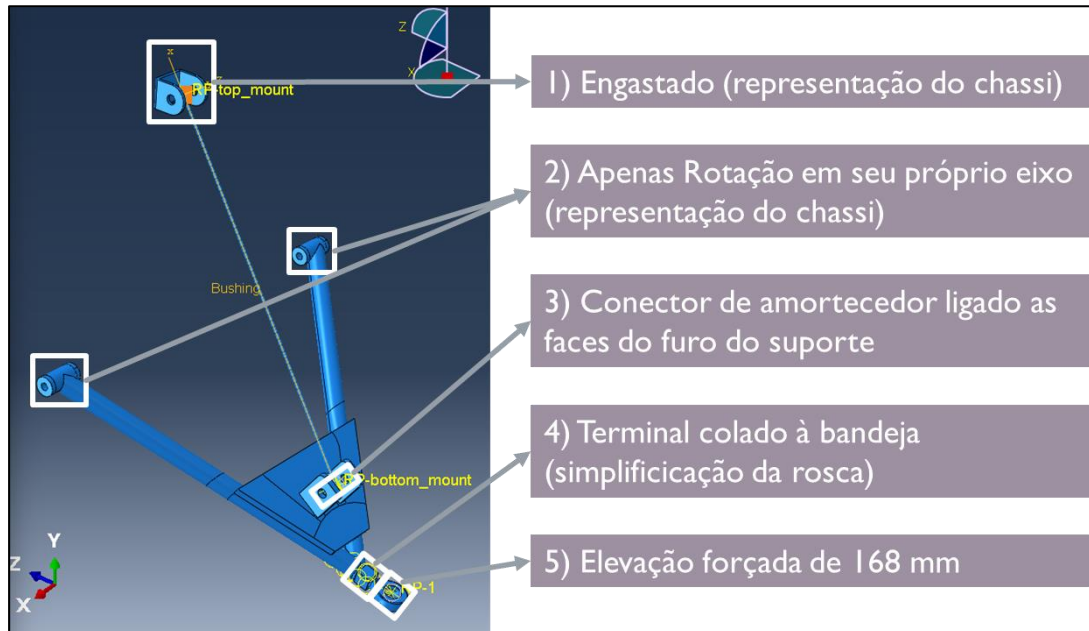
Figura 17 – Interface (*Abaqus*) contendo as restrições do amortecedor e do terminal rotular à bandeja.



Fonte: Autoria Própria.

A Figura 18 fornece uma visão geral das condições de contorno aplicadas ao conjunto.

Figura 18 – Visão geral das condições de contorno aplicadas ao modelo



Fonte: Autoria Própria.

### 3.5.5 Caracterização da malha

Os elementos utilizados foram de ordem geométrica quadrática da família *3D Stress*, incluso na biblioteca do *Abaqus/Standard*. Isso significa que a deformação ao longo da aresta de um elemento é caracterizada por uma parábola, em detrimento de uma reta. A forma dos elementos é tetraédrica com a técnica de aplicação da malha sendo (por padrão no programa) livre.

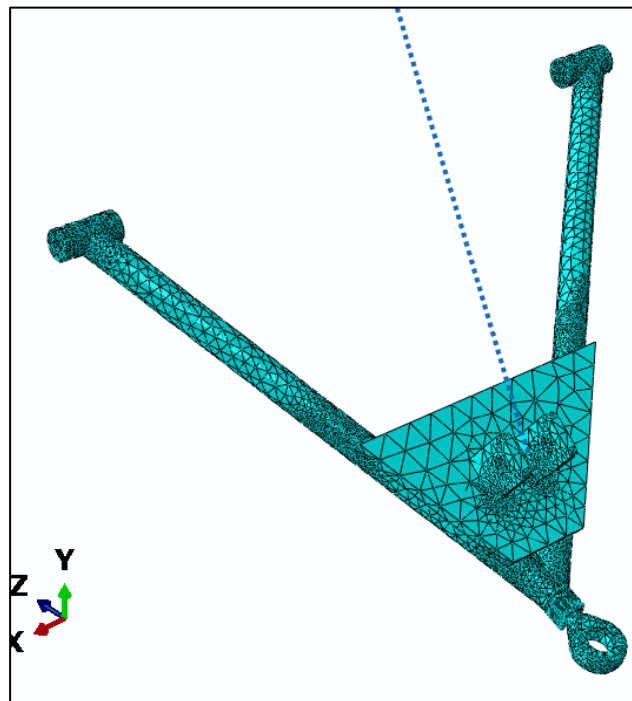
A malha foi aplicada de maneira a permitir elementos grossos em áreas de menores tensões (chegando a comprimentos de arestas de até 8 mm), e refinados em áreas de contato ou maiores tensões em geral. Exemplos das áreas refinadas são:

- A interface da chapa de fixação do amortecedor com seu suporte (de 1 a 6 mm),
- o contato da bandeja com as buchas de poliuretano (até 3 mm),
- a região de maior tensão normal do comprimento do braço da bandeja (1 mm),
- o contato do terminal com a bandeja (0,12 mm).

Esses valores foram baseados em um estudo de convergência da malha onde os valores foram refinados até que as tensões respectivas às áreas analisadas variassem menos de 10% em relação ao refinamento anterior, critério utilizado frequentemente na indústria e na academia.

Obteve-se um total de 197777 nós e 119241 elementos e a configuração final da malha é apresentada na Figura 19.

Figura 19 – Caracterização da malha



Fonte: Autoria Própria.

### 3.5.6 Análise e propostas

A partir da análise dos resultados obtidos, foram realizadas propostas de alteração da geometria visando endereçar os pontos mais críticos. Essas geometrias propostas (duas) foram então submetidas às mesmas análises aplicadas a geometria original.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 ANÁLISE DA GEOMETRIA ORIGINAL

A análise de tensões tem como possibilidades de ponto crítico os seguintes pontos:

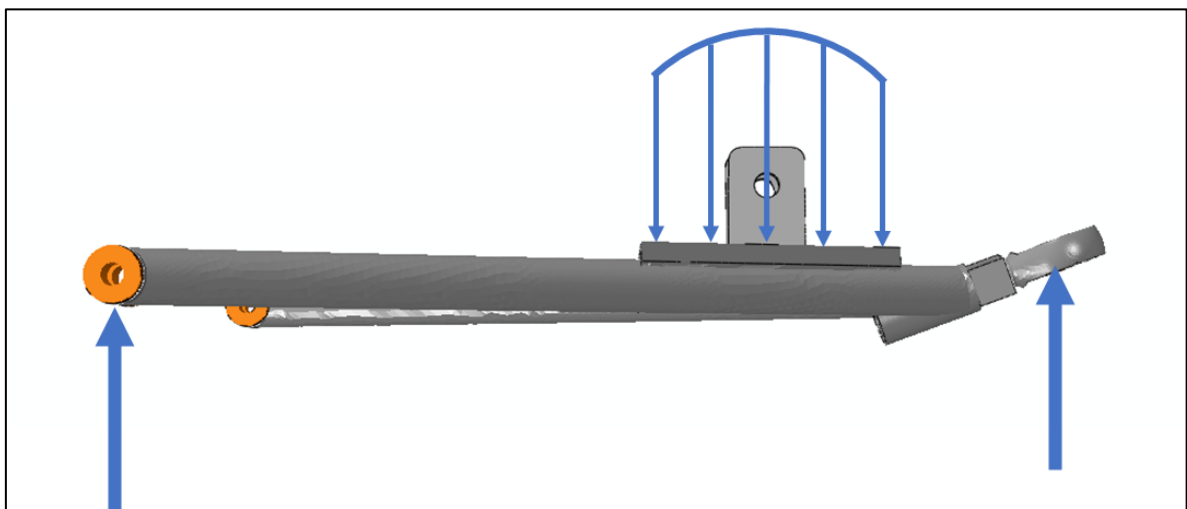
- Braços da bandeja, por flexão;
- Terminal Rotular, por flexão;
- Terminal Rotular, por cisalhamento;
- Terminal Rotular, por esmagamento

Nesse contexto, elabora-se em cada um dos pontos, através dos resultados da simulação.

#### 4.1.1 Braço da bandeja

Conforme observado na Figura 20, o carregamento observado na bandeja pode causar a flexão ao longo de seus braços, podendo resultar no dano do componente.

Figura 20 – Representação da bandeja como viga em balanço, causando flexão



Fonte: Autorial Própria.

Para tanto, analisa-se as tensões normais na direção longitudinal da bandeja, esperando-se o valor crítico próximo às duas extremidades do suporte das chapas de fixação do amortecedor, por estarem próximas de um concentrador de tensão (a própria chapa, e no caso da extremidade direita, as soldas entre os dois tubos e o terminal rotular, também).

Como adendo, nota-se que a validação das tensões normais no eixo do braço poderia ser realizada por métodos analíticos, isto é, utilizando equações clássicas de viga sob flexão.

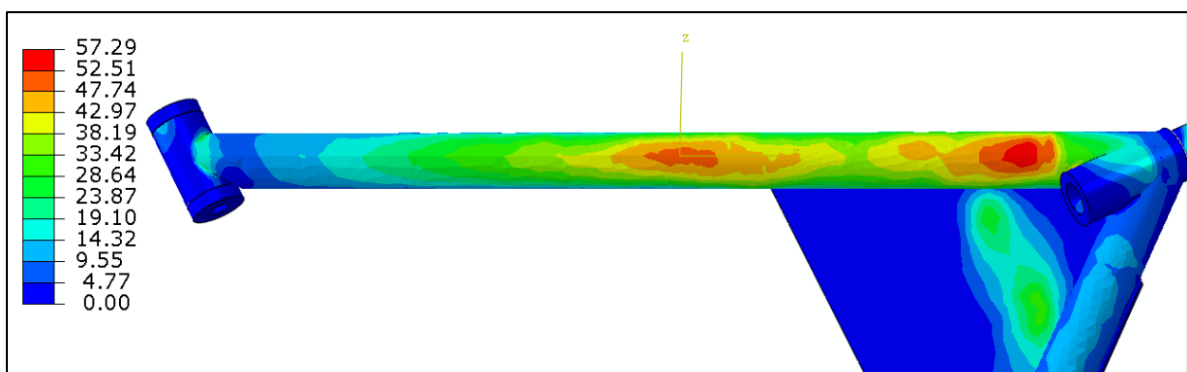
Entretanto, dada a chapa de suporte (que é soldada ao braço da bandeja), tem-se uma seção transversal não-uniforme ao longo de seu comprimento. Somado a isto, o efeito de uma bandeja incide sob a outra e vice-versa, devido a sua conexão justamente via chapa de suporte. Logo, a validação analítica não seria confiável, ao passo que requereria simplificações exageradas e/ou não plausíveis.

Nas Figuras 21 e 22, foi possível observar as tensões normais ao longo do comprimento do braço dianteiro, que se mostrou mais solicitado.

Na Figura 21, com vista inferior, observa-se as tensões trativas (cores quentes), onde todas as regiões sob compressão ou descarregadas se encontram no mesmo tom de azul.

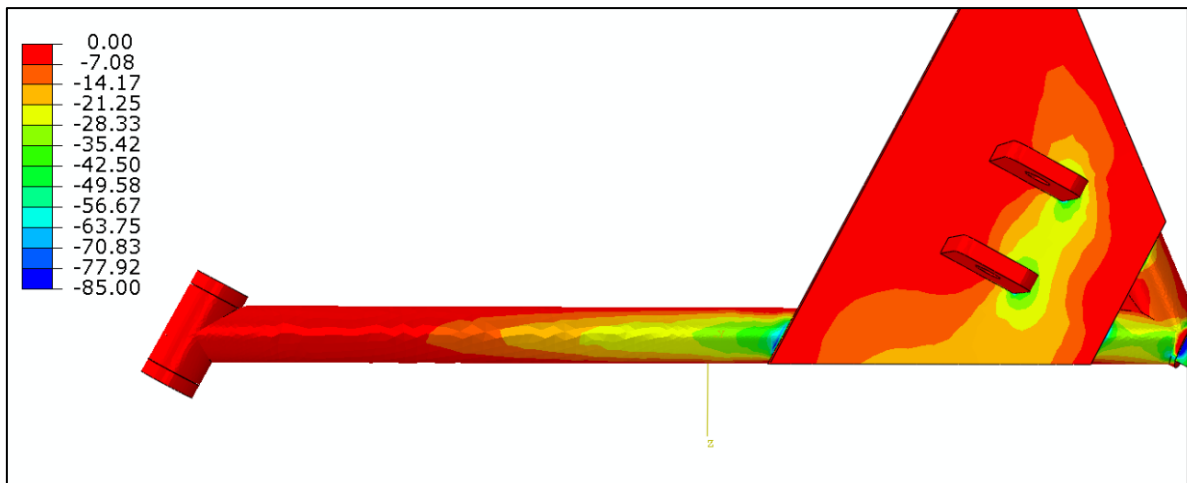
Na Figura 22, com vista superior, tem-se o oposto, destaca-se as tensões compressivas (cores frias), enquanto as zonas tracionadas ou descarregadas se encontram no mesmo tom de vermelho.

Figura 21 – Regiões do comprimento do braço com tensões normais trativas (MPa)



Fonte: Autoria Própria.

Figura 22 – Regiões do comprimento do braço com tensões normais compressivas (MPa)



Fonte: Autorial Própria.

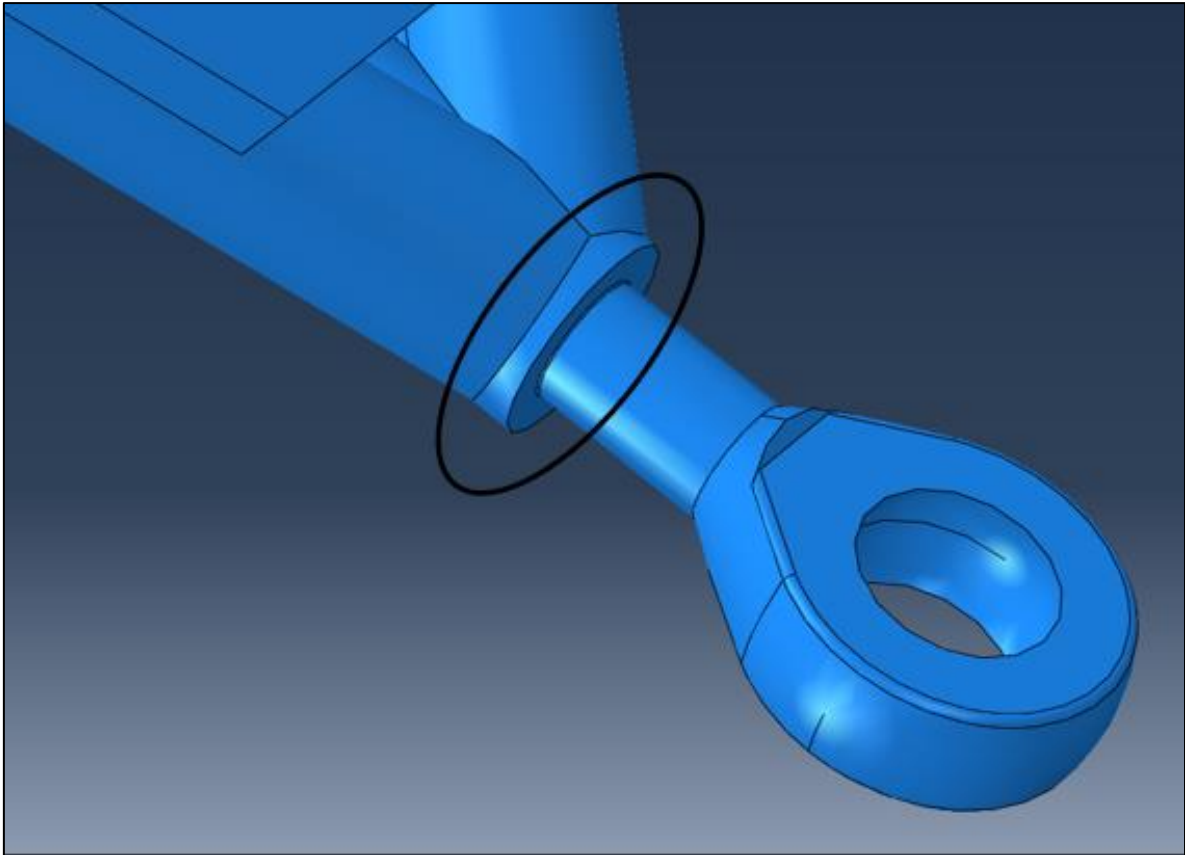
Ao analisar ambas as figuras, nota-se o efeito da concentração de tensão da chapa de suporte da fixação do amortecedor.

Além disso, nota-se que as tensões compressivas máximas chegam a ser 27 MPa (ou 48%) superiores em relação às trativas. Este fato se deve a maior proximidade da chapa, concentrando ainda mais as tensões. O que se tem, neste caso, é a tendência ao dobramento do tubo no fim da chapa devido a descontinuidade geométrica contida naquele ponto. Ressalta-se, no entanto, de que ao se afastar da região da chapa as forças trativas se tornam mais relevantes que as compressivas, fato atribuído ao carregamento do amortecedor, que além do esforço cortante também tem o efeito colateral de tracionar os tubos da suspensão.

#### 4.1.2 Terminal Rotular, por flexão

Analisando as tensões normais sob o eixo do terminal rotular, pode-se observar efeito semelhante ao concentrador de tensão da chapa de suporte na Figura 22. Aqui, observa-se o concentrador de tensão na extremidade da bandeja (Figura 23), e então, espera-se a tendência ao dobramento no corpo cilíndrico do terminal rotular.

Figura 23 – Descontinuidade geométrica para o terminal rotular (cubo escondido)

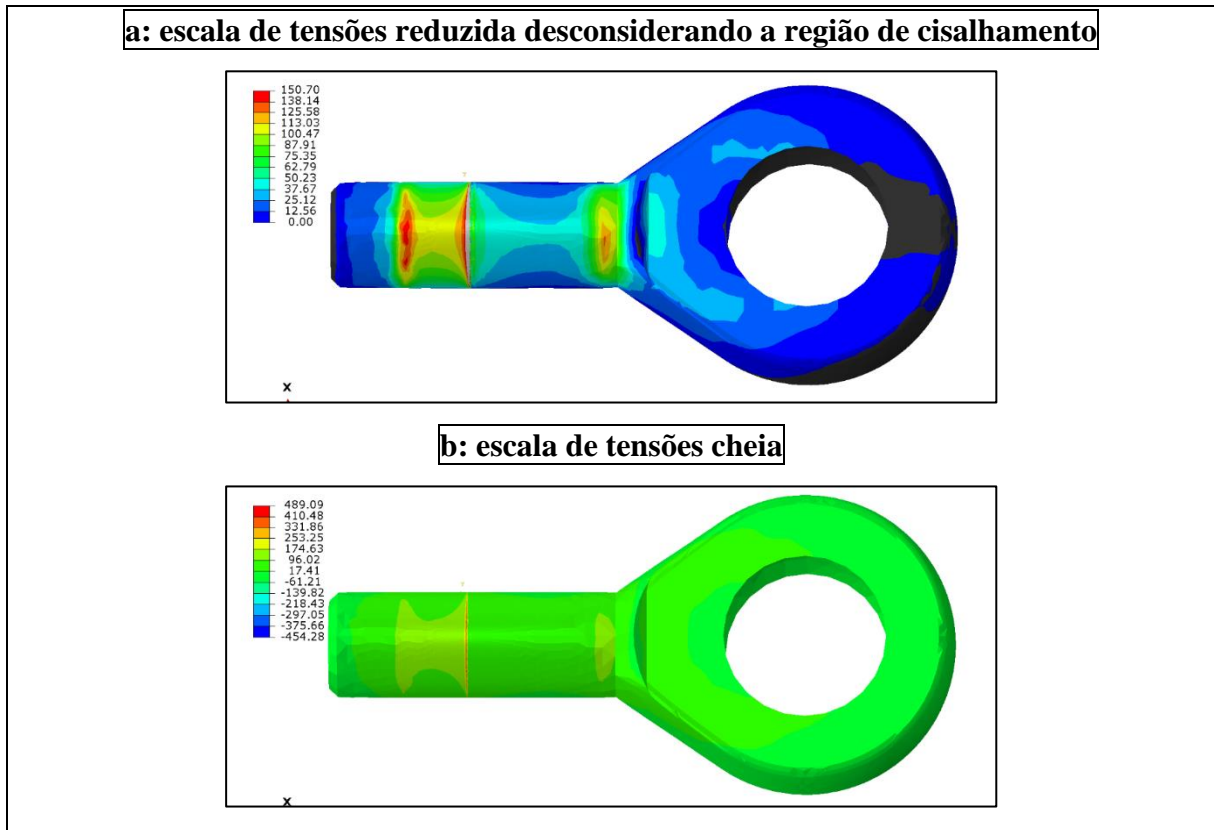


Fonte: Autoria Própria.

Visto que nesse caso os efeitos da descontinuidade geométrica são ainda maiores em termos de concentradores de tensão, apresenta-se as tensões em duas escalas para as Figuras 24 e 25:

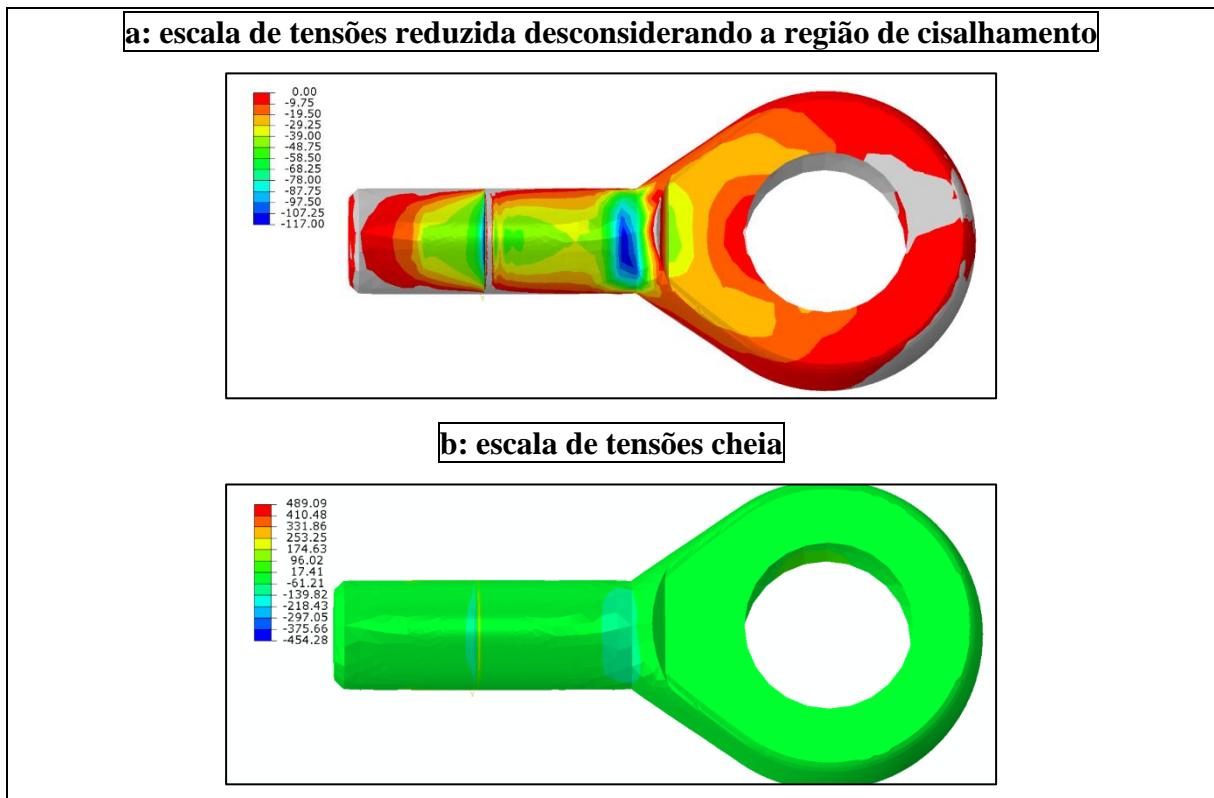
- nas figuras “a”, de modo semelhante ao caso do braço das bandejas, apresentando apenas a tração na região inferior e a compressão na região superior, contando ainda com a desconsideração da região de maior concentração de tensão, de modo que a tensão causada pela flexão seja mais facilmente observada.
- nas figuras “b”, a escala cheia, da maior compressão a maior tração, explicitando a faixa muito fina onde as tensões máximas são observadas. Nesse caso, a grande maioria da peça se encontra em verde, representando tensões desprezíveis em relação as máximas.

Figura 24 (a e b) – Tensões normais no eixo do terminal rotular (face inferior, MPa)



Fonte: Autoria Própria.

Figura 25 (a e b) – Tensões normais no eixo do terminal rotular (face superior, MPa)



Fonte: Autoria Própria.

Se destaca também a simplificação da geometria do terminal rotular que foi adotada: a ausência de roscas. Para suprir o travamento proporcionado pelas roscas, conforme já mencionado, utilizou-se as restrições da Figura 17.

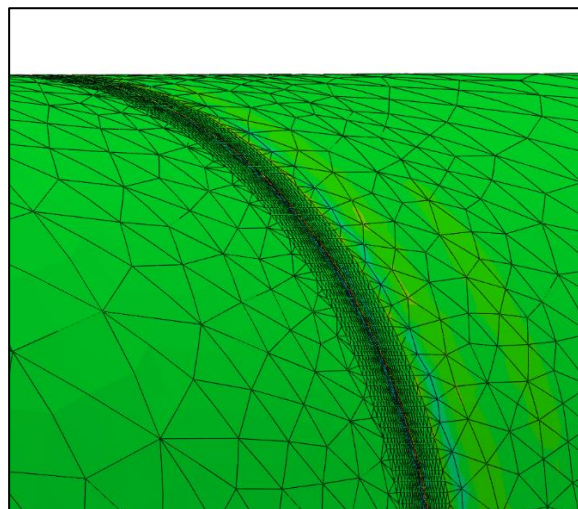
Quanto à concentração de tensão, Lehnhoff e Bunyard (2000) prescrevem, para roscas em um diâmetro de 12mm (próximo ao diâmetro de 1/2" em questão), um fator de concentração de tensão de 3,23. Esse valor deve ser utilizado para a análise quantitativa das tensões, ao multiplicar os valores encontrados nas Figuras 24 e 25. Entretanto, para uma análise comparativa entre geometrias (a ser realizada nos próximos itens do trabalho), bastam os valores obtidos na simulação.

#### 4.1.3 Terminal Rotular, por cisalhamento

Para o cisalhamento, a tensão é inteiramente concentrada na região onde o terminal rotular deixa de tocar o furo da bandeja. Este fato traz complicações ao refinar a malha sob a singularidade geométrica, requerendo um extenso estudo de convergência de resultados devido à malha.

A malha resultante foi então, consideravelmente fina, como mostra a Figura 26.

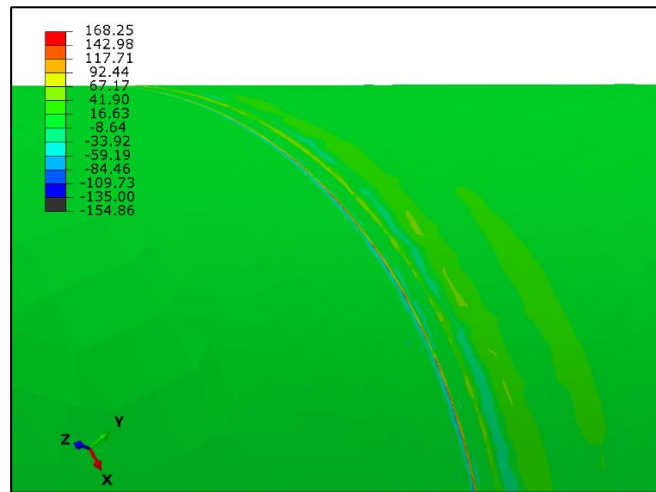
Figura 26 – Malha utilizada na região de cisalhamento



Fonte: Autoria Própria.

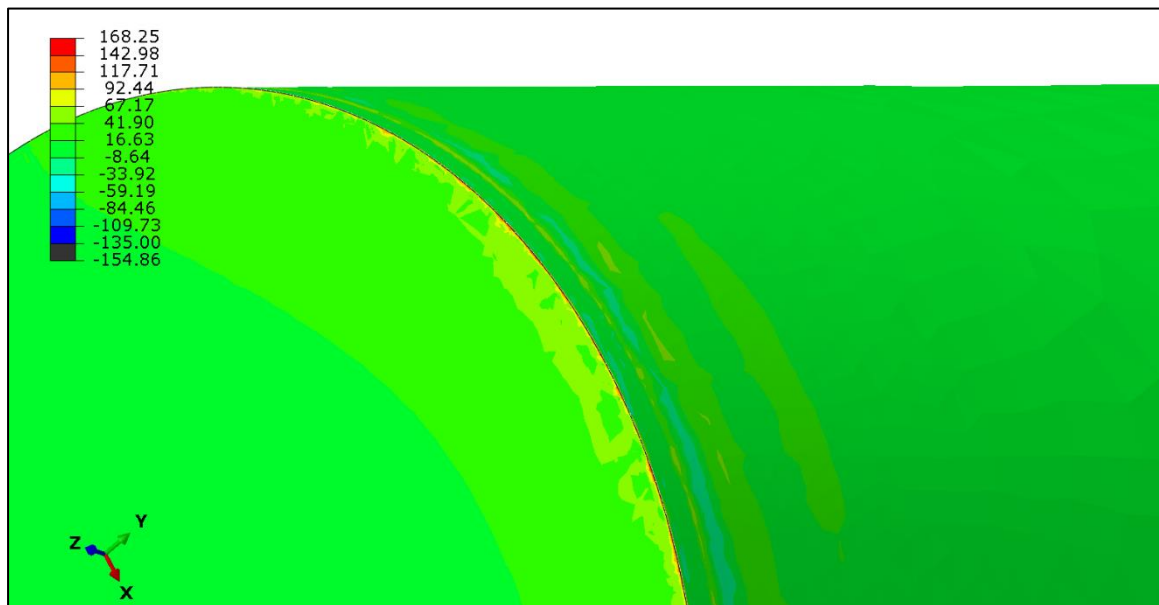
Por este motivo, tem-se que a visualização dos resultados, é dificultada, requerendo uma visão aproximada da peça, conforme Figuras 27 e 28.

Figura 27 – Cisalhamento entre os eixos longitudinais e tangenciais do terminal (MPa)



Fonte: Autoria Própria.

Figura 28 – Vista de corte do cisalhamento (MPa)

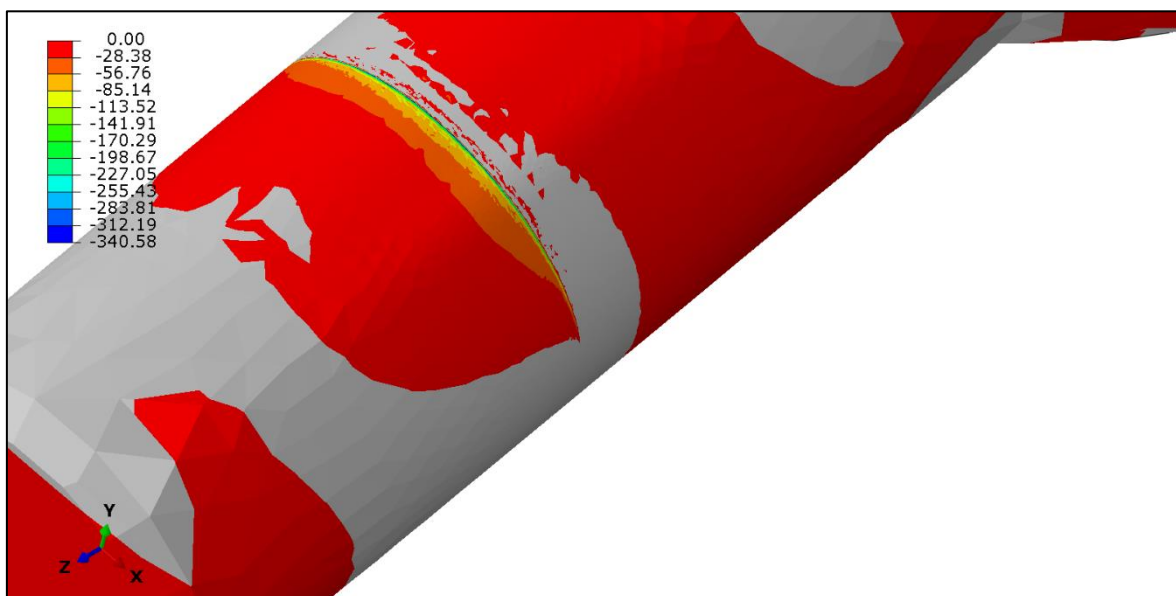


Fonte: Autoria Própria.

#### 4.1.4 Terminal Rotular, por esmagamento

O esmagamento foi tal que também deve ser levado em conta, atingindo valores próximos a 340 MPa, conforme Figura 29, onde se apresenta apenas a face superior, e, portanto, considera as tensões compressivas (regiões cinzas não apresentam compressão, já que não estão sujeitas a esmagamento).

Figura 29 – Esmagamento na face superior do terminal rotular (MPa)



Fonte: Autoria Própria.

Tem-se então o seguinte panorama, apresentado na Tabela 3, onde se encontram as tensões máximas observadas (mínimas, para tensões compressivas) para diferentes cenários.

Tabela 3 - Visão geral das tensões sob a suspensão

Tensão	[MPa]
A) Flexão na bandeja	85
B) Tensão de Von Mises na bandeja	71
C) Normais longitudinais no terminal	489
D) Cisalhamento no terminal	168
E) Esmagamento no terminal	341
F) Tensão de Von Mises no terminal	410

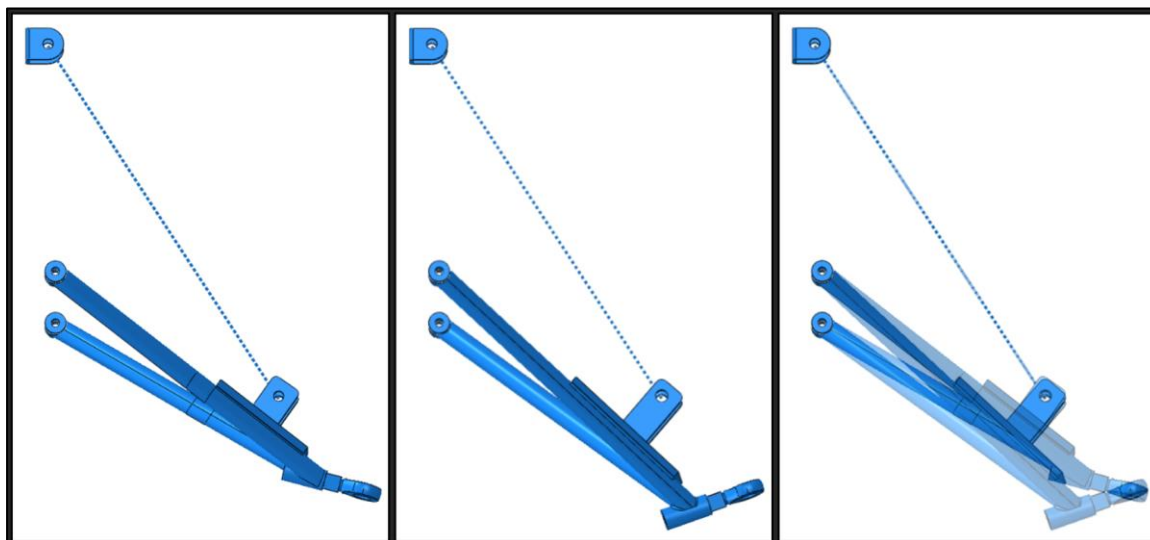
Fonte: Autoria Própria.

#### 4.2 PROPOSTA DE NOVA GEOMETRIA 1: MODIFICAÇÃO DA INCLINAÇÃO DO TERMINAL ROTULAR

Tendo em vista quadro de tensões que se concentra substancialmente na aresta do furo da bandeja para o terminal, propõe-se uma geometria que distribuiria as tensões ao longo de todo o corpo do terminal, através da variação do ângulo do terminal.

Propõe-se um aumento na inclinação do terminal rotular de 35° da configuração inicial (Figura 30a) chegando à configuração apresentada na Figura 30b. a sobreposição das duas geometrias é observada na Figura 30c, onde o leitor pode observar a manutenção dos *hardpoints*, fazendo com que a dinâmica veicular não seja afetada pela modificação, que tem cunho exclusivamente estrutural.

Figura 30 – Comparativo entre geometrias: (a) original, (b) proposta e (c) sobreposição



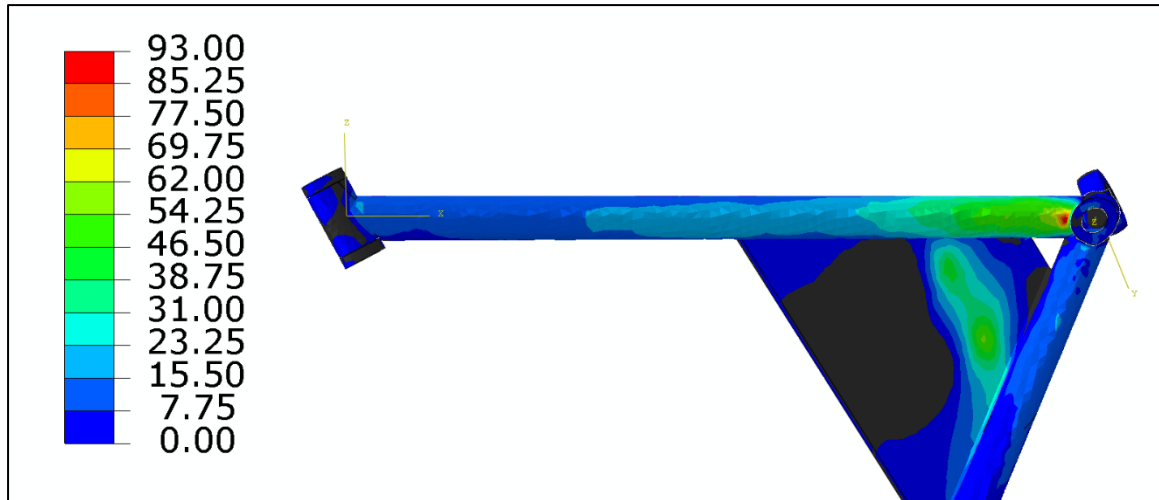
Fonte: Autoria Própria.

Essa nova geometria foi então utilizada em um novo modelo FEM onde malha, condições de contorno, materiais e recursos foram aplicados com os mesmos critérios. Os resultados observados nesta nova geometria são apresentados nos itens 4.2.1, 4.2.2, 4.2.3 e 4.2.4. Quanto à variação de massa, obteve-se 1,810 kg, pouca variação em relação a geometria original, de 1,623 kg.

#### 4.2.1 Braço da bandeja

Primeiramente, para os esforços normais de tração no braço da bandeja, tem-se que surgiu um novo ponto máximo, próximo ao terminal, devido ao momento gerado pelo ângulo maior entre o terminal e os braços. Além disso, a angulação mais severa trouxe consigo também um concentrador de tensão. A Figura 31 mostra um aumento para 93,0 MPa a tensão anterior de 57,3 MPa em tração e 85,0 MPa em compressão (nesse caso, a compressão não foi significativa como anteriormente).

Figura 31 – Tensões trativas sob a região inferior do braço da bandeja (MPa)

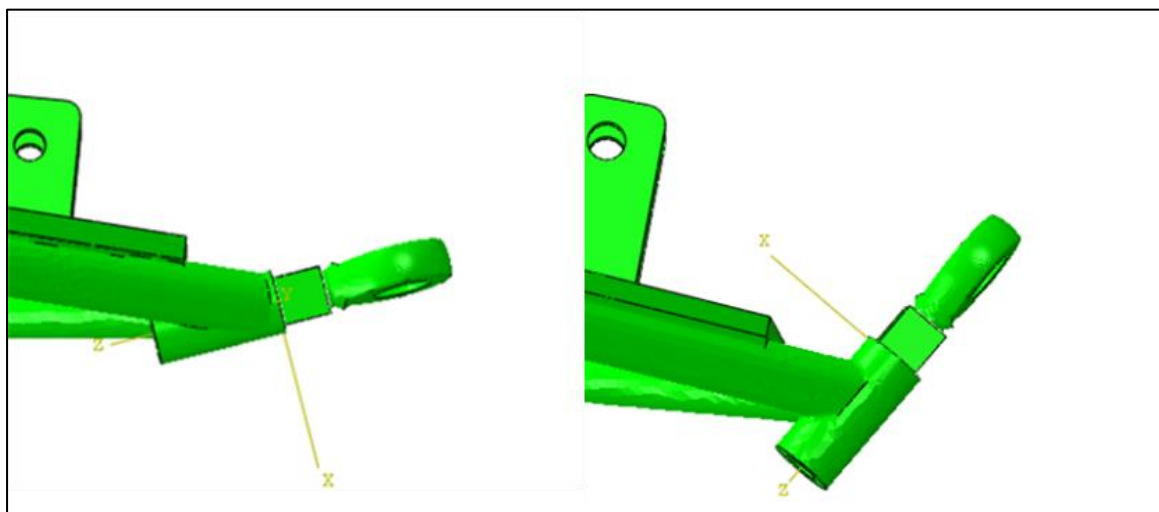


Fonte: Autoria Própria.

#### 4.2.2 Terminal Rotular, por tensões normais ao longo do seu próprio eixo

Para o terminal rotular, que se mostrou crítico na análise da geometria original, houve uma diminuição nas cargas normais ao longo do seu próprio eixo, fato que chama atenção, considerando a diferença de angulação final entre os dois modelos, como mostra a Figura 32.

Figura 32 – Comparativo entre a angulação original (esquerda) e proposta (direita)

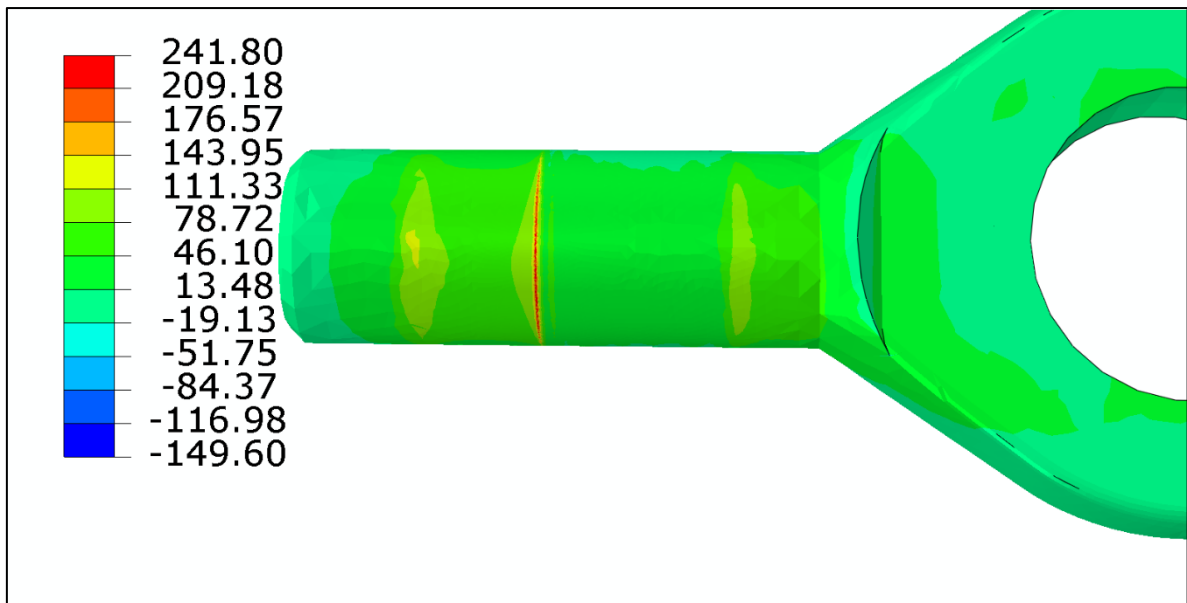


Fonte: Autoria Própria.

O que ocorre então, é a modificação do estado de tensões, de um estado que se aproxima do cisalhamento máximo ao estado que se aproxima da tração máxima, logo, seria intuitivo afirmar que os esforços de tração seriam maiores neste caso.

No entanto, de fato os esforços normais ao longo deste eixo diminuiram (conforme Figura 33), fenômeno atribuído à minimização dos esforços fletores (provenientes de forças cortantes).

Figura 33 – Tensões normais sob a face inferior do terminal rotular no sentido do seu comprimento (MPa)

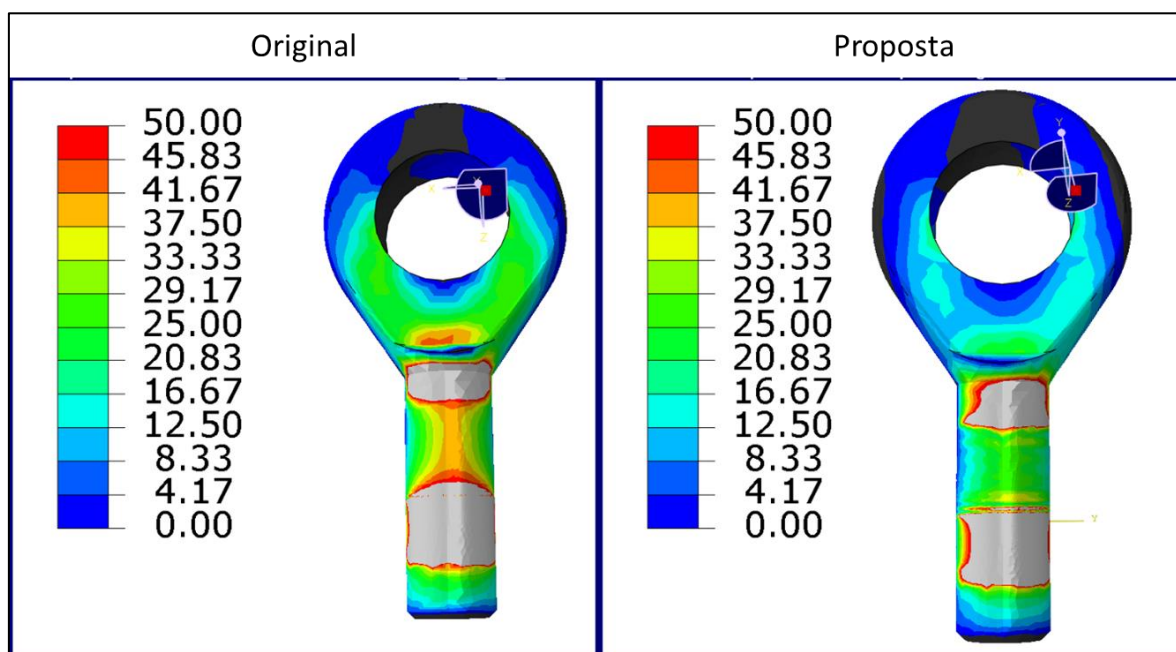


Fonte: Autoria Própria.

Nota-se que as tensões trativas máximas de 489,1 MPa (Figura 24b) foram reduzidas a 241,8 MPa, uma significativa diminuição de 50,6% ou 247,3 MPa.

Essa diferença fica clara na Figura 34, onde a escala de tensões é limitada a tensões até 50 MPa. Podemos notar que fora da região de contato a tensão trativa é aproximadamente uniforme e com valores próximos a 25 MPa para a nova geometria. Para a geometria original, tem-se os valores variando com o comprimento (característica da tensão por flexão) e com valores entre 30 e 40 MPa

Figura 34 – Comparativo das tensões normais de baixa intensidade sob a face inferior do terminal rotular no sentido do seu comprimento (MPa)



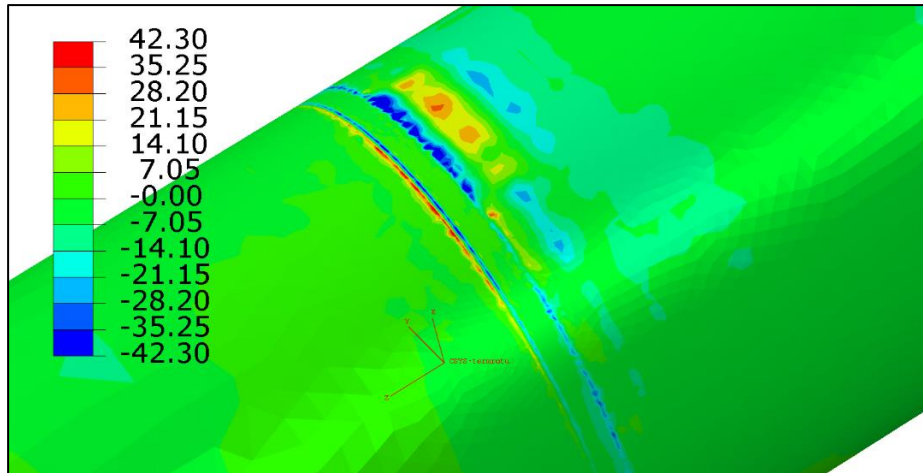
Fonte: Autoria Própria.

Nota-se ainda que, de fato, a tração devido à nova angulação impactou as medidas, visto que na configuração original tensões trativas e compressivas eram comparáveis, ao contrário deste novo caso, onde existe um claro domínio de tensões trativas, que além dos efeitos da flexão conta com contribuição da tração pura, enquanto no caso da compressão, a nova tração pura acarreta a minimização dos valores.

### 4.2.3 Terminal Rotular, por cisalhamento

A análise do cisalhamento deve ser (ainda mais) cuidadosa, isso se deve às faixas de cisalhamento presentes devido a descontinuidades da malha, onde abruptamente os elementos se tornam maiores (devido às limitações computacionais que impedem uma taxa de crescimento mais lenta dos elementos). Nesse caso, faixas de tensões não-plausíveis podem surgir, como as apresentadas na esquerda da Figura 35.

Figura 35 – Tensões cisalhantes sob o terminal rotular (MPa)



Fonte: Aatoria Própria.

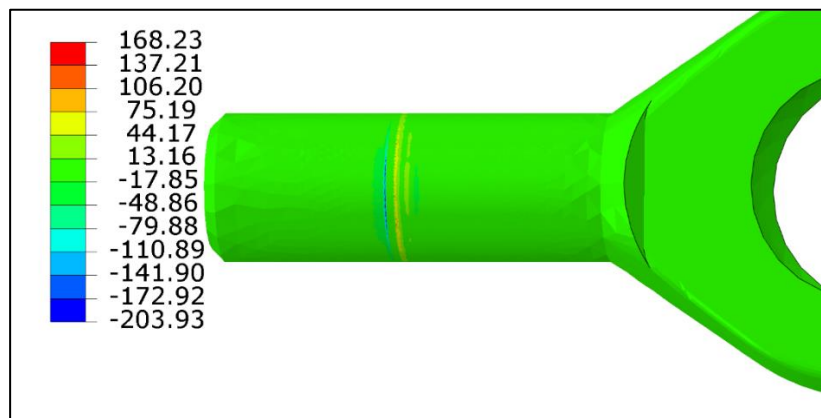
No entanto, busca-se analisar apenas as faixas de cisalhamento à esquerda, que proporcionam um comportamento plausível entre tensões positivas e negativas na faixa de cisalhamento, representado o comportamento esperado.

Para este caso, tem-se tensões de 42,3 MPa, valores que mostram uma melhoria quando comparados aos 168 MPa da geometria original.

#### 4.2.4 Terminal Rotular, por esmagamento

O esmagamento do terminal, se deu, semelhantemente à Figura 29, apenas na região de contato (apresentado na Figura 36), entretanto, com valores significativamente menores, agora de 203,9 MPa contra os anteriores 340,6 MPa.

Figura 36 – Tensões normais na face superior do terminal, transversais ao seu comprimento (MPa)



Fonte: Aatoria Própria.

Por fim, na Tabela 4 são comparados os valores obtidos com a nova geometria com os valores anteriores.

Tabela 4 - Comparação das tensões sob a suspensão

Tensão	Original [MPa]	Proposta [MPa]	Diferença
A) Flexão na bandeja	85	93	+9.4%
B) Tensão de Von Mises na bandeja	71	88	+23.9%
C) Normais (longitudinais) no terminal	489	242	-50.5%
D) Cisalhamento no terminal	168	42	-75.0%
E) Esmagamento no terminal	341	204	-40.2%
F) Tensão de Von Mises no terminal	410	138	-66.3%

Fonte: Autoria Própria.

A comparação mostra o progresso obtido na redução das tensões críticas, à medida que faz, sim, alguns sacrifícios em troca deste ganho, como por exemplo, o leve aumento na tensão nos braços da bandeja.

Os novos carregamentos de tração (mesmo que tenham se mostrados menores nos pontos críticos do que anteriormente) trazem à mente a preocupação com a fadiga, entretanto, visto que os valores mais altos (242 MPa) ainda se encontram suficientemente afastados dos limites de escoamento do material. Além disso, a fadiga de alto ciclo é uma preocupação menor considerando a baixa frequência com que o amortecedor é carregado com grandes intensidades, que ainda assim não devem alcançar os valores desta simulação, que tomou em conta a máxima compressão do amortecedor definida por projeto.

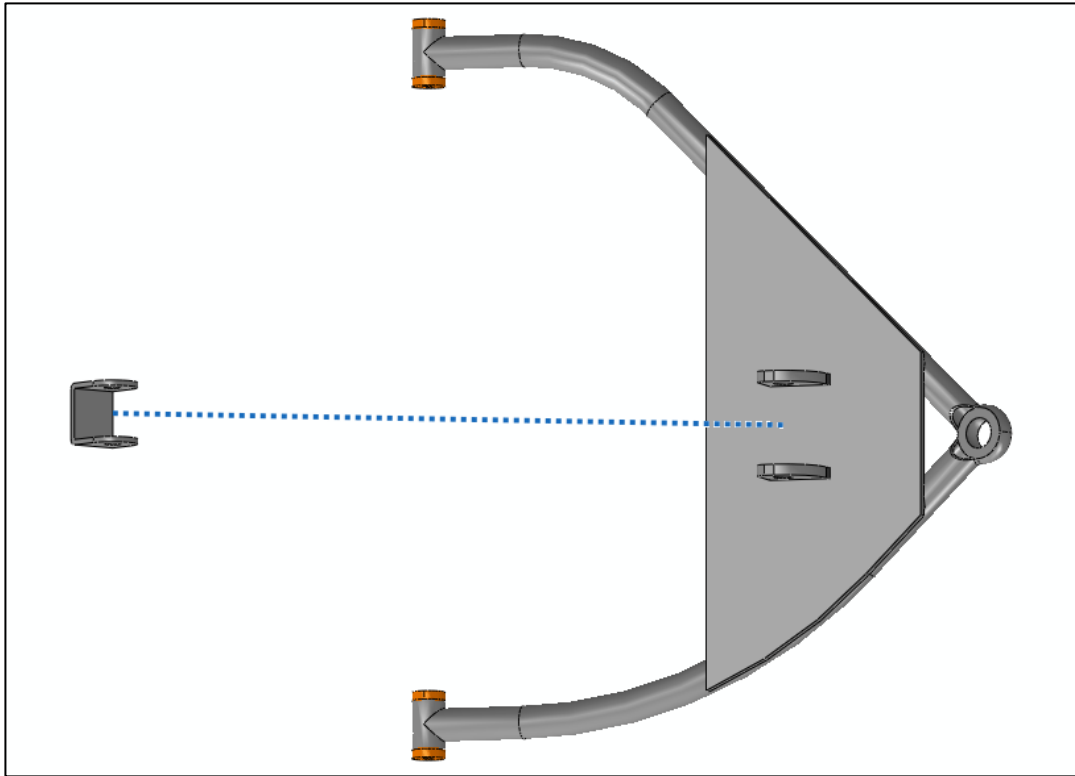
#### 4.3 PROPOSTA DE NOVA GEOMETRIA 2: UTILIZAÇÃO DE RÓTULA EM CISALHAMENTO DUPLO

Outro método para o qual se tem como expectativa a promoção da diminuição do cisalhamento, é a utilização de rótula em cisalhamento duplo, eliminando o trecho do terminal em cisalhamento simples. Esse método tem ainda o benefício da eliminação do elemento concentrador de tensão da rosca, visto que a fixação se dá diretamente à rótula.

Visando distribuir melhor as cargas, deve-se aumentar o ângulo com o qual os tubos tocam a rótula. Dessa forma, introduziu-se dobras nos tubos da bandeja. O critério utilizado

foi de manter o comprimento reto antes da dobra, 60 mm, e ambos os braços tocam a rótula com o mesmo ângulo, 45°. A configuração final é observada na Figura 37.

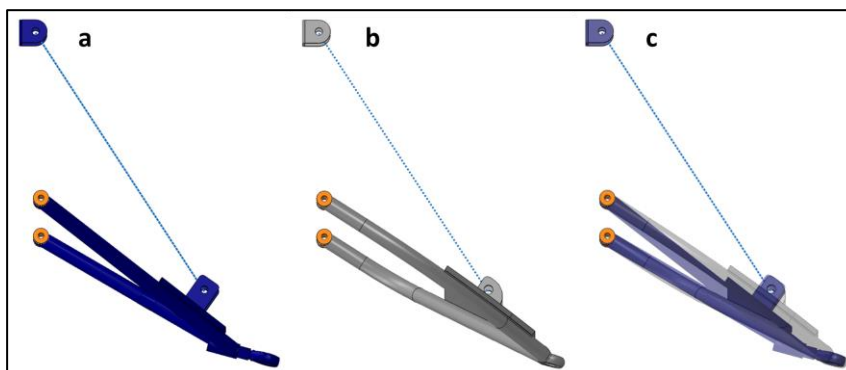
Figura 37 – Proposta de geometria com cisalhamento duplo (vista superior)



Fonte: Autoria Própria.

Assim como na primeira proposta de geometria, as alterações foram feitas de modo a não alterar os *hardpoints*, como observado na Figura 38, onde a vista lateral da nova geometria é comparada com a original, assim como na Figura 30. A massa total dessa nova geometria é de 2,292 kg.

Figura 38 – Comparativo entre geometrias: (a) original, (b) proposta 2 e (c) sobreposição



Fonte: Autoria Própria.

Sendo assim, da mesma maneira que utilizada para a primeira proposta, elaborou-se um modelo FEA com os mesmos critérios de malha, condições de contorno, materiais e recursos, sendo que dessa vez, destaca-se uma mudança mais significativa da geometria, tornando esta analogia por vezes mais complicada. Por exemplo, cita-se a região de cisalhamento que agora apresenta uma nova geometria, portanto o critério de malha nesta região precisa ser adaptado.

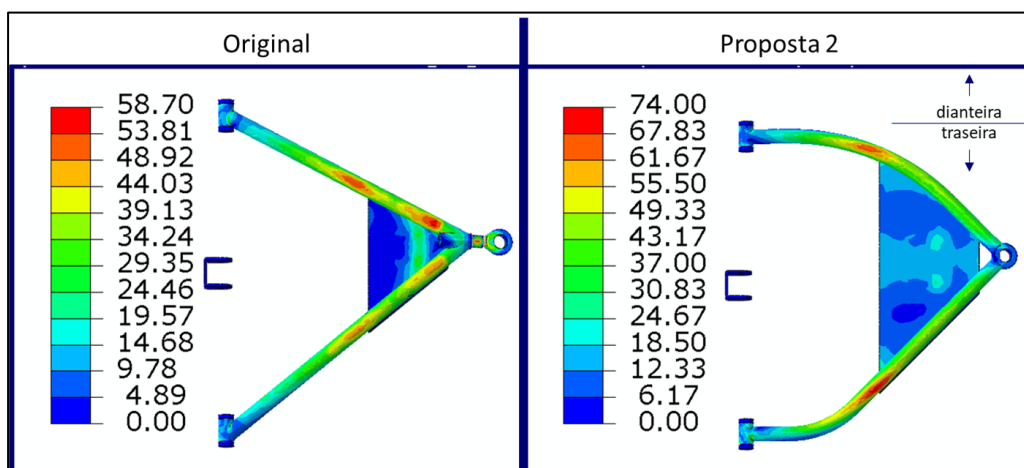
Neste contexto, apresenta-se os resultados obtidos para esta geometria.

#### 4.3.1 Braço da bandeja

Diferentemente do que se vinha observando nas geometrias original e na primeira proposta, para este novo caso tem-se que o braço mais carregado não é mais o dianteiro, e sim o traseiro, portanto, as próximas análises levarão em conta o braço traseiro.

A Figura 39 mostra, através das tensões de Von Mises, essa disparidade.

Figura 39 – Comparativo de tensões de Von Mises entre ambas as geometrias (MPa)

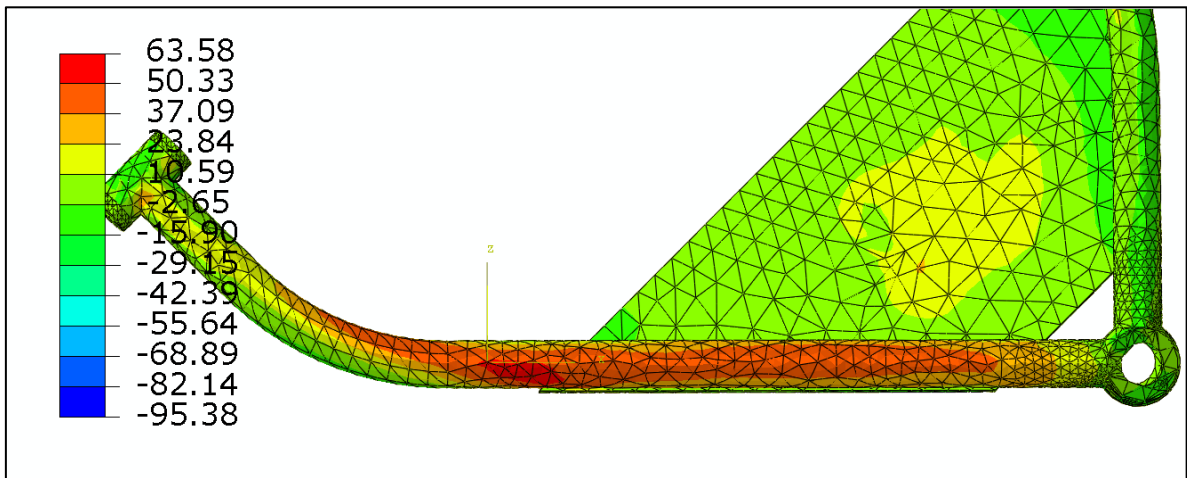


Fonte: Autoria Própria.

Embora seja difícil afirmar com precisão, uma hipótese plausível para o carregamento mais acentuado no braço traseiro é a concentração de tensão devido ao menor raio de dobra deste lado, que, apesar de não ser diretamente na região de maior tensão, pode ter contribuído significativamente para sua vizinhança.

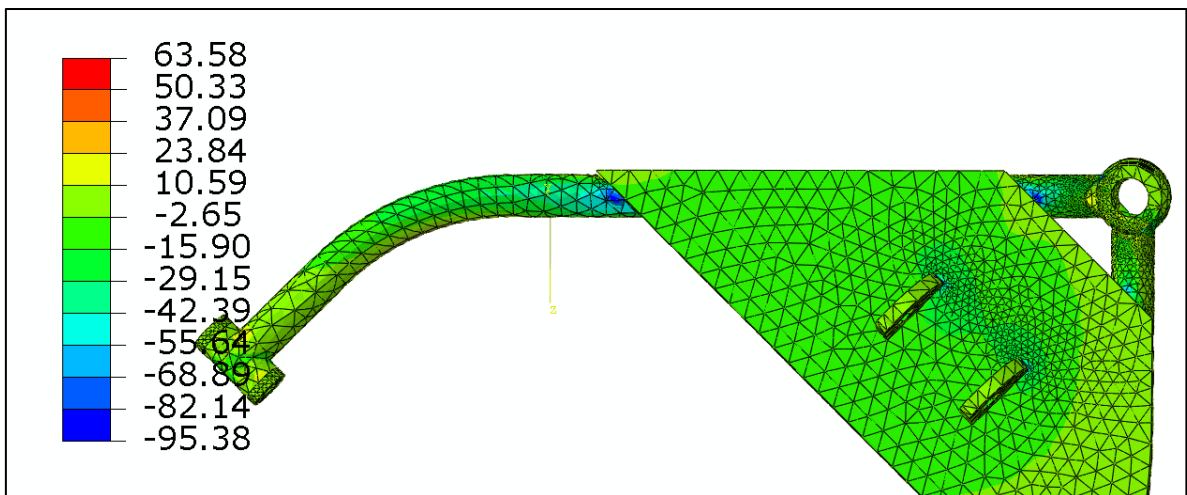
As tensões normais no eixo longitudinal do tubo (seção reta) são representadas nas Figuras 40 e 41.

Figura 40 – Tensões trativas sobre o tubo (vista inferior, MPa)



Fonte: Autoria Própria.

Figura 41 – Tensões compressivas sobre o tubo (vista superior, MPa)



Fonte: Autoria Própria.

O primeiro comentário a se fazer é que as tensões normais longitudinais são, nesse caso, semelhantes às da geometria original. Esse fato pode ser explicado pela angulação muito semelhante entre ambas, o que não ocorreu para a geometria proposta 1.

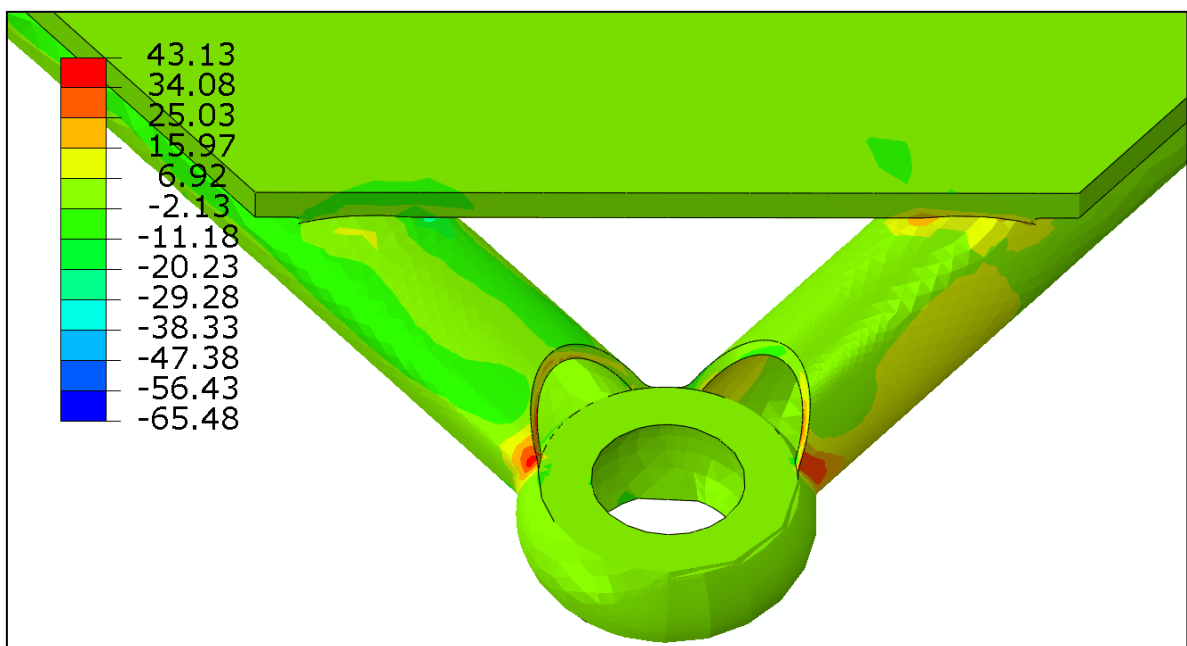
Na geometria original, tensões de tração e compressão eram, respectivamente, 57,3 e 85,0 MPa; tornado possível registrar um pequeno aumento de tensões para a nova proposta (11 e 12%).

### 4.3.2 Interface rótula-tubo, por cisalhamento

O paralelo dessa geometria para o cisalhamento no terminal rotular, é o cisalhamento duplo na solda do suporte da rótula. Entretanto, por motivos similares a simplificação da rosca nos casos anteriores, aqui a solda foi idealizada, de forma que o material é o mesmo do tubo e não inclui descontinuidades como poros ou falhas.

Apresenta esta tensão na Figura 42.

Figura 42 – Cisalhamento na solda (idealizada) entre o tubo e o suporte da rótula (MPa)



Fonte: Autoria Própria.

Nota-se que o cisalhamento, neste caso, é similar ao cisalhamento simples da proposta 1, que apresentou valores máximos na faixa de 42 MPa.

Quanto às tensões de Von Mises, essa geometria apresentou valores de 108,5 MPa na interface tubo-suporte da rótula e 72,7 MPa nos braços

Por fim, pode-se elaborar a Tabela final de comparação (Tabela 5) entre as tensões características das três geometrias.

Para a comparação com a proposta 2, define-se “área crítica” como a seção transversal na área de contato do terminal com o furo da bandeja para as geometrias original e proposta 1, e a área da interseção tubo-rótula para a proposta 2.

Tabela 5 - Comparação das tensões sob a suspensão para os três modelos

Tensão	Original [MPa]	Proposta 1 [MPa]	Diferença (1)	Proposta 2 [MPa]	Diferença (2)
A) Normais (longitudinais) na bandeja	85	93	+9.4%	95	+11.8%
B) Mises na bandeja	71	88	+23.9%	73	+2.8%
C) Cisalhamento na área crítica	168	42	-75.0%	43	-74.4%
D) Tensão de Von Mises na área de cisalhamento	410	138	-66.3%	109	-73.4%

Fonte: Aatoria Própria.

Faz-se a observação, no entanto, de que as tensões na região de cisalhamento (regiões C e D) para a geometria original e proposta 1 são submetidas ao fator de concentração de tensão de 3,23 de Lehnhoff, e Bunyard (devido à rosca), valor que não se aplica a proposta 2, demonstrando uma vantagem à terceira geometria, que mesmo sem esses fatores já apresenta resultados melhores ou semelhantes que as outras duas em todas as comparações da Tabela 5.

#### 4.4 ANÁLISE DA RESISTÊNCIA DO TERMINAL ROTULAR VIA CATÁLOGO DO FABRICANTE

Como referência qualitativa, a *Aurora Bearing Company* fornece as forças-limite para cada modelo de terminal rotular. Para o modelo utilizado pela equipe, com rosca de ½”-20, a empresa fornece uma força máxima antes da falha de 32,155 kN ao longo de seu comprimento. Entretanto, para carregamentos transversais, tem-se o seguinte:

Para os terminais rotulares Aurora de duas peças, recomenda-se que a capacidade máxima de carga estática axial seja de 15% da carga estática radial final capacidade. Para extremidades de haste de três peças, recomenda-se que a capacidade máxima de carga estática axial seja de 10% da capacidade de carga estática radial final. Entretanto, em unidades de três peças, fatores como material de corrida, material do corpo e dimensões podem afetar a capacidade de carga estática axial. (AURORA BEARING COMPANY, 2023, p. 122, tradução nossa<sup>4</sup>)

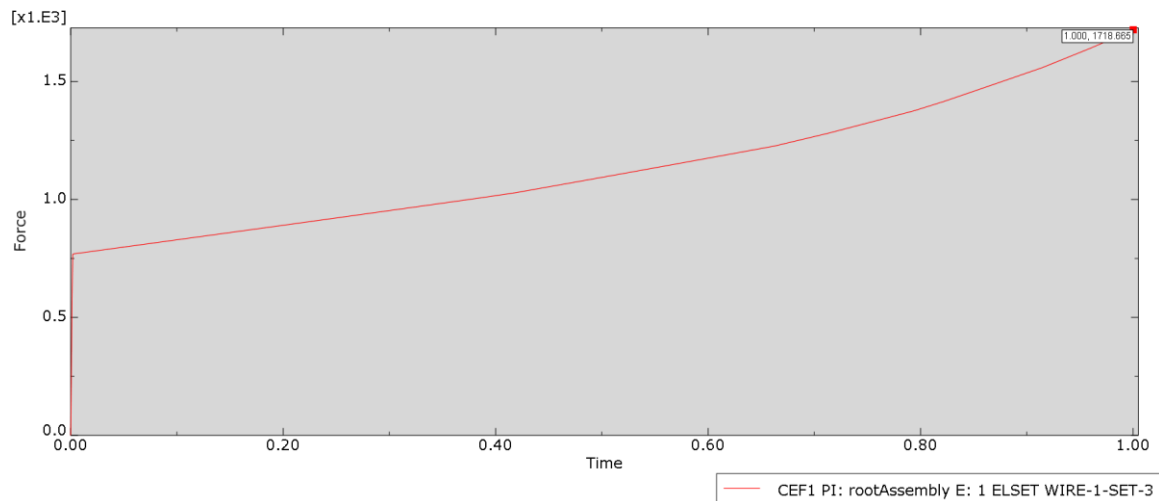
Portanto, para carregamentos transversais tem-se esse valor se reduzindo a 10% (3,216 kN).

<sup>4</sup>Texto original: For Aurora two-piece rod ends, the maximum axial static load capacity is recommended to be 15% of the ultimate radial static load capacity. For three-piece rod ends, the maximum axial static load capacity is recommended to be 10% of the ultimate radial static load capacity. However, on three-piece units, factors such as race material, body material, and dimensions may affect the axial static load capacity.

Um exercício simples de dinâmica é capaz de estimar as forças cortantes e de tração sob o terminal.

Para tal, utiliza-se *history outputs* (solicitações de dados do *Abaqus* plotáveis em escala de tempo) para determinar a força aplicada pelo amortecedor em sua situação de compressão máxima, onde o terminal rotular se encontra totalmente elevado. Um dos *outputs* possíveis para essa tarefa é o *Connector Element Elastic Force (CEF)* na direção do do amortecedor, a plotagem desse *output* é apresentada no Gráfico 3 e remete aos dados do manual do usuário do amortecedor, dos Gráficos 1 e 2.

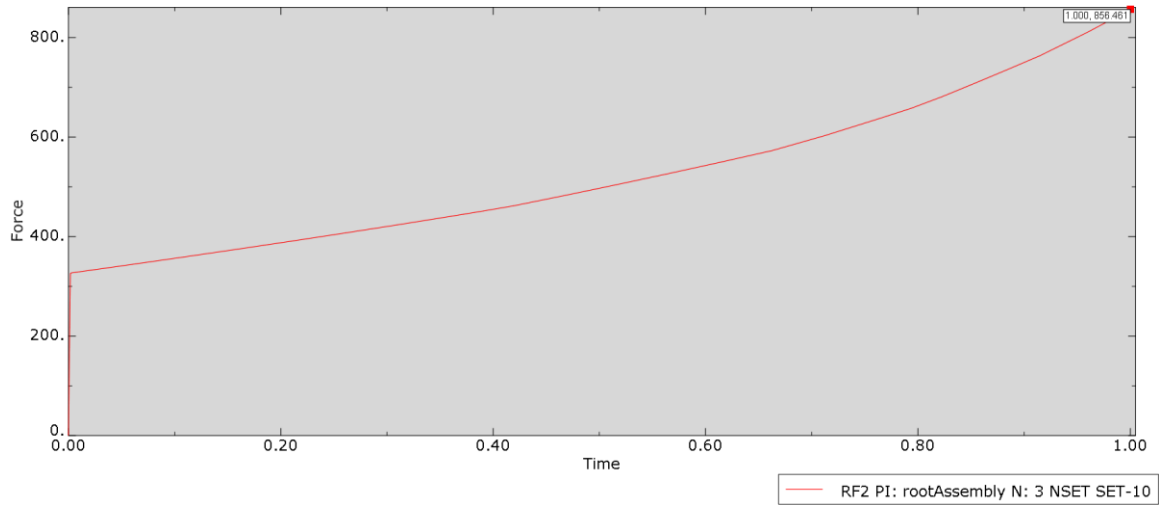
Gráfico 3 – Resposta de força do amortecedor durante o tempo de simulação (1s)



Fonte: Autoria Própria.

Esse valor pode ser utilizado para calcular a força sob o terminal, que por sua vez pode ser comparado com a força necessária para elevar o terminal na condição de contorno do item 3.5.2, através do *output Reaction Force (RF)*, que, como o nome sugere, retorna a força de reação sobre uma região de nós com efeito de alguma condição de contorno, sua plotagem é apresentada no Gráfico 4.

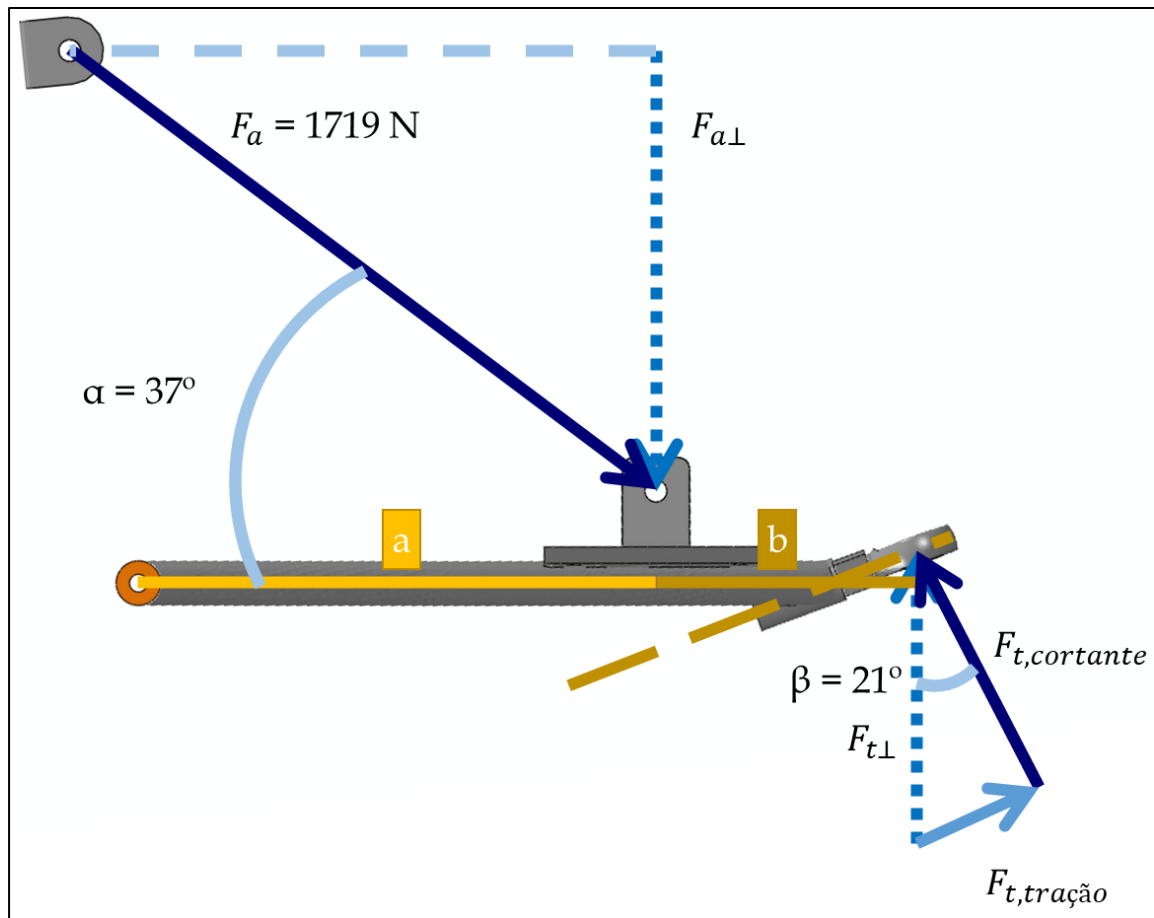
Gráfico 4 – Resposta de força sobre o terminal durante o tempo de simulação (1s)



Fonte: Autoria Própria.

O esquema utilizado para os cálculos é observado na Figura 43.

Figura 43 – Esquema utilizado para identificar as componentes de força sobre o terminal



Fonte: Autoria Própria.

Onde:

- $\alpha$  é o ângulo entre o amortecedor e a bandeja
- $\beta$  é o ângulo entre o terminal rotular e a bandeja
- $F_a$  é a força máxima do amortecedor, obtida ao fim da simulação por elementos finitos com base no catálogo FOX
- $F_{a\perp}$  é a projeção da força  $F_a$  no eixo ortogonal a bandeja, sendo o componente responsável pelo torque na bandeja
- $F_{t\perp}$  é a força requerida para elevar o terminal rotular, vencendo o torque de  $F_{a\perp}$
- $F_{t,cortante}$  é a componente de  $F_{t\perp}$  que cisalha o terminal rotular
- $F_{t,tração}$  é a componente de  $F_{t\perp}$  que traciona o terminal rotular

Conhecidos  $F_a$  e  $\alpha$ , é possível calcular  $F_{a\perp}$  pela equação 1.

$$F_{a\perp} = F_a * \text{sen}(\alpha) = 1033 \text{ N} \quad (1)$$

O primeiro movimento ocorre na iminência do momento no centro de rotação superar zero, então, para essa condição, tem-se  $F_{t\perp}$  através da equação 2.

$$F_{t\perp} = F_{a\perp} * \frac{a}{a+b} = 686 \text{ N} \quad (2)$$

Este valor deve ser próximo ao observado no Gráfico 4, de 856 N, entretanto, como a posição final da bandeja não é perfeitamente horizontal, na verdade, existe uma angulação de  $8,77^\circ$  descendente. Dessa forma, a decomposição do valor de 856 N via cosseno desse ângulo traz um valor de 680,7 N, muito próximo do encontrado na equação 2, tornando improváveis problemas com as condições de contorno adotadas.

Buscando as componentes da força sobre o terminal, faz-se então, através do ângulo  $\beta$ , os cálculos para  $F_{t,cortante}$  (equação 3) e  $F_{t,tração}$  (equação 4)

$$F_{t,cortante} = F_{t\perp} * \cos(\beta) = 639 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_{t,tração} = F_{t\perp} * \text{sen}(\beta) = 249 \text{ N} \quad (4)$$

Tem-se então, que a máxima cortante em condições estáticas (0,639 kN) é muito menor que a máxima especificada pelo fabricante (3,216 kN). Assim como a máxima tração (0,249 kN) é ainda menor que a máxima especificada pelo fabricante (32,155 kN).

Dito isso, julga-se segura a escolha do terminal rotular de ½”, sendo que sua utilização é viável para esta aplicação desde que a concentração de tensão não supere a esperada pelo fabricante.

Para a geometria proposta 1, os valores de cortante e tração são, respectivamente, 381 N e 571 N, valores interessantes, pois ao contrário dos anteriores, correlaciona a maior sollicitação a maior resistência, e vice-versa.

## 5 CONCLUSÃO

A primeira observação conclusiva sobre a estrutura da suspensão do protótipo MB1317 deve ser uma comparação entre as solicitações nos braços da bandeja e no terminal rotular (ou rótula, no caso da segunda geometria proposta). A segunda região se mostrou relativamente mais crítica, levando o autor a considerar aumentar as solicitações nos braços da bandeja em prol da minimização das tensões na região mais próxima da manga e do cubo de roda.

Esse equilíbrio entre as duas solicitações proporcionou bons resultados em ambas as propostas, com a proposta 2 (que propôs a substituição de terminal rotular por rótula) se saindo relativamente melhor devido a dispensar a utilização de roscas.

Visto que a proposta 1 (com inclinação do terminal rotular acentuada) é muito semelhante a geometria original, e mantém seu conceito alterando apenas parâmetros (ao contrário da proposta 2, que de fato traz uma nova geometria) recomenda-se, pelo menos a curto prazo, o seu uso.

Fora do âmbito estrutural, a geometria proposta 1 traz a possibilidade do ajuste do ângulo de *toe*, devido à presença de rosca, recurso com o qual à equipe Piratas do Vale está acostumada e faz uso para otimização da dinâmica veicular do protótipo em diferentes eventos. Além disso, a extremidade mais esbelta dessa proposta (em detrimento da entra a 45° na proposta 2) disponibiliza mais espaço para o arranjo dos componentes no ambiente do cubo de roda, como a própria manga e os componentes do subsistema de freio, além do subsistema de direção. Por fim, esta geometria pode ser mais facilmente fabricada, visto que gabaritos da geometria atual podem ser modificados para suportar a confecção desta nova geometria, reutilizando a experiência já obtida pelos membros do subsistema de suspensão.

A variação da massa não suspensa foi considerada desprezível para efeitos de ruídos, vibrações e aspereza. As massas da geometria original, proposta 1 e proposta 2 foram, respectivamente, 1,623; 1,810 e 2,292 kg, uma pequena variação para uma massa não-suspensa superior a 10 kg para cada ¼ do protótipo. Os efeitos estruturais foram tidos como prioridade, visto que estes tem sido um gargalo da equipe no histórico recente.

Foi possível ainda utilizar os dados obtidos via simulação para comparar as três geometrias em todas as tensões mais relevantes atuando sobre os componentes, entretanto, o estudo se limitou ao caráter comparativo. Os resultados, mesmo que qualitativamente, oferecem grande quantidade de informação e nos permitem otimizar a geometria do projeto de uma forma fundamentada.

Ainda assim, com a finalidade de obter um valor numérico para a solicitação máxima permitida nos terminais, lançou-se mão dos dados estáticos obtidos via catálogo do fornecedor de terminais rotulares, que proporcionam forças máximas de tração e cisalhamento sobre o terminal. Embora este cálculo analítico não substitua a validação via instrumentação e teste real, ele proporciona uma estimativa da capacidade do componente ao resistir ambas as solicitações, trazendo segurança ao projeto. Para a utilização dos modelos com fins qualitativos e de realimentação para próximos projetos (com foco por exemplo na otimização topológica com objetivo de redução mássica), recomenda-se como próximos passos a validação do modelo, bem como a análise das regiões soldadas da suspensão (pontos críticos de tensão e que nesse trabalho foram idealizadas como regiões contínuas), além da análise da vida em fadiga dos componentes.

## REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, A. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. 7.ed. São Paulo: Érica, 2002.
- ASSOCIAÇÃO NACIONAL DE DETRANS. **Brasil já tem 1 carro a cada 4 habitantes, diz Denatran**. 2022. Disponível em: <http://www.and.org.br/brasil-ja-tem-1-carro-a-cada-4-habitantes-diz-denatran/>. Acesso em: 12 out. 2022.
- ANDERSON, T. L. **Fracture mechanics: fundamentals and applications**. 4. ed. Nova Iorque: Crc Press, 2017.
- ANSYS. **Engineering simulation & 3d design software**. Disponível em: <https://www.ansys.com/products/structures/ansys-mechanical>. Acesso em: 07 jan. 2023.
- AURORA BEARING COMPANY (Montgomery). **Rod end & spherical bearing: catalog and resource guide**. Disponível em: [https://www.aurorabearing.com/pdf/Aurora\\_Bearing\\_319\\_Catalog.pdf](https://www.aurorabearing.com/pdf/Aurora_Bearing_319_Catalog.pdf). Acesso em: 4 jan. 2023.
- DASSAULT SYSTÈMES SE. **ABAQUS Unified FEA: mechanical simulation**. Disponível em: <https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abaqus/>. Acesso em: 07 jan. 2023.
- EQUIPE PIRATAS DO VALE. **Equipe Piratas do Vale**. Guaratinguetá, 2022. Disponível em: <https://piratasdovale.wixsite.com/baja>. Acesso em: 12 dez. 2022.
- FOX. **FOX FLOAT 3 owner's manual**. Disponível em: [https://www.ridefox.com/fox\\_tech\\_center/owners\\_manuals/605-00-111-revA.pdf](https://www.ridefox.com/fox_tech_center/owners_manuals/605-00-111-revA.pdf). Acesso em: 07 jan. 2023.
- GERE, J. M.; GOODNO, B. J. **Mechanics of materials**. 8th ed. Stamford: Cengage Learning, 2014.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.
- LEHNHOFF, T. F.; BUNYARD, B. A. Bolt Thread and Head Fillet Stress Concentration Factors. **Journal Pressure Vessel Technology**, Nashville, v. 122, n. 2, p. 180-185, 2000.
- LING, P. J. **America and the automobile: technology, reform and social change**. Manchester: Manchester University Press, 1990.
- REN, A. **What is the difference between Double wishbone, McPherson, Multi-link independent suspension and How them work?** Disponível em: [https://www.linkedin.com/pulse/what-difference-between-double-wishbone-mcpherson-multi-link-alex-ren/?trk=pulse-article\\_more-articles\\_related-content-card](https://www.linkedin.com/pulse/what-difference-between-double-wishbone-mcpherson-multi-link-alex-ren/?trk=pulse-article_more-articles_related-content-card). Acesso em: 11 dez. 2022.

SAE BRASIL. **Baja nacional**. São Paulo, 2021. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>. Acesso em: 11 dez. 2022.

SAE BRASIL. **Regulamento administrativo e técnico Baja SAE Brasil**. São Paulo, 2021. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras-relatorios-2/> . Acesso em: 11 dez. 2022.

SOOHOO, C.; VALLIVERO, E.; REDDY, D. **FSAE chassis hardpoint optimization**. San Luis Obispo: Cal Poly, 2021.

**BIBLIOGRAFIA CONSULTADA**

DASSAULT SYSTÈMES SE. **Abaqus/CAE user's manual abaqus 6.11**. [s.l: s.n.].  
Disponível em: [http://130.149.89.49:2080/v6.11/pdf\\_books/CAE.pdf](http://130.149.89.49:2080/v6.11/pdf_books/CAE.pdf). Acesso em: 29 Jan. 2023.

MORRIS, Alan S. **Measurement and instrumentation principles**. 3rd ed. Woburn, Butterworth-Heinemann, 2001. 491 p.