

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

EDGAR HENRIQUE CRISTÓFOLI

REPROJETO DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA PARA VEÍCULO BAJA SAE

BENTO GONÇALVES

2020

EDGAR HENRIQUE CRISTÓFOLI

REPROJETO DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA PARA VEÍCULO BAJA SAE

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Orientador: Prof. Dr. Eng. Marcos Alexandre Luciano.

BENTO GONÇALVES

2020

EDGAR HENRIQUE CRISTÓFOLI

REPROJETO DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA PARA VEÍCULO BAJA SAE

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em:

Banca examinadora

Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

RESUMO

O projeto Baja SAE tem como foco o incentivo aos estudantes das universidades participantes demonstrarem e aprimorarem os conhecimentos adquiridos ao longo do curso, através da competição de veículos baja. Competição que avalia de diversas formas a equipe, como o desempenho do veículo em provas dinâmicas e de resistência, além da apresentação dos projetos realizados pela equipe. Sabendo disto busca-se o aprimoramento de todos componentes do carro. Para este trabalho o objeto de estudo foi a manga de eixo dianteira do veículo da equipe Bajagual. Através de métodos teóricos as forças impostas a este componente foram mensuradas. O modelo reprojetoado foi comparado diretamente com a manga de eixo original através do método dos elementos finitos, resultando assim em uma peça nova submetida a valores de tensão mais baixos do que a peça antiga. Além disso apresentou uma diminuição de massa de 30%, obtida através da alteração do material da manga de eixo, atingindo o objetivo principal de diminuição de massa.

Palavras chave: Baja SAE. Manga de eixo. Fadiga. Análise em elementos finitos.

ABSTRACT

The Baja SAE project focuses on encouraging students from participating universities to demonstrate and improve the knowledge acquired throughout the course, through the baja vehicle competition. Competition that evaluates the team in different ways, such as the vehicle's performance in dynamic and endurance tests, in addition to the presentation of the projects carried out by the team. Knowing this, the improvement of all car components is sought, for this work the object of study was the front steering knuckle of the vehicle of the Bajagual team. Through theoretical methods the forces imposed on this component were measured, the redesigned model was directly compared with the steering knuckle already used by the team through the finite element method. Thus resulting in a new part submitted to tension values more conservative than the old part, and still, presenting a mass reduction of 30%, obtained by changing the material of the steering knuckle, reaching the main goal of weight reduction.

Keywords: Baja SAE. Steering knuckle. Fatigue. Finite elements analysis.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 – Exemplo de montagem de manga de eixo..... | 14 |
| Figura 2 – Suspensão duplo A a) braços transversais b) manga de eixo..... | 17 |
| Figura 3 – Conjunto roda dianteira a) manga de eixo b) pinça do freio c) disco de freio d) cubo de roda | 18 |
| Figura 4 – Elementos do sistema de direção a) manga de eixo b) junta esférica c) braço de direção | 19 |
| Figura 5 – Diagrama de forças na realização de uma curva..... | 21 |
| Figura 6 - Dimensões veiculares para avaliação da força de frenagem..... | 22 |
| Figura 7 – Diagrama de corpo livre suspensão..... | 23 |
| Figura 8 – Área efetiva em uma junta parafusada..... | 26 |
| Figura 9 – Curvas S-N para ligas ferrosas e de titânio e ligas não ferrosas | 28 |
| Figura 10 – Curva SWT de vida em fadiga..... | 31 |
| Figura 11 – Curvas de amplificação dinâmica | 33 |
| Figura 12 – Vista explodida da manga de eixo, com peças numeradas conforme Tabela 1 ... | 35 |
| Figura 13 – Manga de eixo utilizada no ano de 2018..... | 37 |
| Figura 14 – Fluxograma do reprojeto da manga de eixo..... | 39 |
| Figura 15 – Condições de contorno para análise da manga de eixo..... | 41 |
| Figura 16 – Comparação deslocamento: a) liga alumínio b) SAE 1020 | 42 |
| Figura 17 – Tensão equivalente (von-Mises) | 42 |
| Figura 18 – Posições de Fixação da Manga de Eixo | 44 |
| Figura 19 – a) Esboço corpo central da manga de eixo, b) Corpo central modelado..... | 45 |
| Figura 20 – Conjunto corpo central mais fixação da direção | 46 |
| Figura 21 – a) Esboço para fixação da pinça de freio, b) Fixação do freio em destaque | 47 |
| Figura 22 – Centro de Gravidade do Mini Baja | 48 |
| Figura 23 – Ângulos de força no sistema de direção..... | 51 |
| Figura 24 – Diagrama de forças da fixação do sistema de direção | 52 |
| Figura 25 – Especificações de resistências de parafusos métricos..... | 52 |
| Figura 26 – Coeficiente de torque | 58 |
| Figura 27 – Forças na fixação da pinça de freio..... | 60 |
| Figura 28 – Diagrama de forças pinça de freio | 61 |
| Figura 29 – Curvas de deslocamento versus força Fox Float 3..... | 64 |

| | |
|--|----|
| Figura 30 – a) Posições do sistema de suspensão, b) Esforços reativos aplicados no sistema. | 65 |
| Figura 31 – Curva de convergência de tensões da manga de eixo proposta | 67 |
| Figura 32 – Curva de convergência de tensões da manga de eixo original..... | 67 |
| Figura 33 – Condições de contorno peso próprio a) componente proposto b) componente original..... | 68 |
| Figura 34 – Tensões da condição de peso próprio a) componente proposto b) componente original..... | 69 |
| Figura 35 – Tensões condição de compressão da suspensão a) componente proposto b) componente original | 70 |
| Figura 36 – Condições de contorno situação de frenagem a) componente proposto b) componente original | 70 |
| Figura 37 – Tensões da condição de frenagem a) componente proposto b) componente original | 71 |
| Figura 38 – Condições de contorno e tensões para peça de fixação do freio | 72 |
| Figura 39 – Condições de contorno para situação de curva a) componente proposto b) componente original | 72 |
| Figura 40 – Tensões da condição de realização de curva a) componente proposto b) componente original..... | 73 |
| Figura 41 – Condições de contorno e tensões para peça de fixação do sistema de direção | 73 |
| Figura 42 – Tensões da condição de impacto..... | 74 |
| Figura 43 – Tensões máxima e mínima principais da fixação de um parafuso M8 | 76 |
| Figura 44 – Regiões críticas para a vida em fadiga..... | 78 |
| Figura 45 – Manga de eixo reprojetaada | 79 |
| Figura 46 - Malha gerada a) componente proposto b) componente original..... | 87 |
| Figura 47 - Malha gerada a) fixação da direção b) fixação do freio | 87 |

LISTA DE QUADROS

| | |
|--|----|
| Quadro 1 - Pontos positivos e negativos do conjunto atual..... | 36 |
| Quadro 2 – Especificações de projeto | 38 |
| Quadro 3 – Comparação do fator de segurança em fadiga..... | 77 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 - Dados de fabricação dos componentes da manga de eixo..... | 36 |
| Tabela 2 - Dados de materiais | 43 |
| Tabela 3 – Esforços nas fixações F_6 e F_7 | 52 |
| Tabela 4 – Esforços nas fixações F_3 e F_4 | 62 |
| Tabela 5 – Forças do sistema de suspensão..... | 65 |
| Tabela 6 – Dados para convergência de tensões | 66 |
| Tabela 7 – Resultados cálculo de dano acumulado | 78 |
| Tabela 8 – Coeficiente de atrito entre materiais | 88 |
| Tabela 9 – Coeficiente de atrito entre materiais | 88 |
| Tabela 10 – Propriedades cíclicas SAE 1020 | 89 |
| Tabela 11 – Propriedades cíclicas Al 6061-T6..... | 89 |

SUMÁRIO

| | | |
|--------------|--|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 13 |
| 1.1 | JUSTIFICATIVA | 14 |
| 1.2 | OBJETIVO GERAL..... | 15 |
| 1.3 | OBJETIVOS ESPECÍFICOS | 15 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 16 |
| 2.1 | SISTEMA DE SUSPENSÃO..... | 16 |
| 2.1.2 | Suspensão duplo A..... | 16 |
| 2.2 | SISTEMA DE FREIO | 17 |
| 2.3 | SISTEMA DE DIREÇÃO | 18 |
| 2.4 | ESFORÇOS ATUANTES | 19 |
| 2.4.1 | Peso próprio | 19 |
| 2.4.2 | Curva | 20 |
| 2.4.3 | Frenagem..... | 21 |
| 2.4.5 | Efeitos da suspensão submetida a obstáculos | 22 |
| 2.4.6 | Dimensionamento de junta parafusada..... | 23 |
| 2.5 | CRITÉRIOS DE FALHA | 27 |
| 2.5.2 | Fadiga | 28 |
| 2.5.2.1 | Critérios de falha por fadiga sob tensões flutuantes | 29 |
| 2.5.2.2 | Critério de dano acumulado..... | 30 |
| 2.5.2.3 | Fadiga em juntas parafusadas | 31 |
| 2.5.3 | Choque mecânico..... | 32 |
| 2.6 | PROJETOS RELACIONADOS..... | 33 |
| 3 | PROJETO ATUAL E MÉTODO DE SOLUÇÃO | 35 |
| 3.1 | PROJETO ATUAL | 35 |

| | | |
|--------------|---|-----------|
| 3.2 | REPROJETO DA MANGA DE EIXO | 38 |
| 3.3 | AVALIAÇÃO DE MATERIAIS | 40 |
| 4 | IMPLEMENTAÇÃO DO REPROJETO DA MANGA DE EIXO..... | 44 |
| 4.1 | MODELAMENTO DA GEOMETRIA | 44 |
| 4.2 | CÁLCULO DAS CARGAS APLICADAS..... | 47 |
| 4.2.1 | Peso próprio | 48 |
| 4.2.2 | Esforço na realização de curvas | 49 |
| 4.2.2.1 | Esforços na junta parafusada do sistema de direção..... | 50 |
| 4.2.3 | Esforço de frenagem..... | 58 |
| 4.2.3 | Esforço de frenagem na junta parafusada..... | 60 |
| 4.2.4 | Esforços de deslocamento da suspensão | 63 |
| 4.3 | ANÁLISES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS..... | 65 |
| 4.3.1 | Avaliação de impacto pelo método dos elementos finitos | 74 |
| 4.4 | FADIGA | 75 |
| 5 | CONCLUSÃO..... | 80 |
| 6 | SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS | 81 |
| | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 82 |
| | APÊNDICE A – CÁLCULOS ESFORÇOS FIXAÇÕES DA JUNTA DO SISTEMA DE DIREÇÃO | 84 |
| | APÊNDICE B – CÁLCULOS ESFORÇOS FIXAÇÕES DA JUNTA DO SISTEMA DE FREIO | 86 |
| | APÊNDICE C – MALHAS UTILIZADAS NAS ANÁLISES E TEMPOS DE ANÁLISE..... | 87 |

| | |
|---|-----------|
| ANEXO A – COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE MATERIAIS..... | 88 |
| ANEXO B – TABELAS DE PROPRIEDADES CÍCLICAS DOS MATERIAIS | 89 |

1 INTRODUÇÃO

No âmbito acadêmico existem diversos projetos estudantis e um destes é a competição de veículos Baja SAE, regulamentada pela *Society of Automotive Engineers* (SAE), que tem o intuito de incitar os participantes a aplicarem e aprimorarem seus conhecimentos teóricos colaborando no desenvolvimento de um veículo *off-road*. Este veículo é posteriormente avaliado em provas teóricas e testado em provas dinâmicas, processos responsáveis por quantificar a capacidade do carro em diferentes situações (SAE BRASIL, 2017).

O Campus Universitário da Região dos Vinhedos, CARVI, participa da competição com o veículo desenvolvido pela equipe Bajagual. Desde o ano de 2012, quando iniciou a participação, a equipe busca aperfeiçoar o veículo para alcançar as equipes de ponta da região. Na busca de melhores resultados faz-se necessário o constante estudo e aperfeiçoamento dos componentes do veículo.

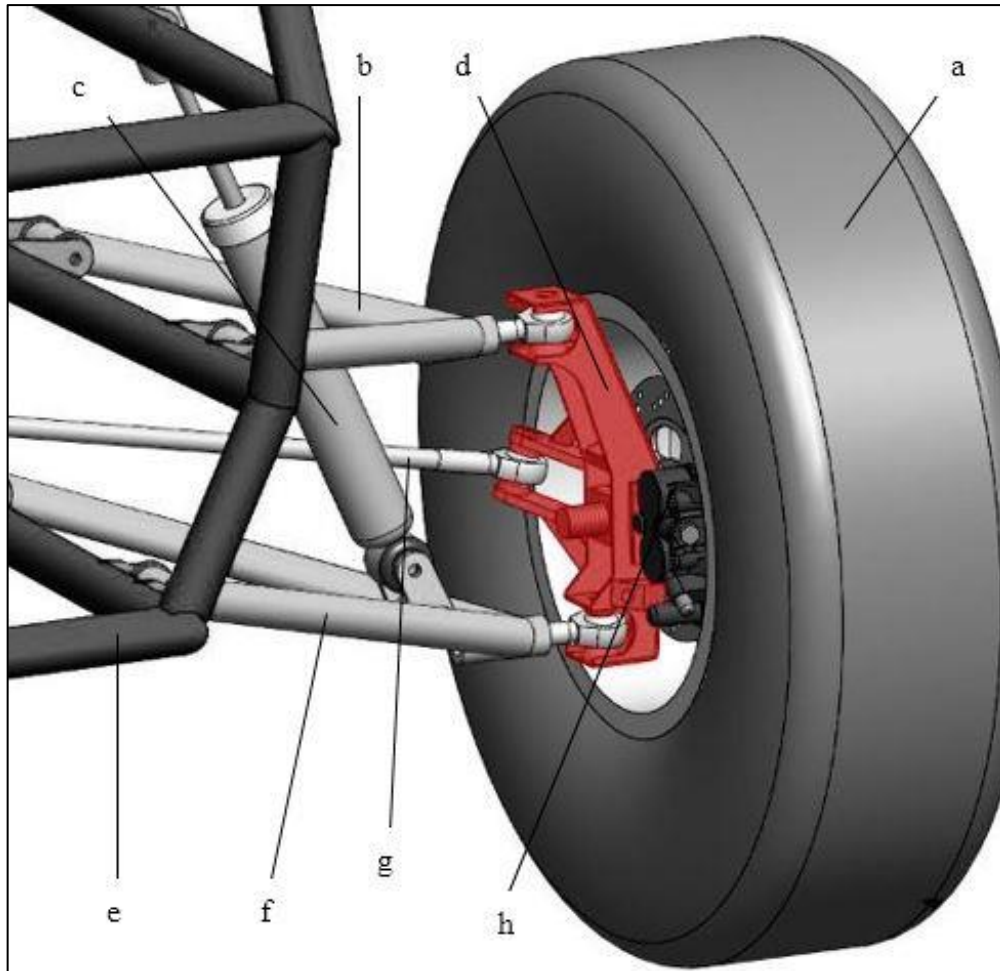
O Baja tem como principais grupos de sistemas de funcionamento o chassi estrutural, o sistema de transmissão de potência, o sistema elétrico, o sistema de suspensão, o conjunto de frenagem e o sistema de direção. Para o funcionamento em conjunto de todos sistemas existem inúmeras peças responsáveis pela ligação dos componentes, destaca-se neste trabalho a avaliação de uma delas, denominada manga de eixo.

A manga de eixo dianteira é o componente responsável pela ligação do sistema de suspensão, sistema de direção e o conjunto de frenagem, em veículos de passeio pode contemplar ainda o sistema de transmissão fixado a sua estrutura. É um componente que exige grande confiabilidade e, portanto, sua verificação na etapa de projeto é de extrema importância.

A Figura 1 apresenta um exemplo de montagem de uma manga de eixo, onde pode-se visualizar os componentes fixados à mesma. Em destaque na imagem encontra-se a manga de eixo utilizada atualmente pela equipe Bajagual. O componente (a) é a roda, (b) e (f) são a balança superior e inferior respectivamente, (c) é o amortecedor, (d) é a manga de eixo, (e) é o chassi do veículo, (g) é o braço de direção e (h) é a pinça de freio.

Todos componentes acima citados com exceção do chassi estrutural fazem parte do conjunto de massa não suspensa do veículo, o qual deve representar a menor quantidade de massa possível, característica que proporciona maior tempo de contato da roda com o solo e melhor dirigibilidade, fato este que impulsiona o desenvolvimento deste trabalho de reprojeto da manga de eixo.

Figura 1 – Exemplo de montagem de manga de eixo



Fonte: Adaptado de Bajagual (2019).

1.1 JUSTIFICATIVA

A competição Baja SAE apresenta certas limitações quanto ao projeto do veículo. O motor, por exemplo, deve manter sua configuração respeitando o modelo original, fazendo assim com que todos os carros tenham a potência de entrada igual ou similar. Considerando isto as equipes buscam a vantagem sobre seus oponentes através de conjuntos e peças melhores dimensionadas, que entreguem confiabilidade e dirigibilidade, mas ao mesmo tempo sejam leves.

Sabendo que a manga de eixo é um dos componentes que sofre esforços diretamente provenientes de impactos nas rodas, realizações de curvas e frenagens, percebe-se que é uma peça de segurança, seu rompimento causaria impedimento total do carro em continuar a prova e ainda colocaria a integridade do piloto em risco.

A peça ainda compõe o conjunto de massa não suspensa do carro, conjunto esse que deve apresentar o menor peso possível, garantindo assim com que as rodas permaneçam em contato com o solo por mais tempo durante a passagem por obstáculos, aprimorando a dirigibilidade e dinâmica do veículo (SHANKAR; VIJAVARANGAN, 2006).

Além dos fatos apresentados, a competição bonifica as equipes que contenham mais componentes do carro com relatórios técnicos. Partindo deste ponto, o presente trabalho busca criar um novo item para o portfólio da equipe, e ainda, gerar uma peça mais leve e que mantenha a mesma confiabilidade quanto sua integridade nas provas realizadas. Substituindo o modelo produzido em aço carbono SAE 1020, constituído por peças dobradas e soldadas, pesando 1,395 kg, por um novo modelo mais leve e capaz de atender sua aplicação.

1.2 OBJETIVO GERAL

Reprojetar as mangas de eixo dianteiras do veículo Baja SAE, buscando uma diminuição de massa sem o comprometimento da resistência estrutural.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) obter os esforços os quais a manga de eixo está sujeita, através de métodos teóricos;
- b) realizar a seleção do material adequado;
- c) avaliar as tensões na manga de eixo atual via MEF;
- d) reprojetar a peça respeitando posicionamentos de fixação dos conjuntos existentes;
- e) realizar simulação numérica de forma a aprimorar e validar a geometria da manga de eixo;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para ser possível o reprojeto da manga de eixo faz-se necessário compreender sua aplicação no veículo, relacionando-a com os sistemas constituintes do conjunto de dirigibilidade veicular. Estes componentes agem diretamente com os esforços aplicados a manga de eixo, portanto são brevemente apresentados para melhor ilustrar o funcionamento de cada sistema.

Ainda deve-se levar em consideração os ciclos de cargas aplicados à manga de eixo e a intensidade dos mesmos, portanto fatores como fadiga e impacto são critérios a serem avaliados durante o projeto.

2.1 SISTEMA DE SUSPENSÃO

O sistema de suspensão é responsável por estabelecer a conexão entre a carroceria do veículo com as rodas e, essencialmente, permite o movimento vertical da roda compensando irregularidades da pista de rolamento. Normalmente as rodas dianteiras são responsáveis por direcionar o veículo, característica que implica em diferenças no sistema de suspensão dianteira e traseira (BOSCH, 2005).

Os sistemas de suspensão podem ser de eixo rígido ou independentes. A equipe Bajagual utiliza em seu veículo o sistema de suspensão independente do tipo duplo A.

Segundo Reimpell, Stoll e Betzler (2002), o sistema independente de suspensão apresenta algumas características para o veículo, dentre as quais podem citar: baixo peso, rodas com ação independente, menor espaço ocupado, dirigibilidade fácil e alteração cinemática do ângulo de convergência, veículo tende a ser subesterçante.

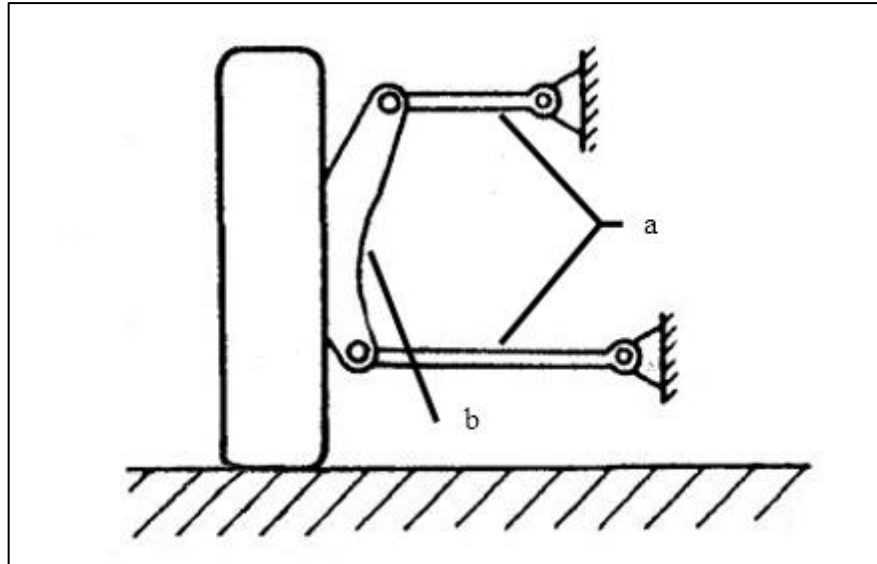
As características citadas são significativas, porém as duas primeiras podem ser destacadas para um veículo que anda em uma via irregular, garantem melhor controle direcional na realização de curvas e passagem por obstáculos, resultado fornecido pelo maior tempo de contato com o solo das rodas (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2002).

2.1.2 Suspensão duplo A

Conhecida como SLA (*Short Long Arm*), *Double Wishbone* ou duplo A, é um modelo de suspensão largamente utilizada em veículos de alto desempenho. Conforme apresentado na

Figura 2, é composta por dois braços de controles transversais conectados a manga de eixo e ao chassi, um dos braços ainda tem a função de suportar o amortecedor e a mola.

Figura 2 – Suspensão duplo A a) braços transversais b) manga de eixo



Fonte: Adaptado de Reimpbell, Stoll e Betzler (2002).

É caracterizada por ter um arranjo geométrico e mecânico ideal, devido a facilidade de controlar, por meio da variação de posições e tamanho dos braços, variáveis de suma importância para a dinâmica veicular. Além disso, seu arranjo consegue absorver de ótima forma as cargas dinâmicas provenientes do solo ou de outros efeitos excitadores. Característica proveniente devido à sua capacidade de conseguir maior ganho negativo de cambagem quando comprimida (REZENDE, 2007).

2.2 SISTEMA DE FREIO

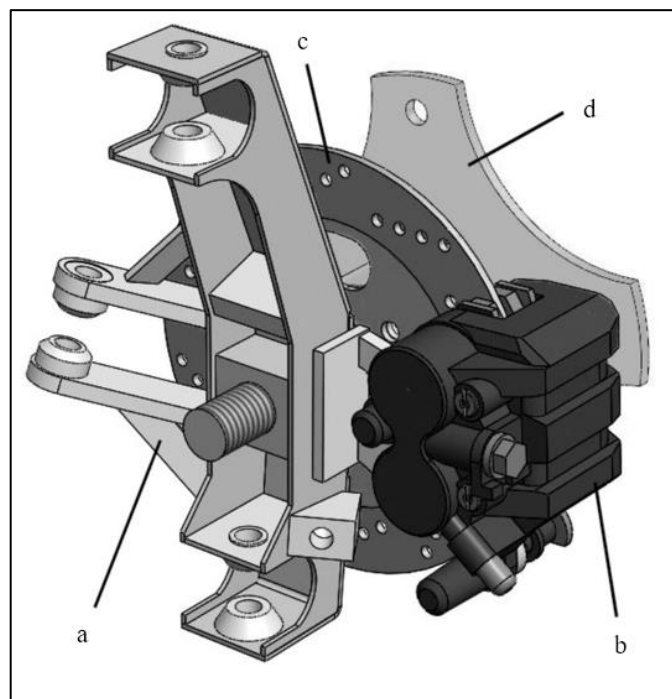
O sistema de freio é responsável por produzir a força necessária para reduzir a velocidade do automóvel ou imobilizar o mesmo, transformando a energia mecânica aplicada, em calor dissipado no ar. O freio funciona graças ao atrito resultante do contato entre um elemento não rotativo do veículo, a um disco ou tambor que gira com a roda (COSTA, 2002).

O conceito de freio utilizado atualmente pela equipe é o de disco. Consiste em um disco preso e rotacionado pelo cubo de roda, ainda há a pinça fixada a manga de eixo, onde através de um par de pistões que quando acionados prendem o disco rotativo reduzindo a velocidade

de acordo com a pressão aplicada, gerada pelo esforço do condutor pressionando o pedal (HEISLER, 2002).

O freio é fixado à manga de eixo em uma posição a qual torna possível sua ação diretamente no movimento de rotação da roda do veículo. A Figura 3 mostra onde a pinça de freio fica posicionada na manga de eixo. Percebe-se que todo esforço gerado pela frenagem é transferido diretamente à estrutura da manga de eixo.

Figura 3 – Conjunto roda dianteira a) manga de eixo b) pinça do freio c) disco de freio d) cubo de roda



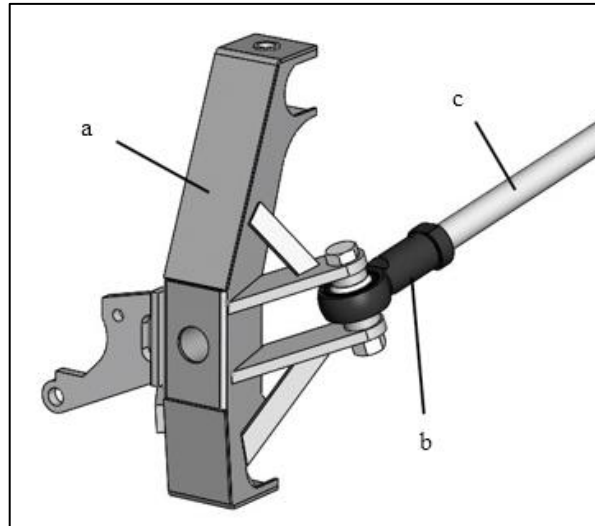
Fonte: Adaptado de Bajagual (2019).

2.3 SISTEMA DE DIREÇÃO

A função do sistema de direção é orientar as rodas do veículo em resposta a um comando do motorista, sendo capaz então de controlar a trajetória do mesmo. Transforma os movimentos rotatórios do volante em movimentos de translação das rodas (GILLESPIE, 1992).

Segundo Bosch (2005), existem dois sistemas de direção dos quais atendem aos requisitos de um veículo, sem-fim com esferas circulantes ou pinhão e cremalheira. A equipe Bajagual utiliza atualmente o sistema de pinhão e cremalheira, o qual é fixado a estrutura da manga de eixo através de uma junta esférica conforme indicado na Figura 4.

Figura 4 – Elementos do sistema de direção a) manga de eixo b) junta esférica c) braço de direção



Fonte: Adaptado de Bajagual (2019).

Conforme mostrado em todos sistemas apresentados, o sistema de direção também transfere seus esforços de operação diretamente à manga de eixo, o movimento de translação das rodas é gerado pelo esforço aplicado pelo braço de direção, que está fixo a manga de eixo.

2.4 ESFORÇOS ATUANTES

Para o reprojeto da manga de eixo faz-se necessária a obtenção dos esforços aos quais a mesma está sujeita, e ainda uma maneira de mensurar a flutuação destes para a possível análise por fadiga. Para os sistemas inerentes a manga de eixo, fórmulas analíticas possibilitam uma determinação teórica das forças atuantes, com a consideração de que estas contêm simplificações, as quais devem ser ordenadas de forma que o resultado obtido seja o mais próximo do real.

2.4.1 Peso próprio

Segundo Nicollazi, da Rosa e Leal, (2001), a influência que o peso do veículo impõe no seu centro de gravidade (CG) pode ser mensurada pela Equação 1, onde m representa a massa

do veículo, g a aceleração da gravidade e x é a relação do peso aplicado ao eixo traseiro dividido pela peso total do veículo.

$$G_I = m(1 - x)g \quad (1)$$

Após obtenção de G_I este valor pode ser avaliado separadamente para cada roda do veículo, posteriormente segundo Harsha et al. (2016) podem ser aplicados fatores multiplicadores para ações como curvas e frenagens. Estes fatores multiplicadores não levam em consideração as dimensões específicas do veículo.

2.4.2 Curva

Ao realizar uma curva um veículo fica submetido a uma aceleração centrípeta dada pela Equação 2, onde v igual a velocidade e p igual ao raio da curva, esta aceleração implica diferenças às reações normais do solo sobre as rodas do veículo, além disto para permanecer com aderência à pista de rodagem as rodas sofrem esforços laterais ocasionados pelo atrito com o solo.

$$a_c = \frac{v^2}{p} \quad (2)$$

Estes esforços podem ser obtidos a partir da Equação 3, onde a_c representa o valor de aceleração centrípeta (NICOLAZZI; DA ROSA; LEAL, 2001).

$$F_{Cl} = m(1 - x)a_c \quad (3)$$

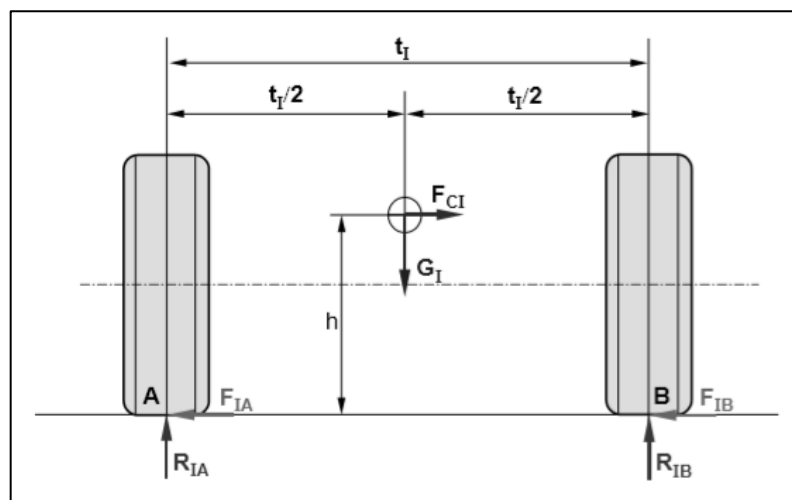
Para saber o esforço causado na roda externa a curva, são feitos desenvolvimentos matemáticos os quais resultam na Equação 4 e 5, onde F_{IB} representa o esforço lateral aplicado pelo atrito, R_{IB} representa a reação normal aplicada a roda externa, μ representa o coeficiente de atrito, h é a altura em relação ao solo do CG e t_I é o comprimento entre o centro das rodas. Para melhor entendimento a Figura 5 representa um diagrama de corpo livre do caso citado.

$$F_{IB} = R_{IB}.\mu \quad (4)$$

$$R_{IB} = \frac{m(1-x)g \cdot \left(\frac{t_I}{2}\right) + m(1-x)a_c \cdot h}{t_I} \quad (5)$$

Para determinação da força aplicada a manga de eixo são necessárias operações matemáticas responsáveis por transladar os esforços até a mesma. Lembrando que a Equação 5 está desprezando o funcionamento da suspensão e os ângulos de caster, camber e pino mestre.

Figura 5 – Diagrama de forças na realização de uma curva



Fonte: Klava (2003).

2.4.3 Frenagem

Ao realizar uma frenagem, o esforço gerado pela pinça de freio é transmitido à manga de eixo. Para mensurar sua magnitude usa-se uma combinação de equações que resultam na capacidade de frenagem teórica máxima, conforme Gillespie (1992) as equações 6 e 7 combinadas geram o valor máximo teórico de peso dinâmico no eixo dianteiro.

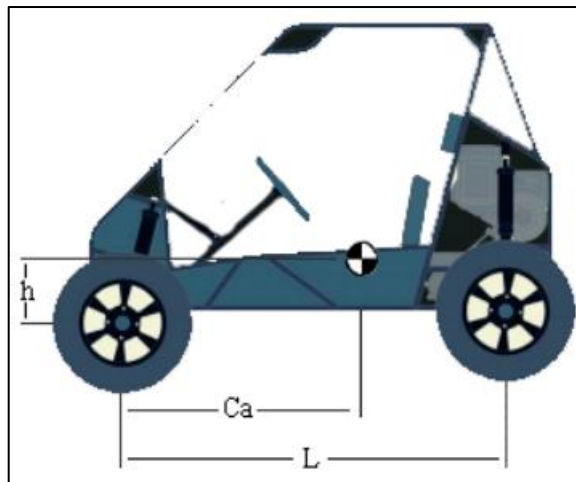
$$W_f = \frac{c_a}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx \quad (6)$$

$$Dx = \frac{W_f}{m} \quad (7)$$

Para as equações 6 e 7 os valores de D_x , que representam a desaceleração do veículo, devem ser arbitrados de maneira que as duas equações coincidam seus resultados, onde W_f representa a carga dinâmica no eixo dianteiro, c_a é a distância do eixo avaliado até o CG, L é a distância entre eixos e W é o peso do veículo.

A Figura 6 mostra as variáveis dependentes das medidas do veículo, as quais são aplicadas na Equação 6.

Figura 6 - Dimensões veiculares para avaliação da força de frenagem



Fonte: O autor (2020).

Após, combinando este valor com o coeficiente de atrito estático, obtém-se o valor transversal de força aplicada à roda, conforme mostrado na Equação 8.

$$F_{xmf} = \mu \cdot W_f \quad (8)$$

Já na Equação 8 μ representa o coeficiente de atrito estático que combinado com W_f resultará na força transversal aplicada a roda F_{xmf} .

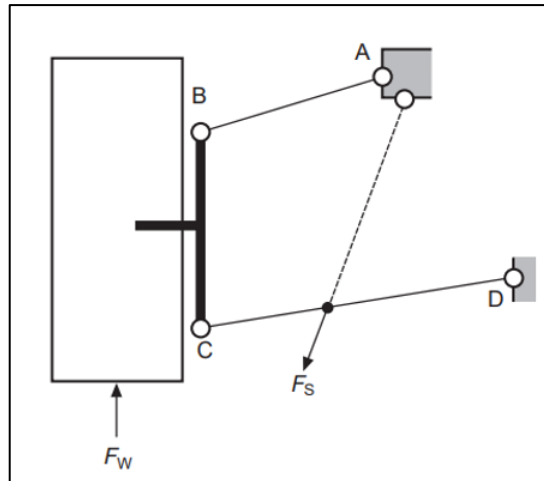
2.4.5 Efeitos da suspensão submetida a obstáculos

Para obter-se o carregamento proveniente da suspensão aplicado à manga de eixo, pode-se utilizar recursos capazes de medir o deslocamento realizado pela mesma. Um sensor transdutor de deslocamento linear pode ser responsável pela obtenção de dados (YAN, 2011).

Após, pode ser feito o cruzamento de dados de deslocamento, com a força do conjunto de suspensão, um equilíbrio de forças resulta nos valores de esforços atuantes, conforme Figura

7, onde F_s representa a força da suspensão, F_w a força reativa do solo aplicada a roda e A,B,C e D representam os pontos de fixação do conjunto (HAPPIAN-SMITH, 2002).

Figura 7 – Diagrama de corpo livre suspensão



Fonte: Adaptado de Happian-Smith (2002).

Com os esforços calculados pode-se então aplicar os mesmos à peça. Devido à complexidade geométrica e ainda à relação de diversos esforços simultâneos, o método analítico se torna inviável. Parte-se então para o método computacional sendo este uma análise pelo método dos elementos finitos (MEF).

Segundo Alves Filho (2010), este método é baseado na discretização do modelo dividindo a peça em pequenas partes ligadas entre si. Os pontos discretizados são denominados nós e recebem os graus de liberdade de acordo com os esforços aplicados. Este método se realizado corretamente apresenta resultados de deformações e tensões com precisão aceitável, em alguns casos eliminando testes práticos, tornando o projeto mais rápido e com um menor custo.

2.4.6 Dimensionamento de junta parafusada

Devido ao fato de que as fixações do sistema de direção e do sistema de freio podem ser presas a estrutura central da manga de eixo através de parafusos, faz-se necessário o entendimento de como são tratadas as cargas em juntas parafusadas.

Quando se faz necessário o uso de uma conexão que possa ser desmontada e que seja capaz de resistir as cargas as quais está submetida, sejam esforços de tração, momento,

cisalhamento ou uma combinação destas a utilização de uma junta parafusada é uma boa solução (BUDYNAS; NISBETT, 2005).

Um parafuso de fixação geralmente está submetido a cargas de tração, porém pode estar sujeito a carga de cisalhamento e a carga de torção durante seu processo de montagem, segundo Norton esses esforços podem ser obtidos através das equações 9, 10 e 11.

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (9)$$

Para a Equação 9, F representa a carga aplicada ao parafuso, A_t representa a área sob tração que pode ser obtida através da Equação 12 e σ_t é a tensão devido a uma carga axial.

$$\tau_s = \frac{F_c}{A_s} \quad (10)$$

Para a Equação 10, o resultado obtido é a tensão de cisalhamento sobre a rosca τ_s , F_c é a carga cisalhante aplicada e A_s é a área sob cisalhamento obtida através da Equação 15.

$$\tau = \frac{16T}{\pi \cdot d_r^3} \quad (11)$$

Na Equação 11 τ é a tensão gerada pelo torque aplicado T e d_r é o diâmetro interno da rosca do parafuso.

Para a obtenção da área sofrendo tração se faz o uso da Equação 12 juntamente com a Equação 13 e Equação 14 para a obtenção dos valores de d_r e d_p para roscas ISO

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_p + d_r}{2}\right)^2 \quad (12)$$

$$d_r = d - 0,649519p \quad (13)$$

$$d_p = d - 1,226869p \quad (14)$$

Onde d representa o diâmetro do parafuso e p o passo. Para a obtenção do valor de A_s utiliza-se a Equação 15, onde w_i representa um fator tabelado para área de rasgamento de roscas, tem seu valor de 0,8 para roscas ISO, utilizadas no projeto do Baja.

$$A_s = \pi \cdot d_r \cdot w_i \cdot p \quad (15)$$

Como uma junta parafusa pode estar montada através de uma pré-carga deve-se mensurar o valor de tensão obtido pela mesma, sabendo que, segundo Norton, juntas aplicadas em situações dinâmicas o valor mínimo indicado é de 75% da resistência de prova S_p tendo como seu limite máximo 90% de S_p .

A Equação 16 representa a força de pré-carga F_i obtida, a qual será importante para mensurar o valor de atrito entre as chapas, responsável por não permitir o deslizamento entre a junta, e ainda, a força de pré-carga é responsável por absorver uma porção do valor de tração aplicado a junta.

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_t \quad (16)$$

Após verificar a força de pré-carga necessária deve-se avaliar o torque de montagem necessário para atingir este valor, através da Equação 17 onde K é o coeficiente de torque tabelado.

$$T = K \cdot F_i \cdot d \quad (17)$$

Também deve-se mensurar a rigidez da junta parafusada, valor necessário para avaliação da capacidade de absorção de carga do parafuso e das chapas da junta. A Equação 18 demonstra a fórmula de rigidez para o parafuso k_{bb} , onde l_t representa o comprimento de rosca e l_s o comprimento do parafuso sem rosca, A_b é a área de seção transversal nominal do parafuso e E_b é o módulo de elasticidade do material do parafuso.

$$\frac{1}{k_{bb}} = \frac{l_t}{A_t \cdot E_b} + \frac{l_s}{A_b \cdot E_b} \quad (18)$$

Para as chapas da junta, a Equação 19 fornece o valor de rigidez k_b onde A_m representa a área efetiva do material que está sujeitada ao esforço, l_1 e l_2 representam a espessura das chapas, E_1 e E_2 representam o módulo de elasticidade do material da chapa.

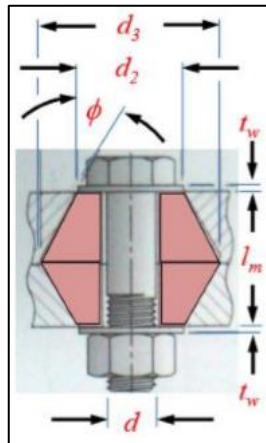
$$\frac{1}{k_m} = \frac{l_1}{A_{m1}.E_1} + \frac{l_2}{A_{m2}.E_2} \quad (19)$$

$$A_m = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 - d^2 \right] \quad (20)$$

$$d_3 = 1,5 \cdot d + l_m \cdot \tan 30^\circ \quad d_2 = 1,5 \cdot d$$

Para se encontrar o valor de A_m utiliza-se a Equação 20, para melhor entendimento a Figura 8 mostra as dimensões necessárias para o equacionamento.

Figura 8 – Área efetiva em uma junta parafusada



Fonte: Adaptado de Norton (2011).

Através dos valores obtidos de k_m e k_{bb} é possível chegar ao valor total de rigidez da junta c conforme mostrado na Equação 21.

$$c = \frac{k_{bb}}{k_m + k_{bb}} \quad (21)$$

Com o valor de rigidez total calculado se faz possível mensurar os valores de carga absorvidos pelo material da junta P_m através da Equação 22 e pelo parafuso P_b através da Equação 23, onde P em ambas representa a carga axial aplicada a junta.

$$P_m = (1 - c) \cdot P \quad (22)$$

$$P_b = c \cdot P \quad (23)$$

Pode-se então descobrir o valor total de carga axial aplicada ao parafuso F_b somando o valor de P_b e F_i . Com esta carga pode-se calcular a tensão axial aplicada, caso o parafuso estiver sujeito a outros esforços deve-se utilizar a Equação 24, transformando as tensões em uma tensão equivalente de von Mises σ' .

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (24)$$

Após avaliar as equações apresentadas, descritas segundo Norton, se faz necessário avaliar o coeficiente de segurança por separação de junta, a Equação 25 é responsável pela obtenção da força necessária para separar a junta e a Equação 26 é o coeficiente de segurança por separação.

$$P_{separação} = \frac{F_i}{(1-C)} \quad (25)$$

$$N_{separação} = \frac{P_{separação}}{P} \quad (26)$$

2.5 CRITÉRIOS DE FALHA

A falha de componentes mecânicos pode ocorrer de diversas maneiras, de acordo com a sua aplicação, seu material e as condições de onde está aplicado. De maneira geral, a falha pode ser caracterizada como a incapacidade de o elemento desempenhar a função pela qual foi desenvolvido, sendo esta uma incapacidade total, colapso do sistema, ou uma incapacidade parcial, onde o componente deixa de operar dentro de uma faixa tolerada (DA ROSA, 2002).

Os modos de falha podem ser independentes do tempo, ocorrer com igual probabilidade com qualquer tempo de uso do produto, podendo ser ocasionados por uma sobrecarga ou um pico de solicitação, ocasionando uma ruptura ou empenamento. E dependentes do tempo, onde o uso do componente pode o afetar das mais variadas formas, porém em todos casos está caracterizado o envelhecimento ou desgaste do material, fazendo com que o componente pouco a pouco fique comprometido a sua aplicação (DA ROSA, 2002).

A manga de eixo está sujeita aos dois casos, onde o uso habitual do Mini Baja pode acarretar em uma falha por fadiga, assim como seu uso durante as provas, em uma pista de

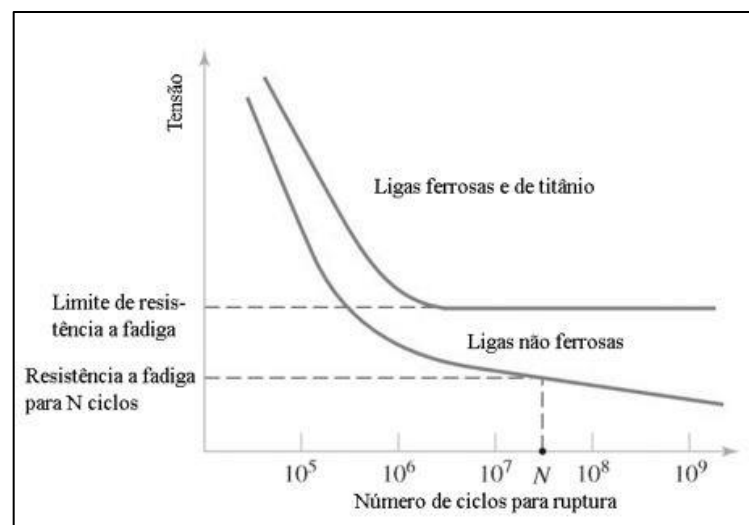
rodagem com obstáculos impostos ao deslocamento do veículo, choques mecânicos podem causar uma fratura ou empenamento da peça.

2.5.2 Fadiga

As condições nas quais as tensões variam ou flutuam entre níveis, não podem ser tratadas de forma usual como em casos estáticos, o emprego de cargas cíclicas a uma peça resulta em microtrincas normalmente não discerníveis a olho nu, as quais gradativamente vão progredindo até se tornarem macrotrincas, formando superfícies de fratura com platôs paralelos e intermitentes normais a direção da máxima tensão de tração, tal característica é usualmente conhecida como marcas de praia. Estas marcas vão se propagando até o momento onde ocorre o ciclo de carga final, onde o material remanescente não é capaz de suportar as cargas resultando em uma fratura rápida e repentina (BUDYNAS; NISBETT, 2005).

Segundo Collins, Busby e Staab, (2002), os carregamentos causadores da ruptura por fadiga estão muito abaixo das tensões de falha estáticas, portanto, para projetar uma peça considerando fadiga o projetista deve buscar as curvas *S-N* como gráfico base mediante desenvolvimento do projeto, como também, estar ciente de outros fatores os quais afetam a aplicação deste. Caso não exista uma curva para as condições específicas de aplicação, fatores de correção podem ser utilizados para adequação da mesma. A Figura 9 demonstra um exemplo de curva *S-N*.

Figura 9 – Curvas S-N para ligas ferrosas e de titânio e ligas não ferrosas



Fonte: Adaptado de Collins, Busby e Staab, (2002).

O valor encontrado na literatura ou equações de limite de resistência a fadiga, trata-se de uma condição de teste ideal, conforme citado anteriormente correções podem ser necessárias para aplicação em determinados cálculos desenvolvidos. Estas correções do valor de resistência podem ser realizadas através dos coeficientes de Marin.

Segundo Norton (2013), para se obter um valor apropriado da resistência ao carregamento de fadiga em relação as curvas $S-N$ deve-se utilizar a Equação 27.

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S' e \quad (27)$$

Onde Se representa o fator de resistência ao carregamento de fadiga corrigido, k_a é a correção para o acabamento superficial da peça, k_b é o fator de correção de tamanho, considera-se que quanto maior o volume de material, maior é a possibilidade da existência de pontos fracos, k_c é o ajuste para as formas de carregamento da peça, axial, flexão, torção. O fator k_d é a correção para as diferentes temperaturas de aplicação do componente, k_e representa a confiabilidade requerida para a peça, e k_f é o ajuste para efeitos diversos que podem afetar positivamente ou negativamente a peça. Realizando essas correções chega-se a partir de $S'e$, valor ideal medido em laboratório, a um valor corrigido de resistência a fadiga Se .

2.5.2.1 Critérios de falha por fadiga sob tensões flutuantes

Em casos onde a tensão média é zero, o valor de resistência a fadiga é o próprio critério de falha e quando a amplitude é zero, ou seja, a aplicação é estática o critério de falha é o valor de resistência a tração do material. Quando o caso avaliado não se encaixa nas situações citadas outra alternativa deve ser escolhida, e para tal existem métodos já estabelecidos, os quais são: o critério de Soderberg, o de Goodman, o critério de Gerber e o critério ASME (BUDYNAS; NISBETT, 2005).

Ainda segundo Budynas e Nisbett (2005), existe o critério de Goodman modificado que é usualmente empregado por projetistas conservadores, como as cargas aplicadas a manga de eixo são complexas a escolha de um critério mais conservador se faz útil, de maneira a garantir maior confiabilidade à peça.

O critério de Goodman modificado é formulado a partir da Equação 28, onde σ_a é a tensão alternante aplicada, σ_m é a tensão média, S_{ut} é o limite de resistência a tração do material, S_e é o limite resistência a fadiga corrigido e n é o fator de segurança em fadiga.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (28)$$

2.5.2.2 Critério de dano acumulado

Para materiais ferrosos existe uma carga aplicada na qual teoricamente o componente suporta um número infinito de ciclos sem o rompimento, já para materiais não ferrosos esta afirmação não é verdadeira, conforme visto na Figura 9, a curva de vida em fadiga tende a ter um caimento permanente o que indica que em algum momento haverá a falha da peça (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2002).

Uma maneira de avaliar o número total de ciclos para materiais não ferrosos impostos a cargas com diferentes intensidades e intervalos de aplicação é o método de Palmgren-Miner, a Equação 29 representa este método onde D é o dano acumulado, ni é o número de ciclos atuantes na aplicação da carga e Ni é o número de ciclos até o rompimento se esta carga fosse aplicada isoladamente. Quando D atinge o valor de 1 entende-se que haverá o rompimento da peça. (BUDYNAS; NISBETT, 2005).

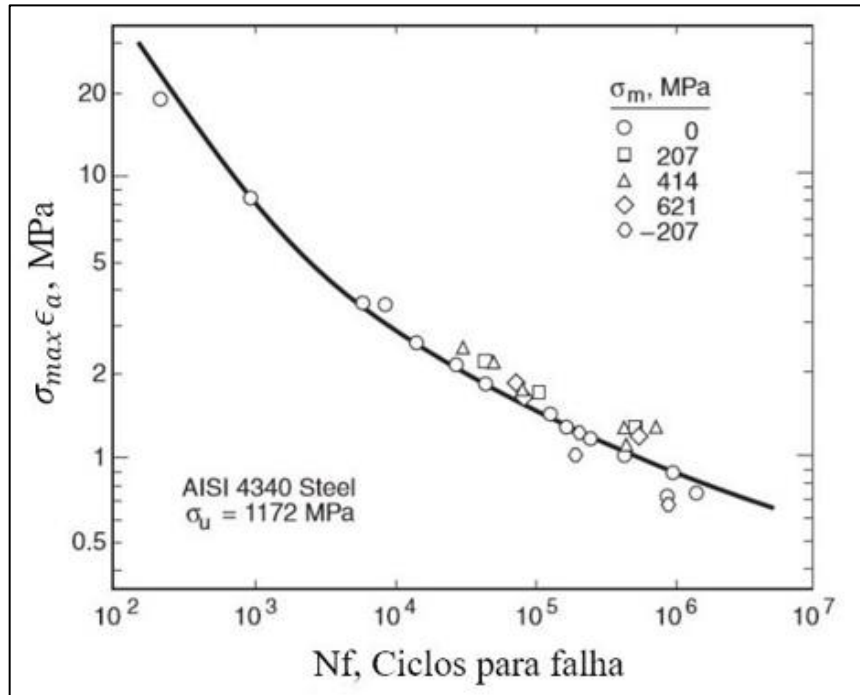
$$D = \sum \frac{ni}{Ni} \quad (29)$$

Para se obter o número de ciclos até a falha pode-se usar o método de Smith, Watson e Topper (SWT) apresentado na Equação 30, onde σ_{max} é a tensão máxima sobre o componente, ϵ_a é a amplitude de deformação, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga, E é o módulo de elasticidade, N_f indica os ciclos até a falha, b é o coeficiente de Basquin, ϵ'_f representa o coeficiente de ductilidade à fadiga e c é o expoente de ductilidade à fadiga (DOWNLING, 2004).

$$\sigma_{max}\epsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma'_f\epsilon'_f(2N_f)^{b+c} \quad (30)$$

A Figura 10 demonstra uma curva para este método onde os valores obtidos pela equação resultam um determinado número de ciclos para falha. São apresentados testes para diferentes valores de tensão média σ_m .

Figura 10 – Curva SWT de vida em fadiga



Fonte: Adaptado de Downing (2013).

2.5.2.3 Fadiga em juntas parafusadas

As peças fixadas a manga de eixo assim como a estrutura central estão sofrendo cargas cíclicas e, portanto, também devem ser avaliadas quanto a fadiga. Norton descreve o método para a avaliação em fadiga onde inicialmente se faz necessário descobrir os valores de cargas axiais médias e alternantes através das equações 31 e 32.

$$F_{alternada} = \frac{F - F_i}{2} \quad (31)$$

$$F_{média} = \frac{F + F_i}{2} \quad (32)$$

O valor de F é a carga total aplicada ao parafuso, é o somatório de F_i e P_b . Com os valores de força alternada e média determinados pode-se descobrir as tensões correspondentes.

As equações 33 e 34 são utilizadas para tal, onde k_{ff} é o fator de concentração de tensões à fadiga para o parafuso e k_{fm} é o fator de concentração para as tensões médias. A tensão gerada pela pré-carga também deve ser amplificada pelo fator k_{fm} , conforme demonstrado na Equação 35.

$$\sigma_a = k_{ff} \cdot \frac{F_{alternada}}{A_t} \quad (33)$$

$$\sigma_m = k_{fm} \cdot \frac{F_{média}}{A_t} \quad (34)$$

$$\sigma_i = k_{fm} \cdot \frac{F_i}{A_t} \quad (35)$$

Os fatores utilizados são obtidos através das equações 36 e 37, as quais são estabelecidas por Norton, onde S_y representa a tensão de escoamento do material utilizado no parafuso.

$$k_{ff} = 5,7 + 0,02682 \cdot d \quad (36)$$

$$k_{fm} = \frac{S_y - \sigma_a}{\left| \frac{F_{média}}{A_t} \right|} \quad (37)$$

Após todos valores de tensões estarem corrigidos pode-se aplicar a Equação 38 para o fator de segurança a fadiga segundo o critério de Goodman (NORTON, 2013).

$$N_f = \frac{S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e \cdot (\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut} \cdot \sigma_a} \quad (38)$$

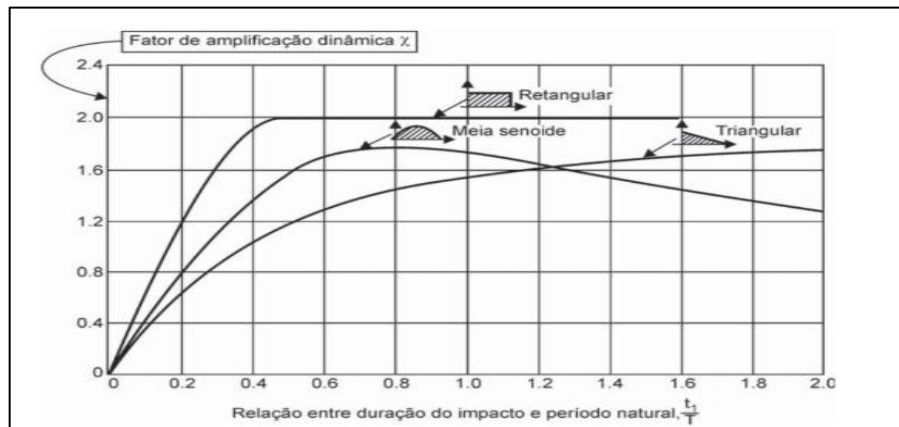
2.5.3 Choque mecânico

A rápida aplicação de cargas a estruturas produz maiores danos que a aplicação com a mesma intensidade, mas aplicada gradualmente. Estes carregamentos rápidos são usualmente chamados de impactos ou choques mecânicos. Um carregamento habitual, estático, é avaliado

pelo seu pico de força, já um impacto não leva em consideração apenas seu pico, mas sim a velocidade com que o mesmo é imposto ao componente (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2002).

Uma saída para as avaliações de impacto é a obtenção do valor de amplificação dinâmica, aplicando um fator de multiplicação para o pico de força do impacto, pode-se avaliar o caso de maneira estática. Conforme visto na Figura 11 a curva de amplificação depende da característica da força de impacto, onde o seu tempo de aplicação tem relação com o período natural da estrutura ao qual está atuando e também com a forma como é aplicado, gradativamente tendendo a representar uma parábola ou bruscamente conforme uma linha retangular (ALVES FILHO, 2005).

Figura 11 – Curvas de amplificação dinâmica



Fonte: Alves Filho (2005).

2.6 PROJETOS RELACIONADOS

Cruz (2016), realizou o dimensionamento da manga de eixo dianteira para o veículo Mini Baja da equipe Sinuelo FAHOR. O autor utilizou os esforços de frenagem, os esforços causados no suporte de direção e esforços verticais ocasionados pela suspensão em um *drop-test* para aplicação de cargas no modelo do MEF. Utilizou como material o alumínio 7021 T6, empregou malha hexaédrica não indicando o número de nós e elementos. Concluiu o dimensionamento com um projeto 35% mais leve em relação ao anterior salientando a importância de testes práticos para validação da simulação.

Klava (2003), elaborou um estudo sobre as etapas de análise para a otimização de uma manga de eixo. Escolheu como situação mais crítica para análise a situação de frenagem do veículo, porém aplicou também esforços provenientes do peso do veículo e da realização de curvas. O material utilizado foi o ferro fundido nodular ferrítico, no modelo final foram

utilizados elementos tetraédricos de segunda ordem com um número de 41024 elementos e 67150 nós. Concluiu o projeto com uma manga de eixo dimensionada com fator de segurança 1 para vida infinita.

Alves Diniz (2017), realizou o projeto de um conjunto de mangas de eixo para o Fórmula SAE da equipe Apuama Racing, obteve os esforços através de um ensaio de comportamento mecânico do pneu realizado pelo *Tire Test Consortium – TTC*. Transpondo os dados para o limite do carro da equipe, aplicou a análise de MEF para o corpo da manga de eixo produzida em alumínio 7056-T6. Utilizou um modelo com 46451 elementos com predominância hexaédrica e 148508 nós. Após realizou uma otimização da estrutura e procedeu com novas análises para a mesma.

Todos os trabalhos citados apresentavam como característica principal o desenvolvimento de uma manga de eixo com a confiabilidade exigida para sua aplicação, mas que ao mesmo tempo apresenta massa reduzida ganhando desempenho para o veículo ao qual será aplicada.

3 PROJETO ATUAL E MÉTODO DE SOLUÇÃO

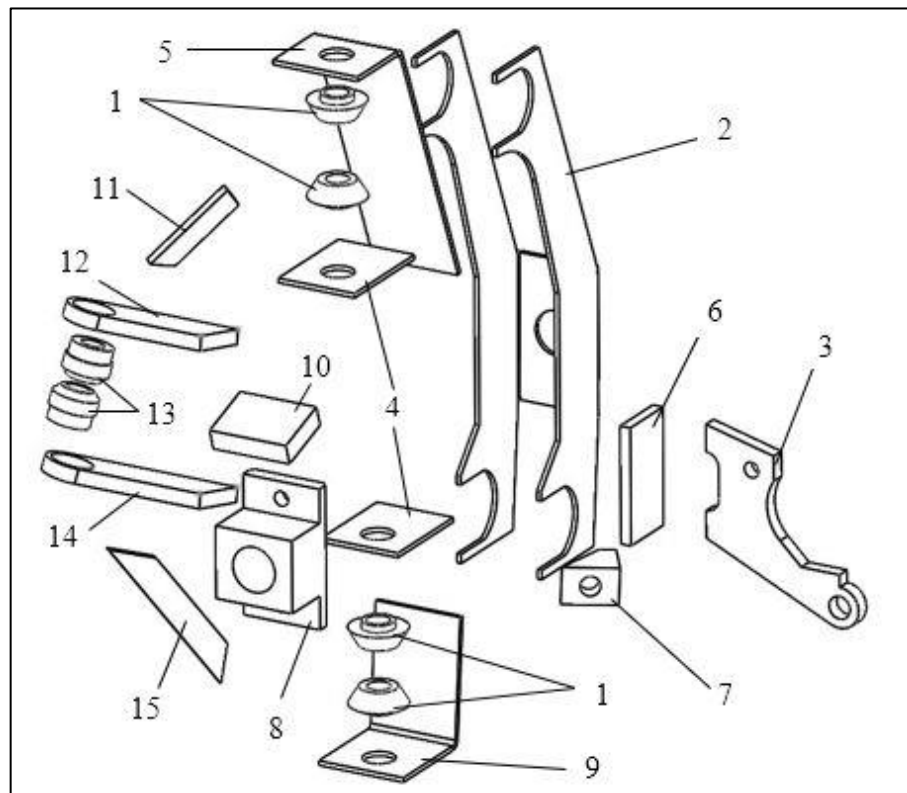
Este capítulo tem a premissa da explicação do estado atual do projeto da manga de eixo da equipe Bajagual, bem como a proposta de desenvolvimento do reprojeto considerando as características necessárias para seu desenvolvimento.

3.1 PROJETO ATUAL

A manga de eixo utilizada atualmente pela equipe está desempenhando adequadamente sua função, nem por isso está livre de melhorias de desempenho ou de seus processos de fabricação. É composta por um conjunto de peças de aço SAE 1020, as quais soldadas formam a manga de eixo totalizando uma massa de 1,395 kg.

A Figura 12 apresenta as peças constituintes do projeto atual. O conjunto é composto por peças cortadas por corte a laser e podendo ser posteriormente dobradas. O conjunto também é composto por peças usinadas, sendo estas responsáveis pela fixação dos componentes apresentados no Capítulo 2 ou por reforçar estruturalmente a manga de eixo.

Figura 12 – Vista explodida da manga de eixo, com peças numeradas conforme Tabela 1



Fonte: O autor (2019).

Para melhor compreender o conjunto a Tabela 1 apresenta os processos de fabricação, massa e material utilizado para fabricação dos componentes numerados na Figura 12. Os símbolos de Ø e # são representações de diâmetro ou espessura de material respectivamente.

Tabela 1 - Dados de fabricação dos componentes da manga de eixo

| N° Comp. | Massa(g) | Material | 1° Processo | 2° Processo | 3° Processo |
|----------|----------|------------------|--------------|-------------|-------------|
| 1 | 17,86 | SAE 1020 Ø1” | Corte manual | Usinagem | Solda |
| 2 | 247,08 | SAE 1020 #2mm | Corte laser | Dobra | Solda |
| 3 | 107,49 | SAE 1020 #1/4” | Corte laser | Solda | - |
| 4 | 23,73 | SAE 1020 #2mm | Corte laser | Solda | - |
| 5 | 100 | SAE 1020 #2mm | Corte laser | Dobra | Solda |
| 6 | 52,82 | SAE 1020 #1/4” | Corte manual | Usinagem | Solda |
| 7 | 45,68 | SAE 1020 #5/8” | Corte manual | Usinagem | Solda |
| 8 | 250 | SAE 1020 #1.1/2” | Corte manual | Usinagem | Solda |
| 9 | 60 | SAE 1020 #2mm | Corte laser | Dobra | Solda |
| 10 | 72,52 | SAE 1020 #3/8” | Corte manual | Usinagem | Solda |
| 11 | 13,38 | SAE 1020 #1/8” | Corte manual | Preparação | Solda |
| 12 | 61,69 | SAE 1020 #1/4” | Corte manual | Usinagem | Solda |
| 13 | 23,08 | SAE 1020 Ø3/4” | Corte manual | Usinagem | Solda |
| 14 | 72,08 | SAE 1020 #1/4” | Corte manual | Usinagem | Solda |
| 15 | 20,86 | SAE 1020 #1/8” | Corte manual | Preparação | Solda |

Fonte: O autor (2019).

Os componentes apresentados na Tabela 1 totalizam uma massa de 1,269 kg, sabendo que o conjunto apresenta 1,395 kg entende-se que o restante da massa é proveniente do processo de soldagem.

Pontos positivos e negativos podem ser apontados para o conjunto atual. Para facilitar tal ponderação o Quadro 1 exibe as características correspondentes a estes aspectos.

Quadro 1 - Pontos positivos e negativos do conjunto atual

| Pontos positivos | Pontos negativos |
|-------------------------|--------------------------------|
| Custo matéria prima | Confiabilidade na montagem |
| Obtenção matéria prima | Falta de dados sobre o projeto |
| Adaptável | Acabamento |

Fonte: O autor (2019).

Apesar de não apresentar falhas, a capacidade de aplicação do projeto atual é desconhecida, devido à ausência de estudos sobre a mesma. Seu processo de fabricação apesar

de barato apresenta certos riscos. A solda por exemplo, se não realizada adequadamente pode ser um ponto inicial para um colapso do conjunto. Levando em consideração que este processo não é padronizado e depende das habilidades do operador, este fato deve ser considerado.

O posicionamento das peças dificultado pela geometria complexa e quantidade de peças pode influenciar em características do veículo, mesmo que sutilmente os ângulos de caster, de pino mestre e camber podem ser afetados, resultando em uma perda de dirigibilidade veicular ocasionada pela não conformidade de projeto com a aplicação.

A Figura 13 apresenta a manga de eixo finalizada, onde, após o processo de soldagem, é realizada a pintura do componente, concedendo uma maior capacidade de resistência à corrosão do conjunto.

Figura 13 – Manga de eixo utilizada no ano de 2018



Fonte: O autor (2019).

Percebe-se que o projeto atual não apresenta um bom acabamento devido as distorções geradas pelos cordões de solda, fato que impacta diretamente no quesito *design* que também é avaliado na competição.

Para ser possível o início do reprojeto da manga de eixo especificações de projeto devem ser estabelecidas. Estas foram impostas visando a melhoria de desempenho e confiabilidade do veículo, o Quadro 2 apresenta tais especificações.

Quadro 2 – Especificações de projeto

| Variável | Meta |
|----------------------------|--------------------|
| Massa | Redução de 30% |
| Custo produção da unidade | R\$400 |
| Estrutura da manga de eixo | Peça única |
| Precisão geral | $\pm 0,1\text{mm}$ |
| Regulagem (Camber) | Não |

Fonte: O autor (2019).

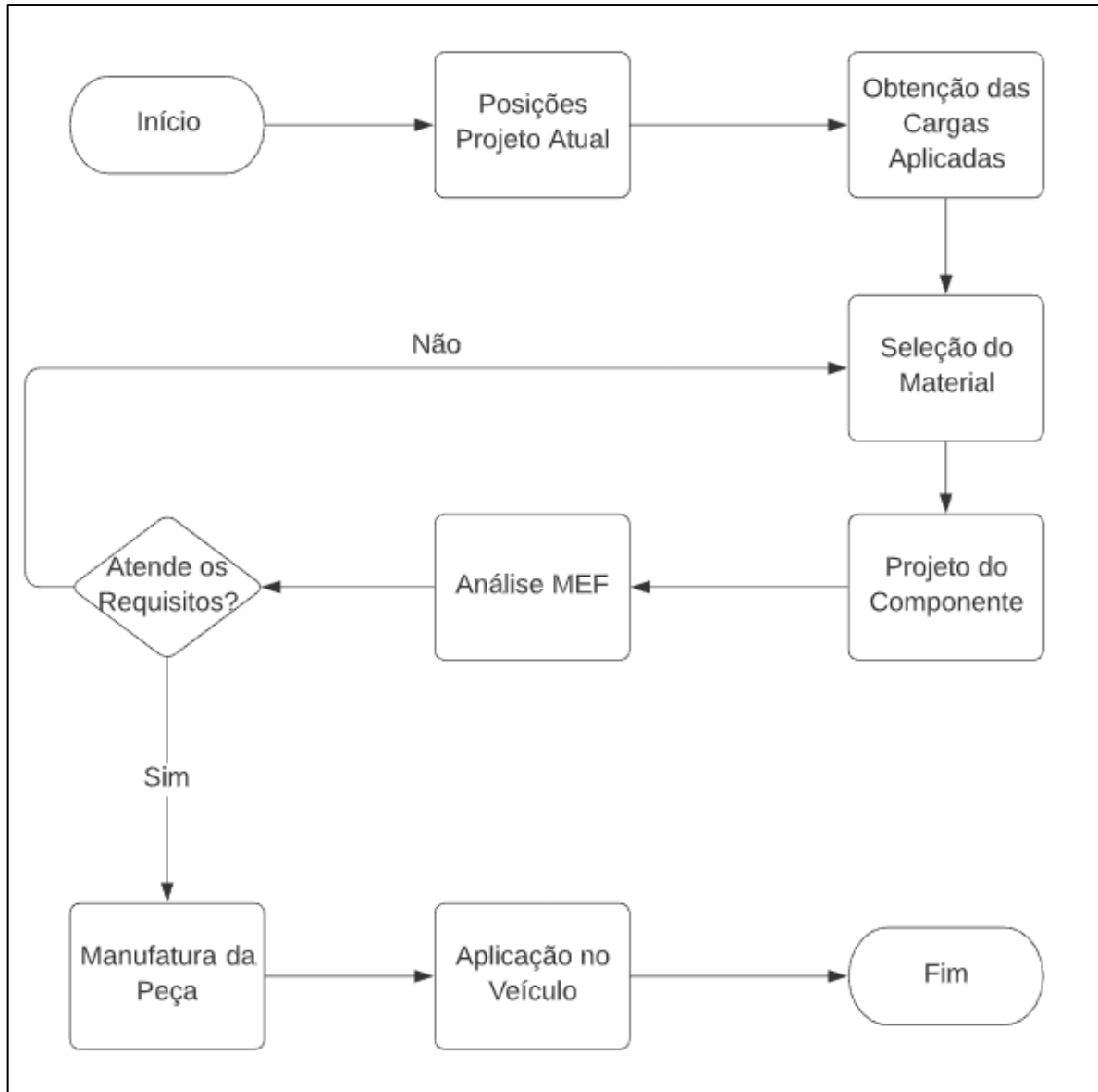
As especificações foram pensadas para aprimorar a qualidade da peça, mas ainda assim manter o seu custo de produção dentro da capacidade de investimento da equipe, tornando possível futuras reposições e alterações de projeto.

3.2 REPROJETO DA MANGA DE EIXO

O presente trabalho tem como objetivo o reprojeto da manga de eixo, visando principalmente uma diminuição de massa. Sua alteração ou confecção também é facilitada visto que a novo conceito do projeto depende de processos mais controlados.

A nova peça é composta por um corpo central usinado, com peças adjacentes fixadas por parafusos também usinadas. Processo escolhido por ser de mais fácil acesso e por apresentar um bom acabamento final com uma confiabilidade na precisão das dimensões e posições exigidas, a Figura 14 demonstra o fluxograma de reprojeto seguido.

Figura 14 – Fluxograma do reprojeção da manga de eixo



Fonte: O autor (2019).

O ponto de partida para o reprojeção são as posições já existentes dos componentes a ele fixados. Estas serão mantidas visto que a alteração das mesmas resultaria em uma operação não conforme a prevista pelo projeto. Após conhecidas as posições, os corpos da manga de eixo são moldados através do *software* SolidWorks. Neste processo deve-se avaliar a forma geométrica de maneira que a mesma possa suportar as cargas aplicadas e seja plausível de ser fabricada através do processo de usinagem.

Com um primeiro modelo estabelecido pode-se realizar as análises em MEF visando verificar a capacidade da peça, neste processo as condições de contorno serão estabelecidas conforme as recomendações encontradas em trabalhos correlatos, visto que estas simulam testes

realizados por montadoras automotivas, caso seja necessário, alterações de geometria ou de material serão tomadas até que o projeto satisfaça a aplicação.

Para o início do dimensionamento geométrico as cargas atuantes são obtidas de maneira teórica com as equações apresentadas no Capítulo 2. Apesar de teóricas as fórmulas são capazes de representar simplificada os esforços impostos ao conjunto permitindo a continuidade do desenvolvimento da manga de eixo.

Com todos parâmetros da manga de eixo definidos a mesma pode seguir para o processo de usinagem, devido à complexidade geométrica, precisão exigida nos pontos de fixação e demais medidas da peça. O componente deve ser usinado em uma máquina de controle numérico computadorizado (CNC).

3.3 AVALIAÇÃO DE MATERIAIS

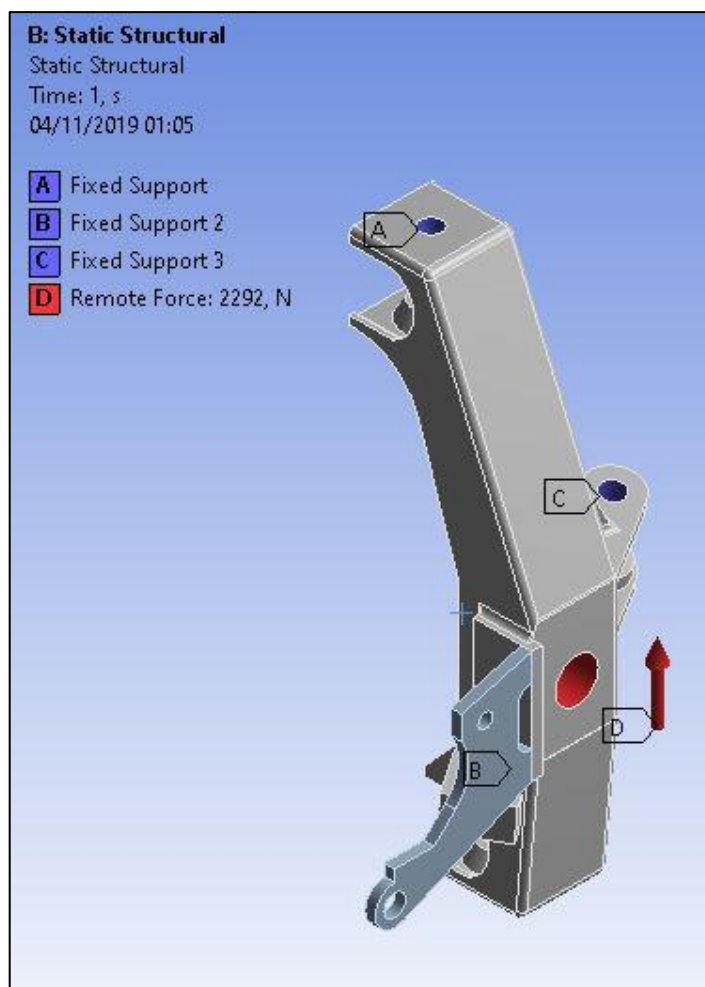
Considerando que uma das propostas deste trabalho é a diminuição de massa faz-se necessário a alteração do material utilizado na fabricação da manga de eixo. Visando uma comparação preliminar destes materiais foi realizada uma análise simplificada em MEF.

Para as condições de análise foram realizadas adaptações geométricas na manga de eixo atual, as quais representam os cordões de solda presentes na peça. Como carga utilizada na análise utilizou-se apenas a força radial aplicada na roda. O valor foi obtido pelo trabalho realizado por Cruz (2016), onde através de um *drop-test* obteve-se um valor de esforço sobre a face de contato do pneu com o solo, este valor foi amplificado por um fator de 3, resultando assim em 2292 N aplicados perpendicularmente a roda.

O modelo foi estabelecido apenas para comparação do impacto proveniente da alteração de material da peça atual, sabendo que a condição foi avaliada estaticamente e não conforme as condições reais, não serve como base para dimensionamento da peça. Como somente os valores de deformação do material variam nesta comparação, apenas estes serão apresentados.

As condições de contorno são apresentadas na Figura 15, onde os pontos de fixação da balança superior e inferior foram travados, e a carga foi aplicada deslocada em 70 mm da manga de eixo, situação na qual simula a carga aplicada ao centro da roda. O ponto de fixação do sistema de direção também foi travado, já as fixações da pinça de freio foram desprezadas.

Figura 15 – Condições de contorno para análise da manga de eixo



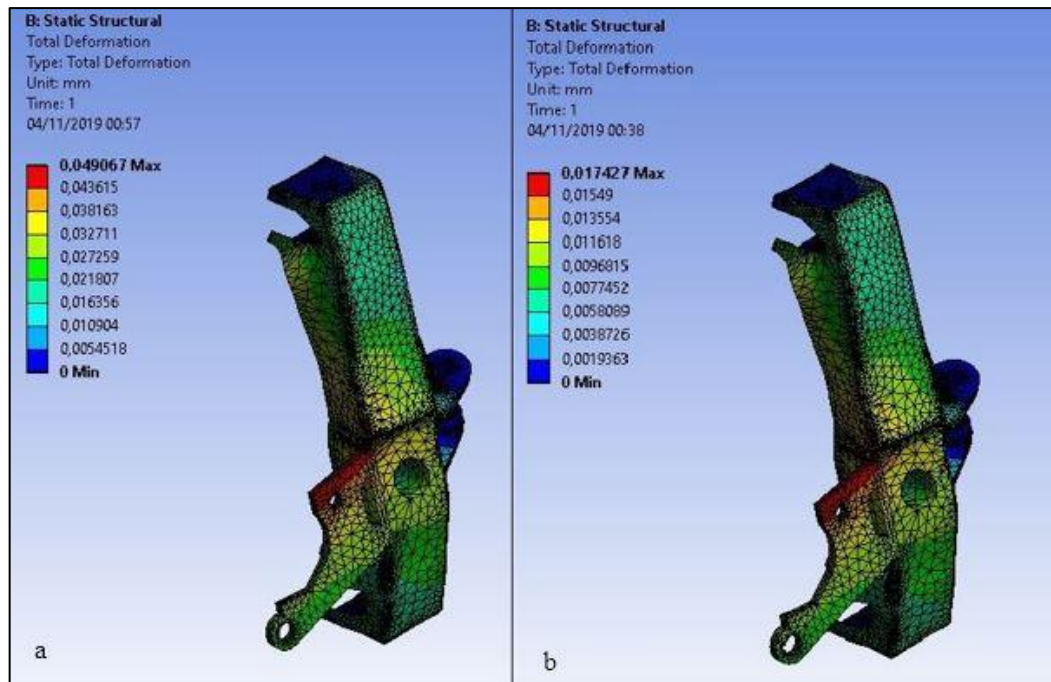
Fonte: O autor (2019).

Com as condições de contorno estabelecidas se fez a análise de deslocamento em função da carga aplicada. A Figura 16 apresenta a comparação de deslocamento do aço SAE 1020 utilizado atualmente, com uma liga de alumínio genérica fornecida pelo *software* Ansys. Visto que as ligas de alumínio apresentam módulos de elasticidade com valores próximos, a escolha da liga genérica não gera incoerências no resultado apresentado.

Percebe-se na figura que os valores de deslocamento quando utilizada a liga de alumínio não variam de forma significativa se comparados a aplicação da peça no veículo, porém, como o esperado, triplicou em relação ao aço SAE 1020, devido a diferença do módulo de elasticidade dos materiais avaliados.

Somente com a peça totalmente definida e com os esforços aplicados mudanças significativas para aplicação serão percebidas, provenientes das diferenças geométricas da peça, relação do material com esforços cíclicos e o próprio limite de escoamento do material.

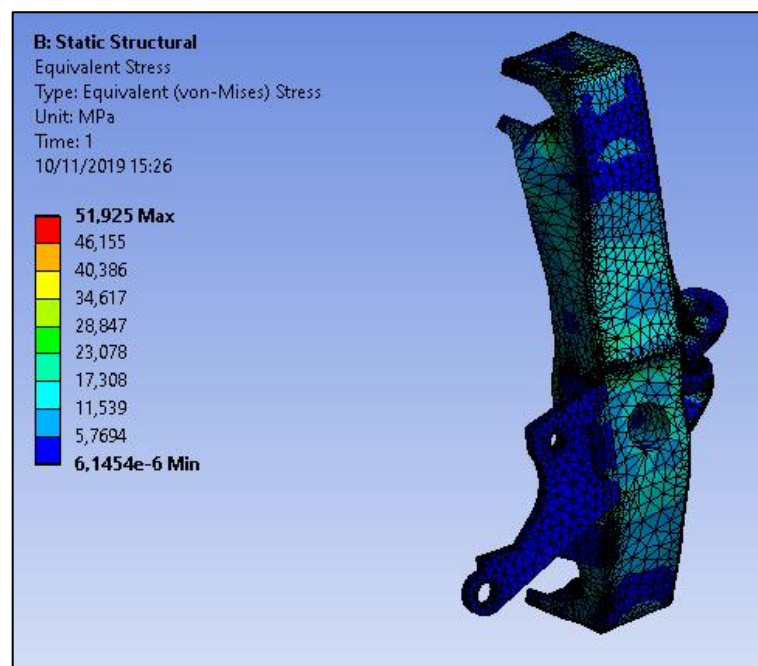
Figura 16 – Comparação deslocamento: a) liga alumínio b) SAE 1020



Fonte: O autor (2019).

A Figura 17 apresenta os valores de tensão equivalente, apresentados apenas para comparação com o limite de escoamento dos possíveis materiais utilizados na fabricação da manga de eixo.

Figura 17 – Tensão equivalente (von-Mises)



Fonte: O autor (2019).

A manga de eixo pode ser fabricada com o uso de diversos materiais, tais como o aço SAE 1020, o ferro fundido cinzento, e diversas ligas de alumínio. Considerando a análise preliminar estática, a Tabela 2 apresenta algumas propriedades destes materiais os quais devem ser avaliados no momento da escolha.

Tabela 2 - Dados de materiais

| Material | Resistência Escoamento (MPa) | Resistência Máxima a Tração (MPa) |
|------------------|---------------------------------|--------------------------------------|
| SAE 1020 | 313 | 420 |
| Alumínio 2024-O | 130 | 240 |
| Alumínio 6061-T6 | 276 | 310 |
| ASTM A-48 | - | 276 |

Fonte: Adaptado de MatWeb (2019).

Os valores apresentados foram obtidos através da base de dados do MatWeb (2019). Deve-se considerar que não apenas os valores de resistência precisam ser avaliados, mas também o processo de fabricação inerente ao material, o custo e a facilidade de obtenção.

4 IMPLEMENTAÇÃO DO REPROJETO DA MANGA DE EIXO

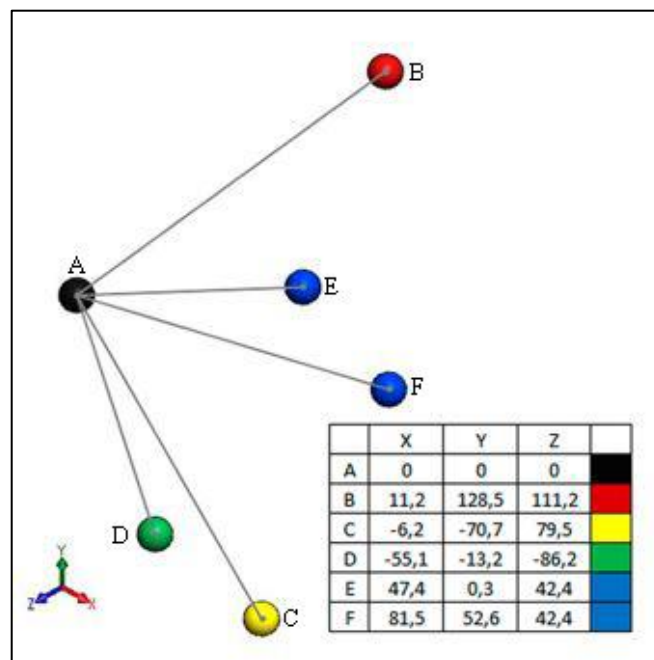
Neste capítulo são descritos os procedimentos adotados para o modelamento da peça em *software* 3D, os métodos para a obtenção de cargas utilizadas (teóricas ou práticas) e os aspectos adotados para a realização da análise em MEF.

4.1 MODELAMENTO DA GEOMETRIA

Se faz necessário a realização de um modelo preliminar, onde são definidas as posições de fixação da balança superior e inferior da suspensão e dos sistemas de direção e freio. Junto a isto, integra-se uma forma geométrica que garante a estruturação da peça, a qual pode ser melhorada pelo MEF.

Estas posições podem variar de acordo com as necessidades e objetivos da equipe, como a utilização de um modelo diferente de suspensão, a inversão das fixações dos sistemas de freio e direção, utilização de outro modelo de pinça de freio. Devido a isto o motivo de suas escolhas não é apresentado neste trabalho. As posições são mostradas com medidas relacionadas ao centro da roda na qual a manga de eixo será acoplada na Figura 18.

Figura 18 – Posições de Fixação da Manga de Eixo

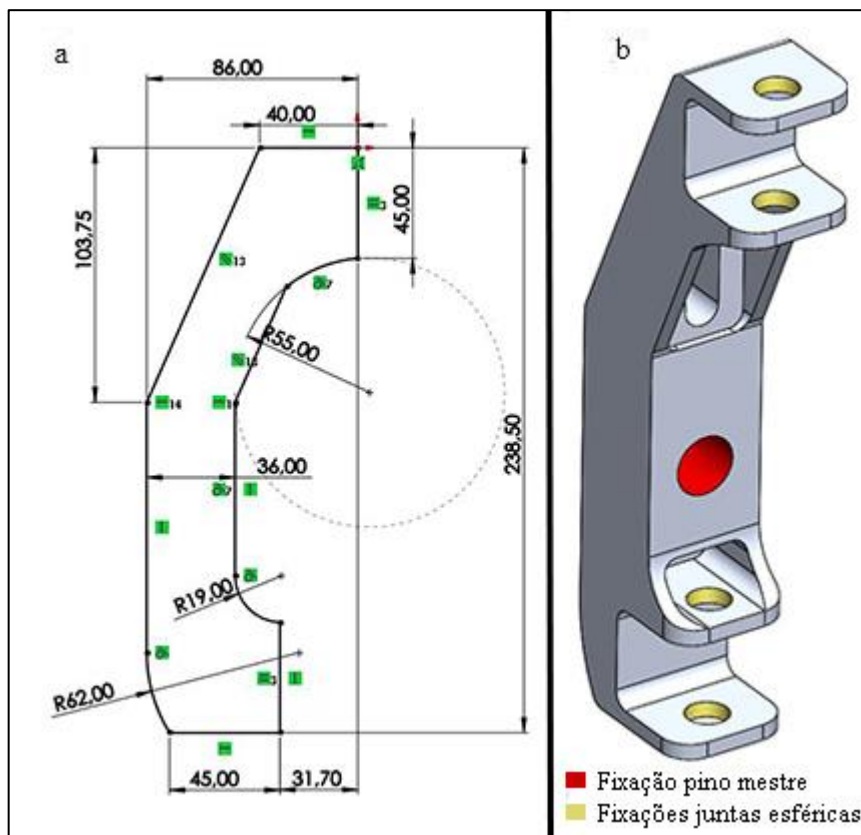


Fonte: O autor (2020).

Estas são as posições definidas em projeto pela equipe, onde A representa o centro da roda do veículo, B o suporte da balança superior, C o suporte da balança inferior, D o suporte de direção e os pontos E e F representam as fixações a pinça de freio.

Com as posições definidas se pode criar um corpo central onde é acoplado o eixo denominado pino mestre e as juntas esféricas da balança superior e inferior. A Figura 19 (a) representa as dimensões utilizadas para este sólido, enquanto (b) representa o corpo extrudado onde já foram aplicados demais recursos responsáveis pelo alívio de massa.

Figura 19 – a) Esboço corpo central da manga de eixo, b) Corpo central modelado



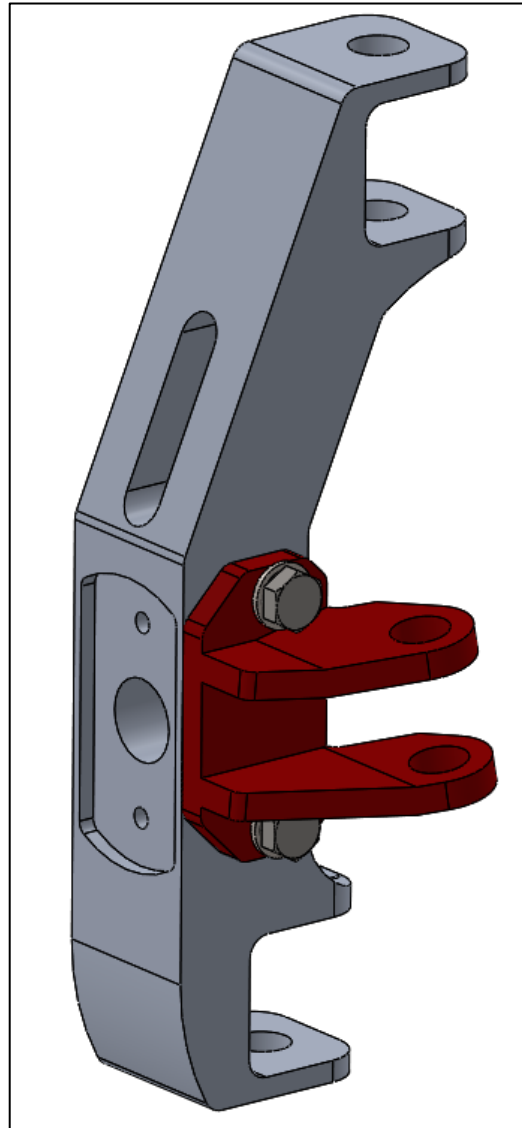
Fonte: O autor (2020).

Para o desenvolvimento da fixação do sistema de direção levou-se em consideração uma situação decorrente da competição no ano de 2019, onde as medidas estabelecidas pelo projeto não atenderam as necessidades dinâmicas do veículo, resultando em uma alteração repentina da peça. A alteração só foi possível devido ao material no qual a manga de eixo era constituída, aço SAE 1020, onde por meio do processo de solda foi alterada a posição de fixação.

Sabendo disto o reprojeito visa melhorar a peça não apenas em aspectos de relação peso resistência, mas também em quesitos de manutenibilidade, portanto a fixação do sistema de

direção não é integrada ao corpo central da peça. Uma peça adjacente é fixada por parafusos a estrutura central, conforme mostrado na Figura 20 onde a mesma está representada em destaque das demais. Possibilitando assim a confecção de diferentes fixações, as quais podem ser parafusadas ao corpo central da manga de eixo.

Figura 20 – Conjunto corpo central mais fixação da direção

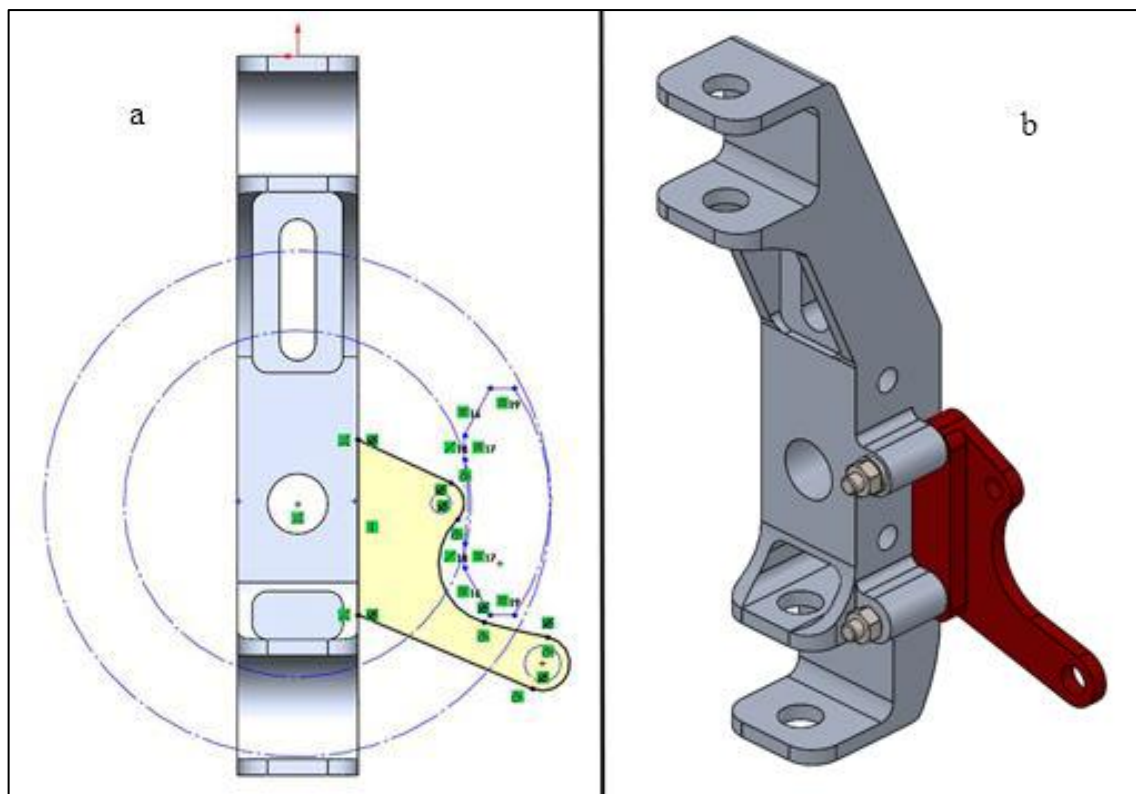


Fonte: O autor (2020).

Para a fixação da pinça de freio foram consideradas as dimensões exigidas para que a mesma tenha um posicionamento adequado quanto ao disco de freio. Seguindo o princípio da fixação do sistema de direção a peça é parafusada ao corpo central da manga de eixo, resultando em um menor desperdício de material, possibilitando futuras substituições e ainda permite a combinação de diferentes metais na manga de eixo.

A Figura 21 (a) demonstra um esboço com as linhas que representam o disco de freio e os componentes da pinça de freio, já (b) representa a peça acoplada ao corpo central.

Figura 21 – a) Esboço para fixação da pinça de freio, b) Fixação do freio em destaque



Fonte: O autor (2020).

Após definidas as dimensões iniciais faz-se necessária a análise do conjunto verificando o processo de montagem do veículo, estando de acordo é possível prosseguir com o reprojeto da manga de eixo realizando a obtenção das cargas provenientes das diversas situações as quais o Baja é submetido.

4.2 CÁLCULO DAS CARGAS APLICADAS

Durante o uso do veículo a manga de eixo sofre diversos esforços, alguns destes são possíveis de serem obtidos através de métodos teóricos e práticos, porém para se chegar a uma situação próxima da real se faz necessário a utilização de equipamentos avançados e de difícil acesso.

Portanto são abordados neste trabalho os modos teóricos de obtenção das cargas aplicadas a manga de eixo.

4.2.1 Peso próprio

O primeiro esforço avaliado é o peso próprio do veículo. Por meio da Equação 1 se obtêm um valor de esforço aplicado no eixo dianteiro do veículo, este resultado é dependente da relação de distribuição de massa entre o eixo dianteiro e o eixo traseiro.

Sabendo que a força está sob o apoio de duas rodas deve-se dividir o valor final por dois. Na equação m representa a massa total, a qual foi descrita separada em duas parcelas, a massa aproximada do piloto e do veículo.

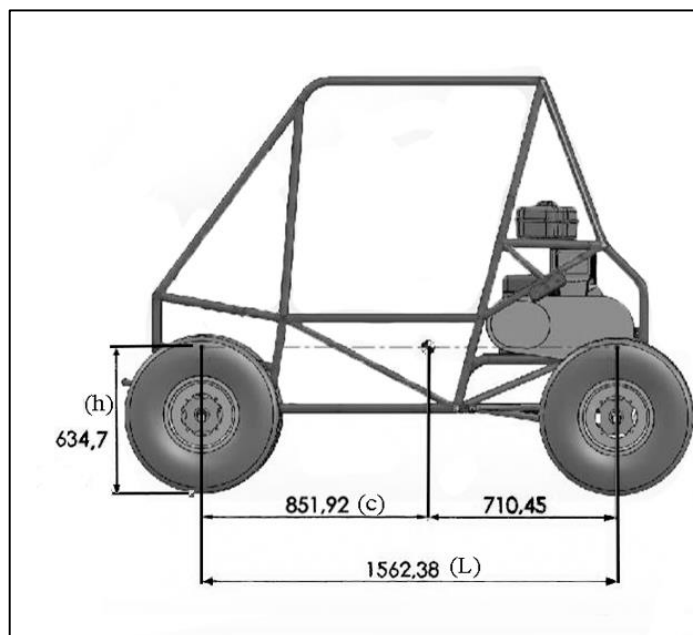
$$G_I = m(1 - x)g \quad (1)$$

$$G_I = (80 + 265) \cdot (1 - 0,545) \cdot 9,81$$

$$G_I = 1539,93 \text{ N}$$

A Figura 22 mostra a posição do centro de gravidade do veículo encontrado no modelo 3D. Ponto necessário para as avaliações das fórmulas teóricas apresentadas neste trabalho. O ponto está localizado a 634,7mm do solo e 851,92 do eixo dianteiro.

Figura 22 – Centro de Gravidade do Mini Baja



Fonte: Adaptado de Kubiak (2018).

4.2.2 Esforço na realização de curvas

Ao realizar curvas o carro sofre um esforço ocasionado pela força centrípeta exercida sobre o mesmo, parte do esforço é aplicado verticalmente a roda, enquanto uma parcela é aplicada transversalmente, sendo dependente do atrito do pneu com o solo.

A Figura 5 (página 21) apresenta as forças aplicadas no centro de gravidade com as reações geradas nas rodas do veículo. Para analisar a situação de curva foi desconsiderada a ação do conjunto de suspensão e utilizou-se o coeficiente de atrito de 0,8. Este foi obtido experimentalmente pela equipe para a rodagem em asfalto, onde por meio de um dinamômetro o Baja foi puxado até que a força de atrito do pneu não foi suficiente para impedir seu movimento, possibilitando a obtenção deste valor.

O primeiro passo é descobrir o valor de aceleração centrípeta atuante na situação por meio da Equação 2. Todos os valores usados estão no sistema internacional (SI) de unidades.

$$a_c = \frac{v^2}{p} \quad (2)$$

$$a_c = \frac{5,28^2}{3,5}$$

$$a_c = 7,965 \frac{m}{s^2}$$

O raio utilizado p foi determinado experimentalmente pelo posicionamento de um marcador na parte frontal do veículo, onde chegou-se a um valor de velocidade de aproximadamente 19 km/h para um raio de 3,5 metros.

Após obter-se o valor de aceleração centrípeta é possível a avaliação da força centrípeta no centro de gravidade pela Equação 3.

$$F_{CI} = m(1 - x)a_c \quad (3)$$

$$F_{CI} = 345(1 - 0,545)7,965$$

$$F_{CI} = 1250,31 N$$

Com a força centrípeta no centro de gravidade pode se dar continuidade a análise calculando os esforços de reação pelas Equações 4 e 5. Para este caso deve se considerar a roda externa a curva, pois apresenta valores mais críticos.

$$R_{IB} = \frac{m(1-x)g.\left(\frac{t_l}{2}\right) + m(1-x)a_c.h}{t_l} \quad (5)$$

$$R_{IB} = \frac{345(1 - 0,545)9,81.\left(\frac{1,49}{2}\right) + 345(1 - 0,545)7,965.0,6347}{1,49}$$

$$R_{IB} = 1302,56 \text{ N}$$

Com o valor da força vertical aplicada a roda R_{IB} pode-se calcular o valor da força transversal.

$$F_{IB} = R_{IB}.\mu \quad (4)$$

$$F_{IB} = 1302,56.0,8$$

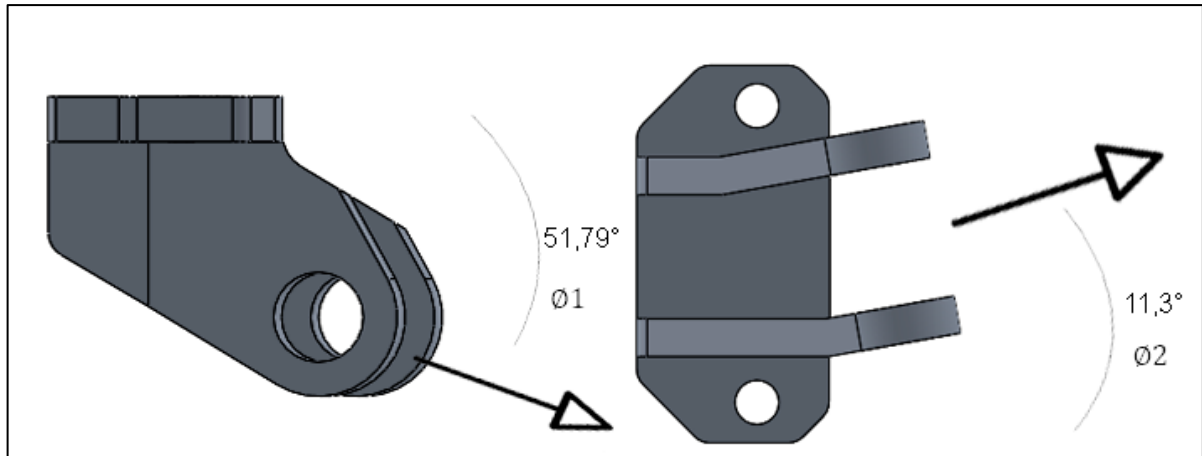
$$F_{IB} = 1042,048 \text{ N}$$

4.2.2.1 Esforços na junta parafusada do sistema de direção

A peça onde é fixada a junta oscilante do sistema de direção está acoplada a estrutura central da manga de eixo através de parafusos, portanto deve ser analisada segundo os critérios de juntas parafusadas.

O primeiro passo é descobrir a carga atuante no sistema, sabendo que este esforço é proveniente do direcionamento do veículo realizado pelo piloto no volante de direção. O sentido e a carga foram obtidos a partir do trabalho de Santarosa (2019), onde o mesmo considerou um esforço máximo de 80 N realizado pelo piloto, e através da decomposição da força, considerando os ângulos de posicionamento, o engrenamento do sistema de direção, chegou a um valor final de carga aplicada de 930,20 N, para melhor entendimento a Figura 23 mostra a forma de aplicação da carga.

Figura 23 – Ângulos de força no sistema de direção



Fonte: O autor (2019).

Os ângulos mostrados são para a situação onde o esterçamento das rodas gera o ângulo $\varnothing 1$ onde maior parte do esforço será aplicado em tração no parafuso e a compressão do sistema de suspensão influencia da mesma maneira, resultando em um menor ângulo $\varnothing 2$.

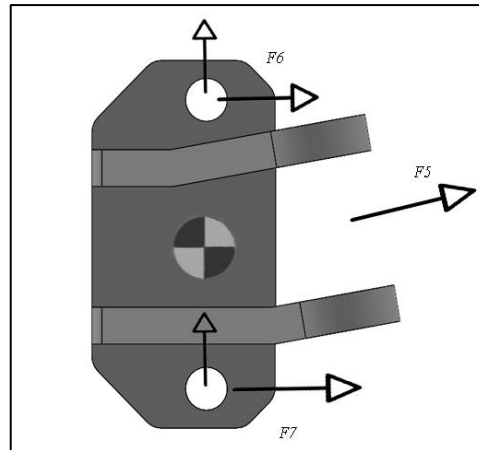
A junta está sujeita a carga de tração, cisalhamento e também a cargas geradas pelo momento devido a força deslocada, todas estas devem ser consideradas na avaliação.

Como este sistema está imposto a diversas posições para avaliar o cisalhamento foi considerado apenas o ângulo $\varnothing 2$, pois há um momento em que o esterçamento gera um ângulo $\varnothing 1$ igual a 0° ocasionando a maior carga de cisalhamento no sistema.

O valor de carga no parafuso crítico pode ser mensurado realizando um somatório de forças nas direções em que a carga está aplicada, considerando a quantidade de parafusos que estão suportando a mesma, além disto a carga aplicada gera um momento no centro de fixação da junta, o qual também deve ser considerado.

A Figura 24 mostra o diagrama de corpo livre utilizado para a resolução das forças aplicadas as fixações, onde F_5 é a carga proveniente do sistema de direção, F_6 e F_7 são as forças geradas nas fixações da peça.

Figura 24 – Diagrama de forças da fixação do sistema de direção



Fonte: O autor (2019).

Os valores obtidos são apresentados na Tabela 3 seguindo a orientação mostrada na Figura 24, os cálculos correspondentes podem ser observados no Apêndice A.

Tabela 3 – Esforços nas fixações F_6 e F_7

| Fixação F_6 | Fixação F_7 |
|----------------------|----------------------|
| F_{6x} (428,729 N) | F_{7x} (483,439 N) |
| F_{6y} (91,134 N) | F_{7y} (91,134 N) |
| F_6 (438,308 N) | F_7 (491,954 N) |

Fonte: O autor (2020).

O parafuso selecionado para aplicação é um M8 passo 1,25 mm classe 8.8 sem rosca parcial com 60 mm de comprimento, os valores de resistência mínima de prova S_p , resistência ao escoamento S_y e resistência última a tração S_{ut} são encontrados na Figura 25.

Figura 25 – Especificações de resistências de parafusos métricos

| Tabela 15-7 Especificações métricas e resistências de parafusos de aço | | | | | |
|--|------------------------------------|-----------------------------------|--|-----------------------------------|-----------------------------|
| Número de classe | Intervalo de diâmetro externo (mm) | Resistência mínima de prova (MPa) | Resistência mínima de escoamento (MPa) | Resistência mínima à tração (MPa) | Material |
| 4,6 | M5-M36 | 225 | 240 | 400 | aço-carbono, médio ou baixo |
| 4,8 | M1,6-M16 | 310 | 340 | 420 | aço-carbono, médio ou baixo |
| 5,8 | M5-M24 | 380 | 420 | 520 | aço-carbono, médio ou baixo |
| 8,8 | M3-M36 | 600 | 660 | 830 | carbono médio, Q&T |

Fonte: Norton (2011).

Primeiramente verificou-se a área sob tensão do parafuso a partir da Equação 12, onde os valores encontrados para d_p e d_r foram respectivamente 6,466 mm e 7,188 mm.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_p + d_r}{2}\right)^2 \quad (12)$$

$$A_t = 36,306 \text{ mm}^2$$

Sabendo o valor de A_t pode-se calcular a tensão de pré-carga que será aplicada ao parafuso utilizando a Equação 16, considerando 75% da resistência de prova do parafuso, valor que segundo Norton (2013) garante uma carga o suficiente para que a força de compressão exercida seja capaz de impedir o afrouxamento do parafuso em aplicações dinâmicas.

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_t \quad (16)$$

$$F_i = 16337,7$$

Após é comparado o valor de força atrito entre as chapas da junta a qual deve impedir o deslizamento, fazendo assim com que o parafuso não sofra os esforços cisalhantes da aplicação. Utilizando os valores de 0,34 para o coeficiente de atrito μ conforme Anexo A e 16337,7 N para F_i .

$$F_{at} = F_i \cdot \mu$$

$$F_{at} = 5554,818 \text{ N}$$

Com o valor de força de atrito entre as chapas conhecido deve-se avaliar o coeficiente de segurança de deslizamento entre as chapas N_s conforme mostrado abaixo.

$$N_s = \frac{F_{at}}{F_7}$$

$$N_s = 11,29$$

Como a junta não sofrerá deslizamento entre as chapas com um fator de segurança de 11,29, conclui-se que os parafusos não sofrem cisalhamento e estão suportando apenas a carga de tração juntamente com a pré-carga aplicada.

Agora deve-se avaliar o parafuso para a carga de tração a qual está aplicado, decompondo a mesma para o eixo paralelo aos parafusos e considerando ainda a carga de tração proveniente dos esforços pelo momento aplicado, o valor obtido foi de 1145,876 N no parafuso que sofre o maior esforço. Os cálculos correspondentes podem ser vistos no Apêndice A.

Para saber quanto a junta absorve desta carga deve-se verificar a rigidez do parafuso e das chapas, para isto se faz necessário saber os módulos de elasticidade do material da junta E_m e do material do parafuso E_b .

Posteriormente deve se calcular os valores de rigidez a partir das equações 18 e 19. Para a Equação 18 como foi utilizado um parafuso de rosca total l_s é igual a zero, l_t é 50 mm e E_b para carbono médio é de 207 GPa .

$$\frac{1}{k_{bb}} = \frac{l_t}{A_t \cdot E_b} + \frac{l_s}{A_b \cdot E_b} \quad (18)$$

$$k_{bb} = 1,51 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$$

Para a Equação 19 como as duas chapas são do mesmo material l_1 representa o valor total de espessura das chapas de 47 mm, o valor de A_m calculado é de $303,3 \text{ mm}^2$ e o valor de E_m é de 69 GPa .

$$\frac{1}{k_m} = \frac{l_1}{A_{m1} \cdot E_1} + \frac{l_2}{A_{m2} \cdot E_2} \quad (19)$$

$$k_m = 4,45 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$$

Com os valores de rigidez obtidos pode-se calcular a rigidez total da junta parafusada pela Equação 21 e posteriormente o quanto de carga cada componente absorve através das equações 22 e 23, onde P é igual a 1145,876 N, carga aplicada no parafuso.

$$c = \frac{k_{bb}}{k_m + k_{bb}} \quad (21)$$

$$c = 0,2533$$

$$P_m = (1 - c) \cdot P \quad (22)$$

$$P_m = 855,626 \text{ N}$$

$$P_b = c \cdot P \quad (23)$$

$$P_b = 290,25 \text{ N}$$

Com o valor de carga absorvida pelo parafuso P_b pode-se descobrir o esforço total que está impactando sob o mesmo, conforme mostrado abaixo.

$$F_b = P_b + F_i$$

$$F_b = 16627,95 \text{ N}$$

Conhecendo a carga aplicada pode-se avaliar o fator de segurança para separação da junta através das equações 25 e 26.

$$P_{separação} = \frac{F_i}{(1-c)} \quad (25)$$

$$P_{separação} = 21879,87 \text{ N}$$

$$N_{separação} = \frac{P_{separação}}{P} \quad (26)$$

$$N_{separação} = 19,09$$

Apesar de estar com um fator de segurança elevado esta consideração é válida para cargas estáticas, como o conjunto está submetido a carregamentos variáveis se faz necessário avaliar o coeficiente de segurança em fadiga.

Inicialmente deve-se descobrir os valores de carga alternada e média segundo as equações 31 e 32.

$$F_{alternada} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (31)$$

$$F_{alternada} = 145,125 \text{ N}$$

$$F_{média} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (32)$$

$$F_{média} = 16482,825 \text{ N}$$

Para descobrir as tensões média e alternada deve-se considerar seus respectivos fatores de concentração de tensão k_{fm} e k_{ff} encontrados pelas equações 36 e 37.

$$k_{ff} = 5,7 + 0,02682 \cdot d \quad (36)$$

$$k_{ff} = 5,914$$

Com o valor de k_{ff} pode-se obter a tensão alternada aplicada ao parafuso a partir da Equação 33.

$$\sigma_a = k_{ff} \cdot \frac{F_{alternada}}{A_t} \quad (33)$$

$$\sigma_a = 23,640 \text{ MPa}$$

Dando continuidade à análise pode-se calcular o valor de k_{fm} .

$$k_{fm} = \frac{S_y - \sigma_a}{\left| \frac{F_{média}}{A_t} \right|} \quad (37)$$

$$k_{fm} = 1,402$$

A tensão média pode ser calculada através da Equação 34.

$$\sigma_m = k_{fm} \cdot \frac{F_{m\u00e9dia}}{A_t} \quad (34)$$

$$\sigma_m = 636,504 \text{ MPa}$$

Para o c\u00e1lculo de fadiga tamb\u00e9m se faz necess\u00e1rio conhecer a tens\u00e3o gerada pela aplica\u00e7\u00e3o de pr\u00e9-carga, salientando que a mesma tamb\u00e9m deve ser corrigida por k_{fm} .

$$\sigma_i = k_{fm} \cdot \frac{F_i}{A_t} \quad (35)$$

$$\sigma_i = 630,9 \text{ MPa}$$

Antes de se avaliar a fadiga se faz necess\u00e1rio conhecer o valor de limite a fadiga S_e obtido atrav\u00e9s da Equa\u00e7\u00e3o 27.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (27)$$

Sabendo que para a\u00e7os:

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 418,32 \text{ MPa}$$

- $k_a = 0,76$ (fator de superf\u00edcie considerando laminado \u00e0 frio);
- $k_b = 1$ (fator de tamanho considerando carregamento axial);
- $k_c = 0,85$ (fator de tipo de carregamento considerando carregamento axial);
- $k_d = 1$ (fator de temperatura considerando temperatura ambiente 20\u00b0C);
- $k_e = 0,814$ (fator de confiabilidade considerando uma confiabilidade de 99%);
- $k_f = 1$ (fator de efeitos diversos).

$$S_e = 219,97 \text{ MPa}$$

Com todos valores definidos \u00e9 poss\u00edvel de se calcular o coeficiente de seguran\u00e7a em fadiga pelo crit\u00e9rio de Goodman a partir da Equa\u00e7\u00e3o 38.

$$N_f = \frac{S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e \cdot (\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut} \cdot \sigma_a} \quad (38)$$

$$N_f = 2,10$$

Com o parafuso dimensionado de acordo pode-se estipular o torque de montagem utilizando a Equação 17, o valor de coeficiente de torque K é mostrado na Figura 26, onde o valor utilizado foi de 0,2.

$$T = K \cdot F_i \cdot d \quad (17)$$

$$T = 26,140 \text{ N.m}$$

Figura 26 – Coeficiente de torque

| Condição do parafuso de porca | K |
|---|----------|
| Não-metalizado (chapeado), acabamento negro | 0,30 |
| Chapeado de zinco (zincado) | 0,20 |
| Lubrificado | 0,18 |
| Chapeado de cádmio | 0,16 |
| Com Bowman antiagarramento | 0,12 |
| Com porcas Bowman de agarramento | 0,09 |

Fonte: Budynas e Nisbett (2005).

4.2.3 Esforço de frenagem

Ao realizar a frenagem o veículo tem um esforço gerado pela inércia aplicado diretamente no eixo dianteiro, fato este que faz uma situação de importante análise para a manga de eixo, além disto a pinça de freio está fixada por uma junta parafusada, a qual deve ser devidamente dimensionada para as exigências do veículo.

Para avaliar esta situação através das Equações 6 e 7 são feitas iterações de valor para Dx até que os valores obtidos sejam correspondentes, seguindo este método a maior desaceleração teórica pode ser avaliada e consequentemente o caso mais crítico de esforços aplicados a manga de eixo para frenagem.

$$W_f = \frac{c_a}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x \quad (6)$$

$$W_f = \frac{0,8519}{1,5623} \cdot 3384,5 + \frac{0,6347}{1,5623} \cdot \frac{3450}{9,81} \cdot 9,307$$

$$W_f = 3108,328 \text{ N}$$

O valor de W_f , carga dinâmica aplicada no eixo dianteiro, além de necessário para continuidade da avaliação em frenagem deve também ser aplicado na análise em MEF, considerando que seu valor deve ser dividido por dois, pois este valor é correspondente a carga aplicada no eixo.

$$D_x = \frac{W_f}{m} \quad (7)$$

$$D_x = \frac{3108,328}{345}$$

$$D_x = 9,0096$$

Após os valores coincidirem é possível obter a força de atrito gerada pela carga no eixo dianteiro e o atrito do pneu com o solo, esta é a carga transferida diretamente para a fixação da pinça de freio, sendo assim também é considerada na análise da manga de eixo. O valor pode ser obtido através da Equação 8, ressaltando que o resultado final deve ser dividido por dois, quantidade de rodas que estão sofrendo a aplicação da carga.

$$F_{xmf} = \mu \cdot W_f \quad (8)$$

$$F_{xmf} = 0,8 \cdot 3108,328$$

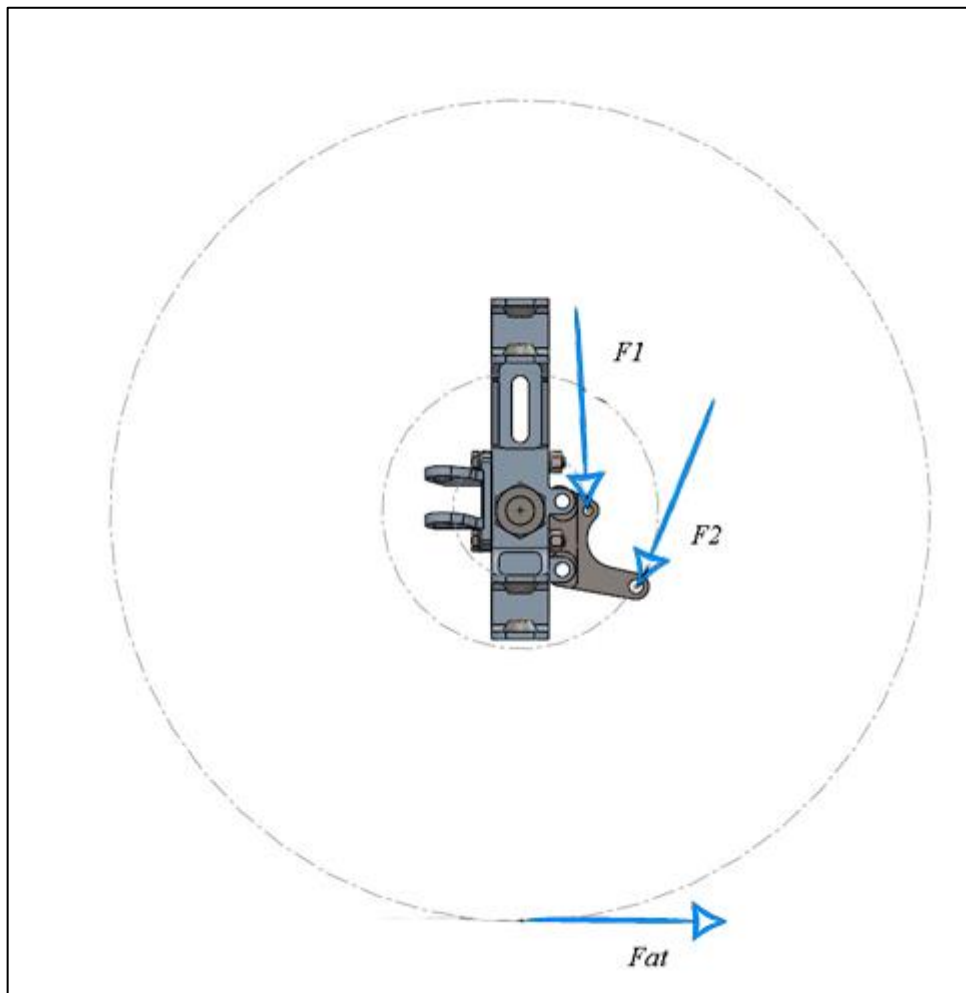
$$F_{xmf} = 2486,662 \text{ N}$$

4.2.3 Esforço de frenagem na junta parafusada

Como a peça onde está fixada a pinça de freio é aparafusada ao corpo central da manga de eixo, faz-se necessário avaliar os esforços através das equações para junta parafusada. Para esta situação a junta é submetida a esforço cisalhante apenas.

Como no primeiro caso analisado o primeiro passo é descobrir qual parafuso sofre o maior esforço. A Figura 27 representa a forma em que o esforço de frenagem foi transposto até as fixações da pinça de freio, onde F_{at} representa a força de atrito que o pneu tem com o solo, F_1 e F_2 representam as forças aplicadas nas fixações da pinça de freio.

Figura 27 – Forças na fixação da pinça de freio



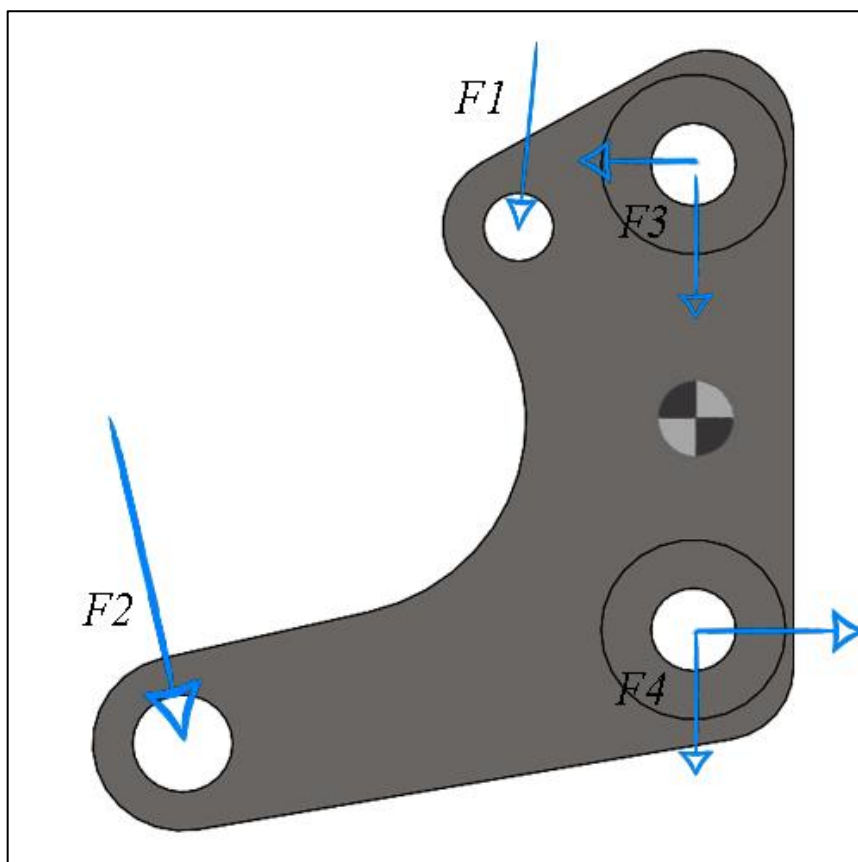
Fonte: O autor (2020).

Os esforços foram obtidos pela aplicação da carga F_{xmf} dividida para as duas rodas. Considerando o diâmetro do pneu de 575 mm, a aplicação do momento no centro da roda e a

consideração das distâncias das fixações chegou-se a um valor de F_1 e F_2 de 1457,245 N e 2972,15 N respectivamente.

Estas cargas são uteis para a avaliação em MEF, porém para análise da junta parafusada faz-se necessário transpor os esforços para a junção da peça a estrutura central da manga de eixo. Como na análise do sistema de direção deve-se seguir o mesmo procedimento de juntas parafusadas. A Figura 28 mostra o diagrama de forças utilizado para avaliação apenas do parafuso mais crítico.

Figura 28 – Diagrama de forças pinça de freio



Fonte: O autor (2020).

Os valores encontrados estão apresentados na Tabela 4, onde os sinais estão seguindo a orientação mostrada na Figura 28, percebe-se que o parafuso mais crítico é o da fixação F_4 portanto o desenvolvimento das contas de junta parafusada para a pinça de freio são baseados no valor de força total aplicada ao mesmo.

O Apêndice B apresenta os equacionamentos responsáveis pela obtenção dos valores listados.

Tabela 4 – Esforços nas fixações F_3 e F_4

| Fixação F_3 | Fixação F_4 |
|-----------------------|------------------------|
| F_{3x} (-3592,986N) | F_{4x} (+5212,554 N) |
| F_{3y} (-1973,10 N) | F_{4y} (-1973,10 N) |
| F_3 (4099,11 N) | F_4 (5573,49 N) |

Fonte: O autor (2020).

O parafuso selecionado para aplicação foi um M8 passo 1,25 mm classe 8.8 sem rosca parcial com 40 mm de comprimento, os valores de resistência mínima de prova, resistência ao escoamento e resistência última a tração é apresentada na Figura 25 (página 52).

Primeiramente verificou-se a área sob tensão do parafuso a partir da Equação 12, onde os valores encontrados para d_p e d_r foram respectivamente 6,466 mm e 7,188 mm.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_p + d_r}{2}\right)^2 \quad (12)$$

$$A_t = 36,306 \text{ mm}^2$$

Sabendo o valor de A_t pode-se calcular a tensão de pré-carga que será aplicada ao parafuso utilizando a Equação 16, considerando novamente 75% da resistência de prova do parafuso.

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_t \quad (16)$$

$$F_i = 16337,7 \text{ N}$$

Após é comparado o valor de força atrito entre as chapas da junta a qual deve impedir o deslizamento, fazendo assim com que o parafuso não sofra os esforços cisalhantes da aplicação. Utilizando os valores de 0,61 para o coeficiente de atrito μ conforme Anexo A e 16337,7 N para F_i .

$$F_{at} = F_i \cdot \mu$$

$$F_{at} = 9965,997 \text{ N}$$

Com o valor de força de atrito entre as chapas conhecido deve-se avaliar o coeficiente de segurança de deslizamento entre as chapas conforme mostrado abaixo.

$$N_s = \frac{F_{at}}{F_4}$$

$$N_s = 1,788$$

Como a junta não sofrerá deslizamento entre as chapas com um fator de segurança de 1,788, conclui-se que o parafuso está dimensionado de acordo pois é submetido apenas a tensão de pré-carga que é constante. Para possibilitar o processo de montagem é necessário a especificação do valor de torque que deve ser aplicado ao parafuso, obtido através da Equação 17, o valor de K de 0,2 foi obtido através da Figura 26 (página 58).

$$T = K \cdot F_i \cdot d \tag{17}$$

$$T = 26,14 \text{ Nm}$$

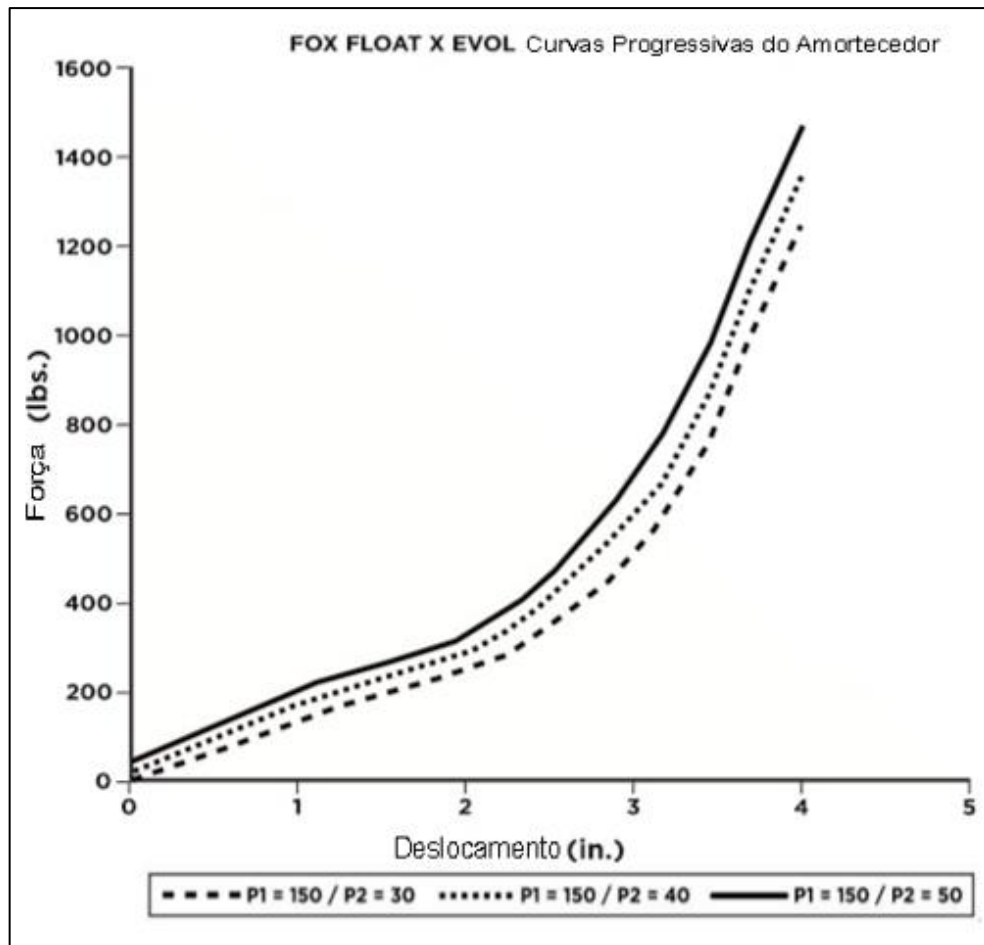
4.2.4 Esforços de deslocamento da suspensão

Os esforços gerados pelo deslocamento da suspensão são diversos e complexos de serem avaliados em todas variações. Por meio do manual do fornecedor utilizou-se dados de força do sistema de suspensão utilizados no ano de 2018, modelo Float 3 Evol R fornecido pela empresa Fox e considerou-se a regulagem onde são encontrados os maiores valores de força possíveis para este modelo.

Apesar de não ter sido o sistema utilizado no ano de 2019 a manga de eixo do modelo antigo foi usada nos anos de 2018 e 2019, portanto esta situação de análise é possível de ser considerada.

A Figura 29 apresenta os esforços para uma configuração do sistema Float 3 onde a utilização de 150 psi na câmara principal e 50 psi na câmara secundária do amortecedor garante a curva com os maiores esforços gerados pelo deslocamento do sistema, sabendo que o mesmo apresenta diversas regulagens de pressão.

Figura 29 – Curvas de deslocamento versus força Fox Float 3



Fonte: Fox [201-?]

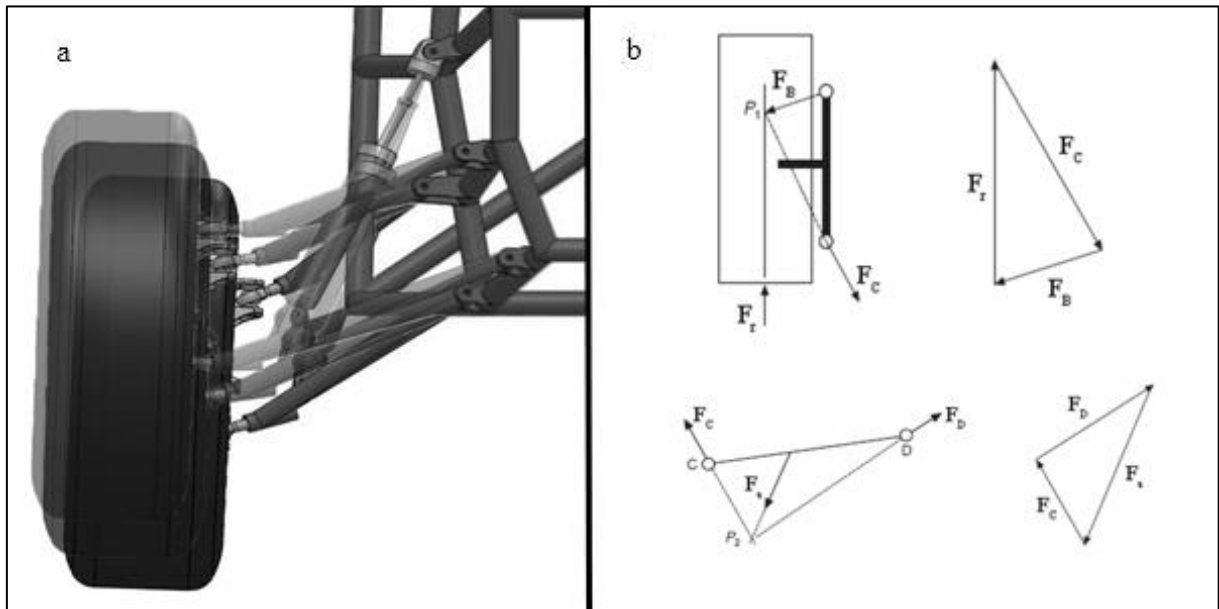
Para se chegar ao valor da força aplicada verticalmente a roda utilizou-se o método apresentado na Figura 7 (página 23), onde por meio da utilização do *software* SolidWorks desenhou-se o modelo 3D em algumas posições conforme Figura 30, onde (a) apresenta as três posições utilizadas na análise, já (b) apresenta os triângulos de forças propostos por Happian-Smith, método que permite a obtenção de valores sem a utilização de equações.

Sabendo que o valor da força do amortecedor é conhecida e o sistema no instante avaliado está em equilíbrio, pode-se por meio do método gráfico transpor a carga do amortecedor até a força vertical aplicada a roda, sabendo que segundo este método o sentido de atuação das cargas nos pontos de fixação deve ir de encontro a um ponto onde todos esforços se cruzam, não considerando sua direção.

Os pontos são mostrados na figura como P_1 e P_2 , posteriormente deve-se desenhar um triângulo com suas linhas paralelas a cada esforço correspondente, como o valor de uma carga

é conhecido e as grandezas são diretamente proporcionais, logo o valor de todas cargas é definido.

Figura 30 – a) Posições do sistema de suspensão, b) Esforços reativos aplicados no sistema



Fonte: a) O autor (2020), b) Adaptado de Happian-Smith (2002).

Os valores de F_b , F_c , F_d são esforços de reação gerados no sistema apresentado na Figura 7, já o valor de F_d é a força do amortecedor e F_r é a força na roda, a Tabela 5 mostra os valores obtidos para as 3 posições avaliadas e o seu respectivo deslocamento do amortecedor.

Tabela 5 – Forças do sistema de suspensão

| Deslocamento | Força amortecedor (F_d) | Força na roda (F_r) |
|--------------|-----------------------------|-------------------------|
| 50mm | 1588N | 858,1N |
| 75mm | 3175N | 1624,7N |
| 100mm | 6713N | 3387,7N |

Fonte: O autor (2020).

4.3 ANÁLISES PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Como os componentes da manga de eixo apresentam geometrias complexas, a análise pelo método dos elementos finitos através do programa Ansys facilita o processo de dimensionamento.

Inicialmente para que as análises apresentem resultados coerentes deve-se escolher uma malha adequada e realizar a convergência de tensões, região onde adicionar um número maior de nós não apresenta alterações significativas no resultado de tensão das análises.

Para realização deste procedimento todas situações foram avaliadas, os tamanhos de malha utilizados foram padronizados para todas situações, visto que o objetivo de convergência foi obtido.

A malha utilizada durante a realização das análises foi a de elementos sólidos tetraédricos parabólicos, pois é a que proporciona um cálculo mais acurado das deformações internas ao elemento, e por consequência, das tensões.

Os dados utilizados para a convergência são apresentados na Tabela 6. Onde as regiões críticas selecionadas, foram os furos de fixações e regiões que apresentaram maiores valores de tensão. A Tabela 6 apresenta os valores de tensão e de número de nós do componente reprojeto na condição de compressão máxima da suspensão, de modo a mostrar um modelo de exemplo utilizado na convergência.

Tabela 6 – Dados para convergência de tensões da situação de compressão máxima da suspensão

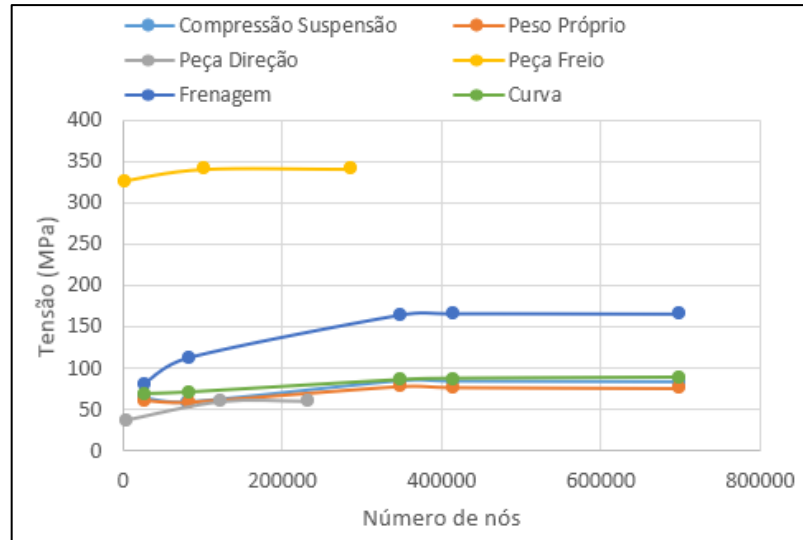
| Nº de nós | Tensão Máxima (MPa) | Tamanho mínimo de malha | Observações |
|-----------|---------------------|-------------------------|-----------------------------------|
| 27159 | 64,19 | 5mm | |
| 82203 | 59,28 | 3mm | |
| 348122 | 84,53 | 3mm | Refinamento 1 em regiões críticas |
| 413984 | 84,10 | 3mm | Refinamento 2 em regiões críticas |
| 698053 | 83,29 | 1,5mm | Refinamento 1 em regiões críticas |

Fonte: O autor (2020).

A Figura 31 mostra a curva gerada pelos parâmetros utilizados para a realização da convergência, verifica-se que todas as curvas relacionadas ao componente central da peça proposta apresentam um comportamento similar, pois o número de elementos gerados no componente é capaz de representar de forma ótima as tensões em todas regiões da peça.

O Apêndice C apresenta as malhas obtidas para os componentes, as quais foram utilizadas nas análises das situações avaliadas.

Figura 31 – Curva de convergência de tensões da manga de eixo proposta

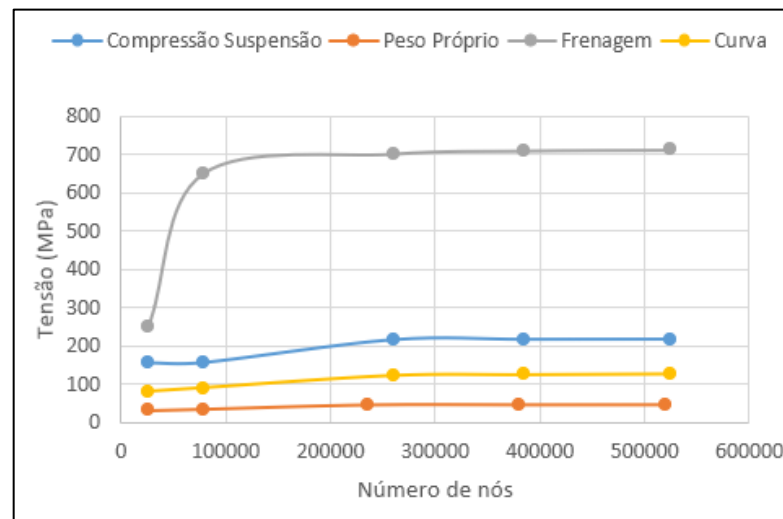


Fonte: O autor (2020).

Assim como o componente proposto foi submetido ao método de convergência de tensões, a peça original também passou pelo mesmo processo. Sabendo que os valores de tensão obtidos através das análises servirão como valores de referência para a aprovação do componente proposto.

A Figura 32 apresenta as curvas de convergência para as situações avaliadas.

Figura 32 – Curva de convergência de tensões da manga de eixo original



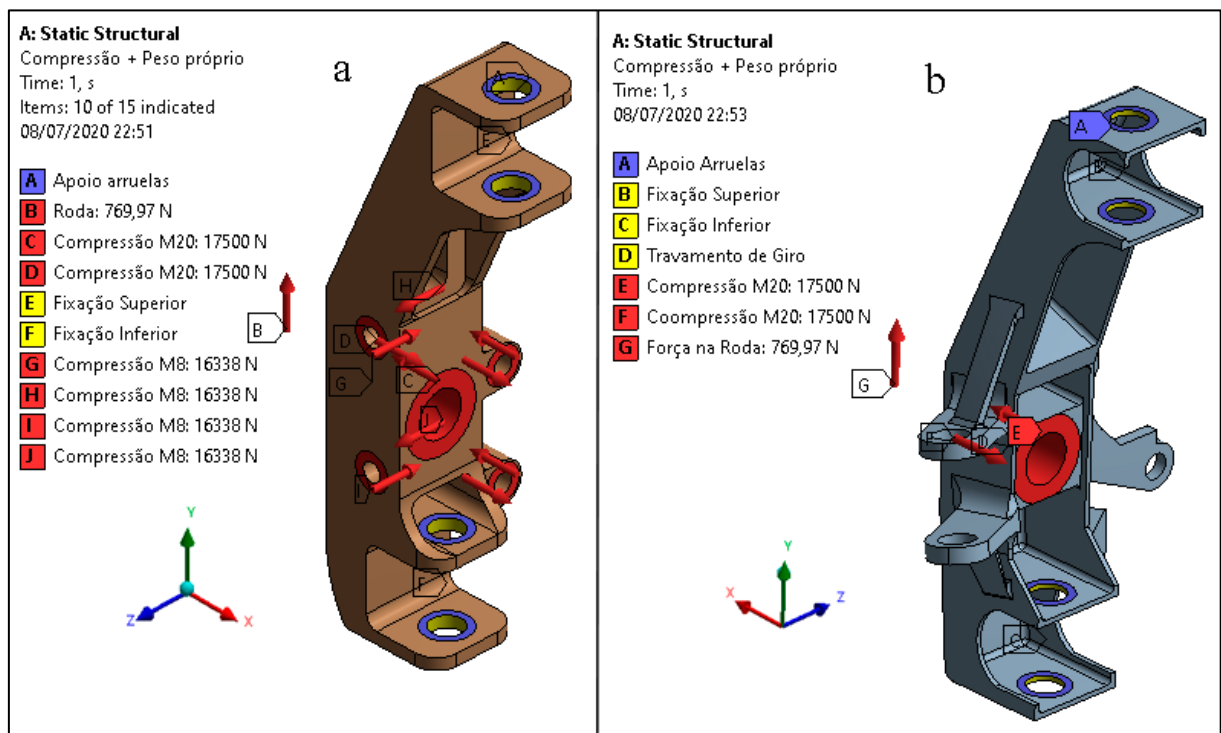
Fonte: O autor (2020).

Para as análises individuais das situações foram inseridas as condições de contorno responsáveis por representar as forças compressivas das fixações dos parafusos, as fixações das

juntas oscilantes que não permitem o deslocamento em x e z, e ainda, os apoios compressivos das arruelas que não permitem o deslocamento em y. Como as análises consistem na comparação do modelo já utilizado com o modelo reprojeto da manga de eixo este processo foi realizado para ambos os casos.

A Figura 33 apresenta as condições de contorno gerais para os dois componentes, a carga aplicada deslocada no centro de fixação representa a força transversal da roda, para este caso é equivalente ao peso próprio do veículo, situação da condição de tensão padrão.

Figura 33 – Condições de contorno peso próprio a) componente proposto b) componente original



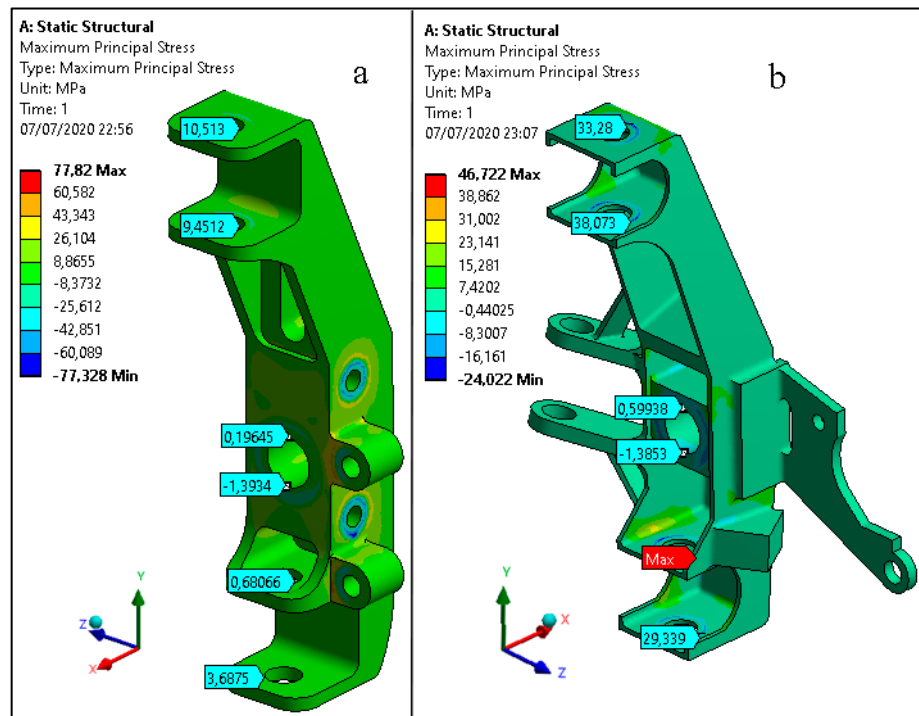
Fonte: O autor (2020).

A Figura 34 apresenta as tensões resultantes das condições de contorno da Figura 33, percebe-se que a peça reprojeto apresenta um maior valor de tensão equivalente, porém este valor é derivado das forças compressivas dos parafusos.

As cargas compressivas não são impactantes para a vida em fadiga do componente, se o mesmo resistir o processo de montagem, a peça tende a não ter propagação de trincas nas regiões onde há carga compressiva.

Nas demais regiões observa-se na Figura 34 que a peça atual apresenta valores inferiores de tensão, o que se espera para uma peça com espessuras e dimensões mais elevadas em algumas regiões.

Figura 34 – Tensões da condição de peso próprio a) componente proposto b) componente original



Fonte: O autor (2020).

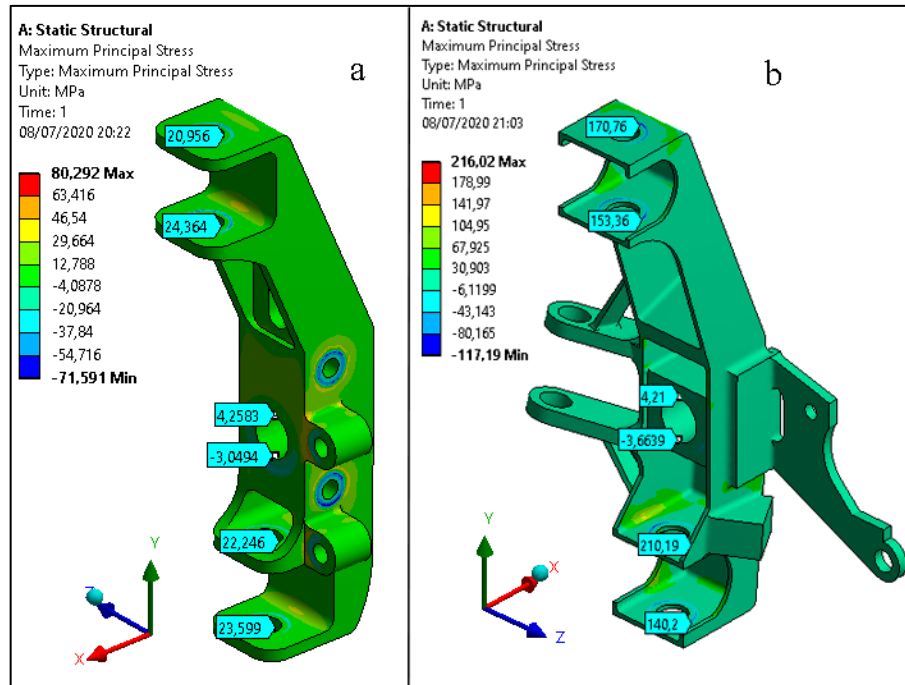
Com as tensões provenientes da força do peso próprio do veículo definidas se faz necessário obter os valores que serão comparados com estes, gerando assim as tensões alternantes e médias, valores necessários para a avaliação em fadiga.

A Figura 35 apresenta as tensões geradas para o esforço proveniente da compressão máxima do sistema de suspensão, as condições de contorno são iguais a Figura 33, apenas a força aplicada a roda do veículo tem seu valor alterado para 3387,7 N.

É possível perceber que os valores de tensão nas regiões de fixação superior e inferior apresentam uma grande variação do modelo reprojeto para o modelo já utilizado, porém a região de fixação do furo central apresenta valores de tensão similares.

Comparado ao caso da Figura 34 a tensão máxima não variou de forma igual para a peça reprojeto em relação ao componente original. O componente original apresenta uma variação de tensão maior que a peça reprojeto.

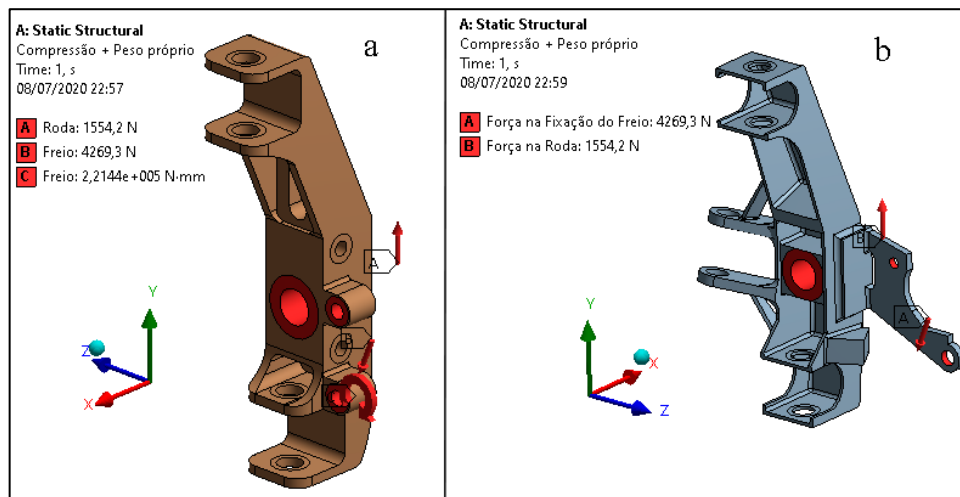
Figura 35 – Tensões condição de compressão da suspensão a) componente proposto b) componente original



Fonte: O autor (2020).

As condições de contorno adicionadas para a situação de frenagem são mostradas na Figura 36, além das condições já utilizadas foram inseridas as forças responsáveis por representar o esforço gerado pela pinça de freio.

Figura 36 – Condições de contorno situação de frenagem a) componente proposto b) componente original



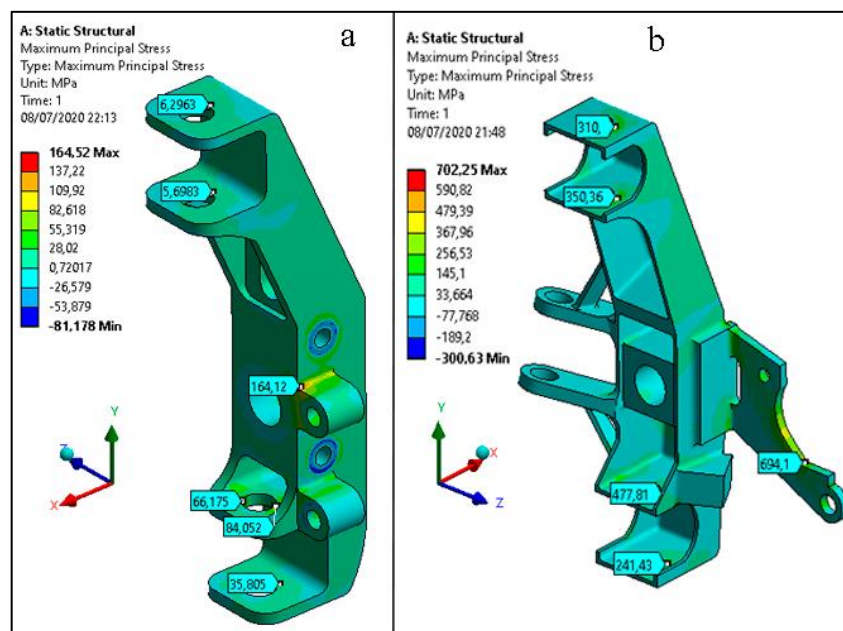
Fonte: O autor (2020).

A Figura 37 apresenta as tensões geradas pela situação de frenagem. Percebe-se que a peça reprojetada em sua estrutura central apresenta tensões baixas se comparada a peça já utilizada. Se considerar os valores apresentados para a manga de eixo usada durante as competições, a resposta é que ela deveria ter quebrado durante seu uso.

A mesma já foi utilizada durante duas competições e diversos testes, não apresentou falhas e nem sinais de propagações de trinca, isto indica que a situação teórica máxima de frenagem gera uma situação de sobrecarga na peça a qual não é condizente com a realidade.

O freio utilizado pela equipe não é capaz de gerar uma capacidade de frenagem responsável por gerar tais esforços.

Figura 37 – Tensões da condição de frenagem a) componente proposto b) componente original



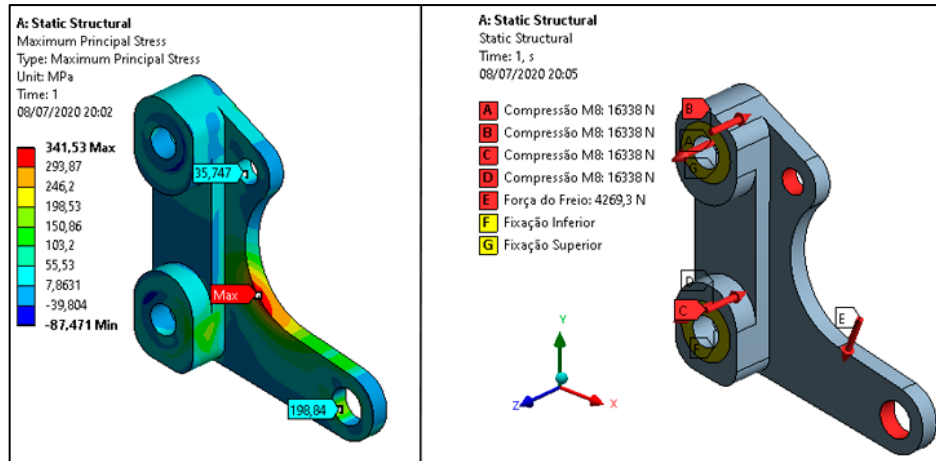
Fonte: O autor (2020).

Apesar do esforço elevado, a peça reprojetada é capaz de resistir a força em sua estrutura, visto que o teste foi realizado considerando sua confecção em alumínio 6061-T6. Porém avaliando a peça responsável por suportar a pinça de freio, a qual é fixada no corpo central, encontra-se valores elevados conforme apresentado na Figura 38.

A peça fixada ao corpo central não é composta pela liga de alumínio, mas sim do mesmo material da peça antiga, SAE 1020, portanto apresentando menores valores de tensão será capaz de resistir às aplicações pela qual a manga de eixo é imposta, considerando um esforço individual ou até mesmo esforços repetitivos que causam fadiga.

A Figura 38 apresenta as condições de contorno da peça de fixação da pinça de freio, assim como as tensões geradas por tal situação.

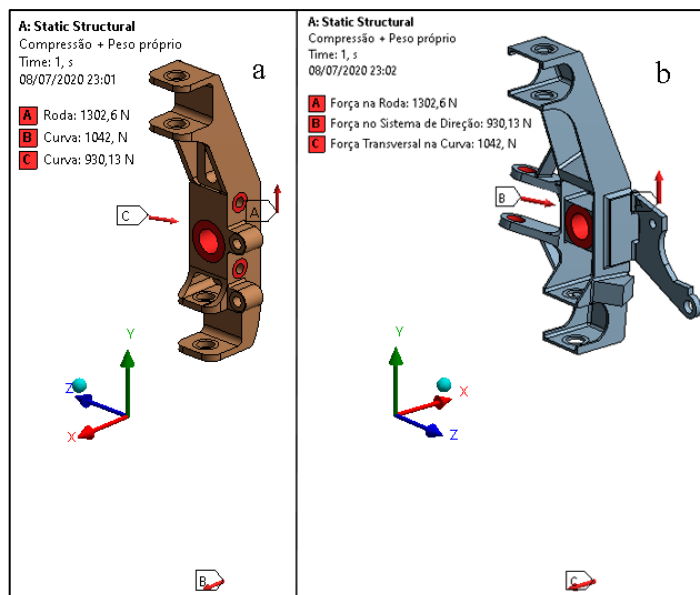
Figura 38 – Condições de contorno e tensões para peça de fixação do freio



Fonte: O autor (2020).

Para a situação de realização de curvas são adicionadas novas condições de contorno, conforme mostrado na Figura 39. Onde a força aplicada na roda teve somente seu valor alterado, foram adicionadas as forças correspondentes ao braço de direção, e ainda, a força de atrito lateral que faz com que seja possível com que o veículo realize uma curva.

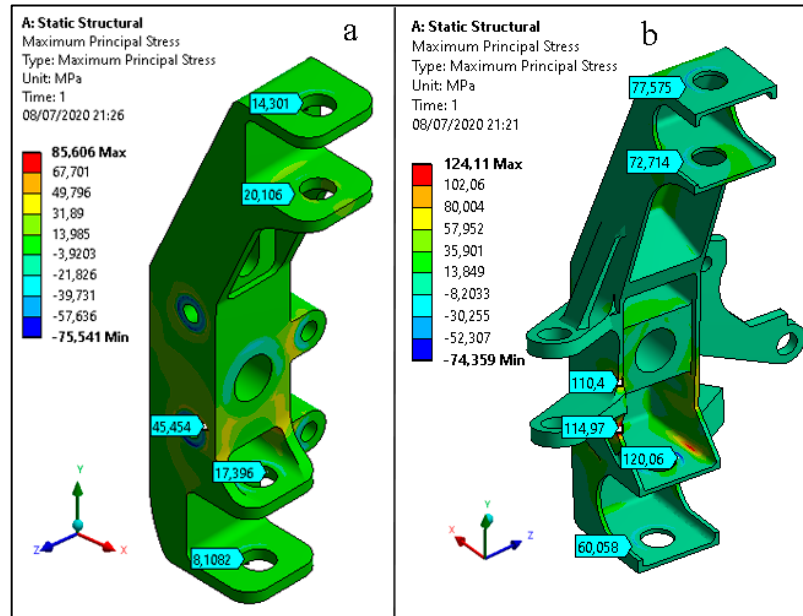
Figura 39 – Condições de contorno para situação de curva a) componente proposto b) componente original



Fonte: O autor (2020).

A Figura 40 mostra as tensões geradas pela situação da realização de uma curva com os parâmetros utilizados no respectivo equacionamento, percebe-se que novamente a peça reprojeta apresenta menores valores de tensão.

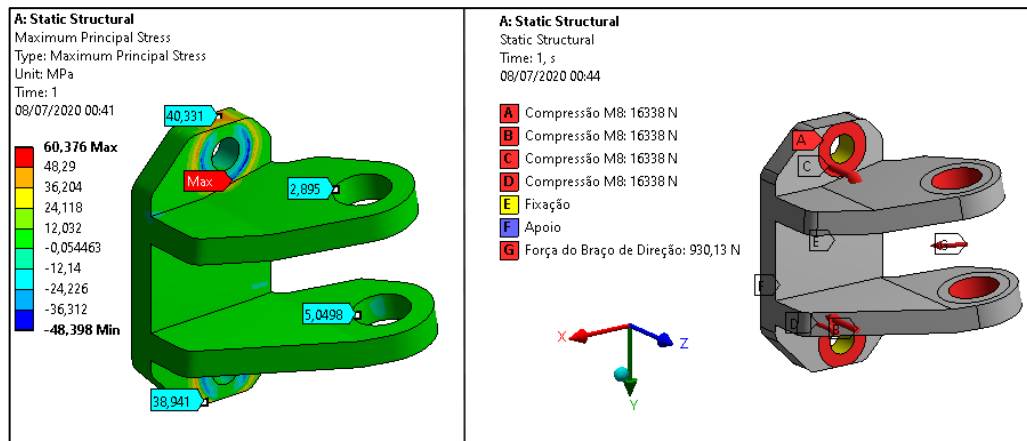
Figura 40 – Tensões da condição de realização de curva a) componente proposto b) componente original



Fonte: O autor (2020).

Assim como a fixação do freio a fixação do sistema de direção também é uma peça aparafusada à estrutura central, portanto também deve ser analisada, a Figura 41 mostra as condições de contorno utilizadas, e ainda, as tensões geradas para a situação.

Figura 41 – Condições de contorno e tensões para peça de fixação do sistema de direção



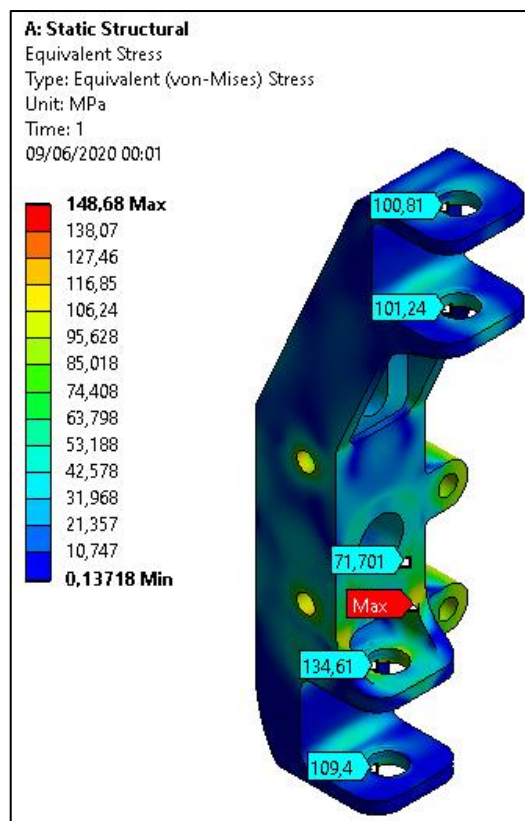
Fonte: O autor (2020).

4.3.1 Avaliação de impacto pelo método dos elementos finitos

Como o Baja está sujeito a situações de esforços de impacto, faz-se necessário avaliar o comportamento da peça para uma situação como esta. Para aplicar o impacto através do método dos elementos finitos pode-se analisar uma situação crítica onde a força do impacto é multiplicada por um fator de correção dinâmica, onde o pior caso apresenta uma multiplicação por dois, conforme visto na Figura 11 (página 33).

O caso avaliado para o Baja considerou os dois esforços com maior intensidade aplicados verticalmente e transversalmente a roda, sendo estes respectivamente 3387,7 N e 1677,4 N, o fator de amplificação para ambos foi de 2. A Figura 42 apresenta as tensões geradas pelos esforços de impacto.

Figura 42 – Tensões da condição de impacto



Fonte: O autor (2020).

4.4 FADIGA

Para avaliação das condições de fadiga utilizou-se o método analítico combinado com os valores de tensão fornecidos pelo método numérico. Para encontrar o ponto crítico para fadiga em ambas as peças, se analisou as diversas regiões da peça.

Foram feitas comparações com o critério de Goodman modificado e, para se chegar a um número de ciclos, o método SWT. O menor número de ciclos suportado pela peça na combinação das situações de aplicação caracterizou o ponto mais crítico da peça.

Para iniciar a avaliação em fadiga se faz necessário conhecer os valores de S_e correspondentes de cada material através da Equação 27.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (27)$$

Sabendo que os materiais escolhidos para os componentes reprojatados são a liga de alumínio 6061-T6 para a estrutura central e o componente de fixação do sistema de direção, SAE 1020 para a fixação da pinça de freio.

O componente já utilizado também foi avaliado na condição de fadiga de modo a se ter um parâmetro para comparação de resultados.

Sabendo que para liga de alumínio 6061-T6, considerando o número de ciclos N_c conforme a aplicação do componente projetado:

$$S'_e = \sigma'_f \cdot (2 \cdot N_c)^b = 383 \cdot (2 \cdot 2250000)^{-0,053} = 170 \text{ MPa}$$

- $k_a = 0,9862$ (fator de superfície considerando usinado);
- $k_c = 1$ (fator de tipo de carregamento considerando carregamento combinado);
- $k_d = 1$ (fator de temperatura considerando temperatura ambiente 20°C);
- $k_e = 0,814$ (fator de confiabilidade considerando uma confiabilidade de 99%);
- $k_f = 1$ (fator de efeitos diversos).
- $k_b = 1,2163$ (considerando a área de 95% da tensão máxima da estrutura central);
- $k_b = 0,8919$ (95% da tensão máxima para a fixação da direção);

Para o material SAE 1020:

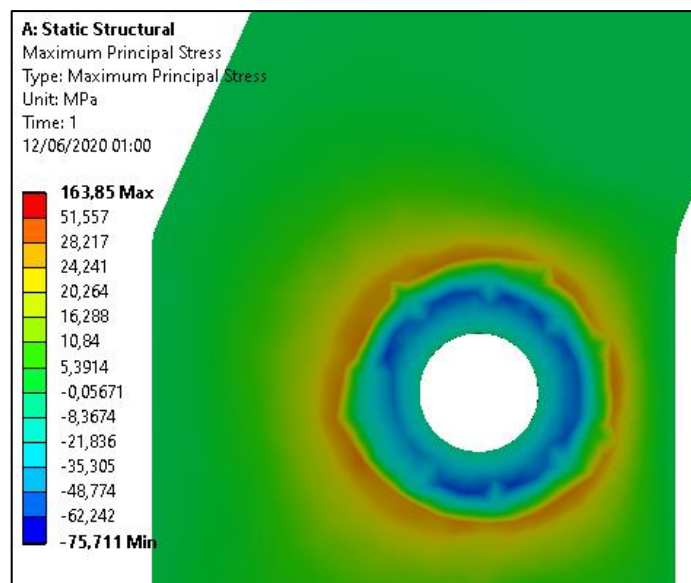
$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 211,68 \text{ MPa}$$

- $k_a = 0,9099$ (fator de superfície considerando laminado a frio ou usinado);
- $k_c = 1$ (fator de tipo de carregamento considerando carregamento combinado);
- $k_d = 1$ (fator de temperatura considerando temperatura ambiente 20°C);
- $k_e = 0,814$ (fator de confiabilidade considerando uma confiabilidade de 99%);
- $k_f = 1$ (fator de efeitos diversos).
- $k_b = 1,0508$ (considerando a área de 95% da tensão máxima da fixação da pinça de freio);
- $k_b = 1,22$ (considerando a área de 95% da tensão máxima do componente já utilizado);

Ressaltando que para as análises em fadiga utilizou-se o método de Goodman modificado, onde os resultados de fator de segurança da vida em fadiga permitem a comparação dos modelos projetados.

As regiões de fixação dos parafusos pré-tensionados apresentam a característica de que em sua região central são compostas por cargas compressivas, porém a região do perímetro externo da arruela apresenta cargas trativas, conforme mostrado na Figura 43, onde os valores negativos representam as cargas compressivas e os positivos as cargas trativas.

Figura 43 – Tensões máxima e mínima principais da fixação de um parafuso M8



Fonte: O autor (2020).

O Quadro 3 apresenta os dados de comparação do fator de segurança em fadiga pelo método de Goodman modificado para as diversas situações de aplicação aos quais a manga de eixo está sujeita.

Quadro 3 – Comparação do fator de segurança em fadiga

| Compressão máxima suspensão | | Curva | | Frenagem | |
|-----------------------------|---------------|-----------------------------|---------------|-----------------------------|---------------|
| Reprojeto | Modelo antigo | Reprojeto | Modelo antigo | Reprojeto | Modelo antigo |
| Estrut. central n = 4,25 | n = 1,69 | Estrut. central n = 3,31 | n = 1,54 | Estrut. central n = 1,49 | n = 0,446 |
| | | Fixação Direção n = 4,92 | | Fixação Pinça n = 0,69 | |

Fonte: O autor (2020).

Pode-se observar que os fatores de segurança são maiores para a peça reprojeta em todas as situações, para a situação de frenagem como o esforço teórico máximo de frenagem apresentou um valor não condizente com a realidade ambas as peças falhariam por fadiga.

Como a peça reprojeta apresenta dois componentes com material que não apresenta uma linearidade de vida infinita em fadiga deve-se analisar o dano acumulado para estes.

O método SWT pode proporcionar um número de ciclos até a falha para as diversas situações, sendo necessário estipular um número de ciclos a serem realizados para análise de dano acumulado.

A Equação 30, dependente da tensão máxima e amplitude de deformação fornece o número de ciclos até a falha. As demais variáveis tiveram os valores obtidos através do Anexo B.

$$\sigma_{max}\epsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma'_f\epsilon'_f(2N_f)^{b+c} \quad (30)$$

Para se estipular um número de ciclos utilizou-se os dados do trabalho de Yan (2011), onde o mesmo considerou a vida útil de um veículo Baja de 5 anos, considerando 26 enduros de 4 horas por ano, totalizando uma vida útil de 520 horas de uso em condições extremas.

Considerando um número de ciclos de 750000 para cada ação (curva, frenagem e deslocamento máximo da suspensão), chega-se a uma ação realizada a cada 0,832 segundos de uso. A Tabela 7 apresenta os dados obtidos pelos parâmetros estipulados.

Tabela 7 – Resultados cálculo de dano acumulado

| Condição | σ_{max} (MPa) | ϵ_a | Ciclos até falha | Dano |
|-----------|----------------------|--------------|------------------|----------|
| Suspensão | 58,72 | 0,00078 | 2,64E15 | 2,84E-10 |
| Curva | 40,43 | 0,00049 | 7,18E18 | 1,04E-13 |
| Frenagem | 164,52 | 0,00224 | 7765503 | 9,66E-2 |

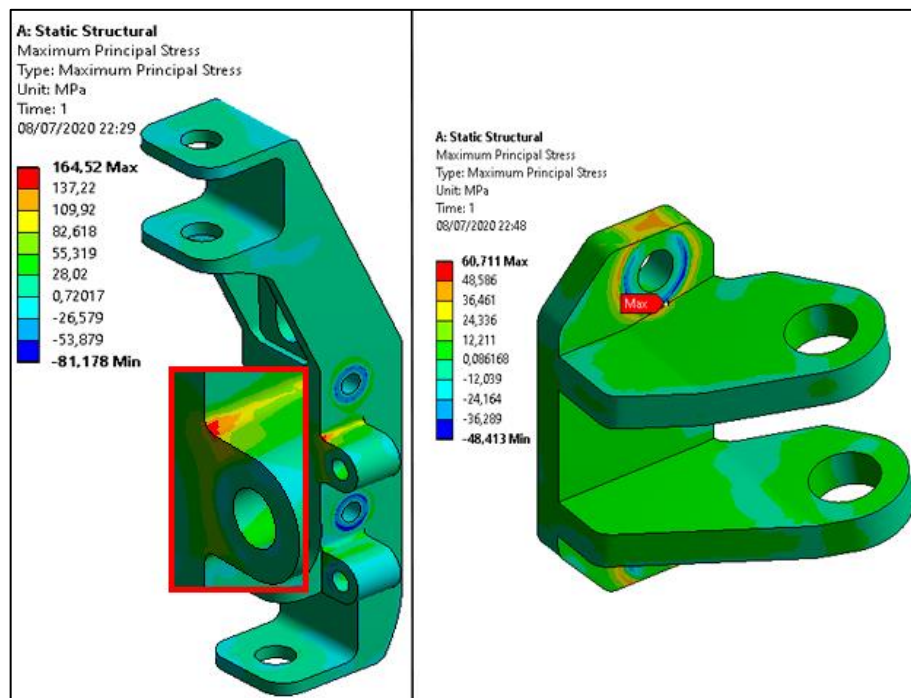
Fonte: O autor (2020).

O dano total causado a região avaliada da peça é de 0,097, como o valor é inferior a unidade a peça suporta o número de ciclos estipulado para vida de 520 horas.

Como a peça de fixação do sistema de direção sofre esforço em apenas uma situação avaliada, o dano causado é somente para esta, onde a máxima tensão encontrada é 60,38 MPa a amplitude de deformação é de 0,0008 mm resultando em 2,29E15 ciclos até o rompimento, valor superior aos 750000 ciclos estipulados.

A Figura 44 apresenta os pontos críticos para a fadiga na estrutura central e na peça de fixação do sistema de direção.

Figura 44 – Regiões críticas para a vida em fadiga



Fonte: O autor (2020).

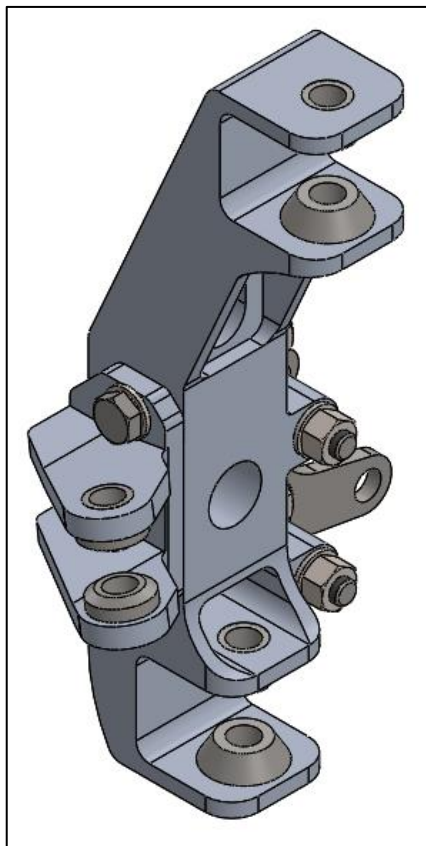
4.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS DE PROJETO

O reprojeto da manga de eixo apresentou uma redução de massa por volta de 30% atendendo a especificação de projeto, a massa final do conjunto é de aproximadamente 970 gramas. O custo de produção não pode ser avaliado devido a não manufatura da peça durante o período de realização deste trabalho, a peça foi integrada por 3 componentes principais separados.

O corpo central foi constituído por uma peça única usinada de alumínio 6061-T6, a fixação do sistema de direção também é constituída pela mesma liga de alumínio fabricada pelo processo de usinagem, já a fixação da pinça de freio é de SAE 1020 apresentando como processo final de manufatura a usinagem.

Apresentou a possibilidade da substituição dos componentes de fixação do freio e do sistema de direção, visto que os mesmos são fixados através de parafusos, a precisão final das peças também não pode ser avaliada. A montagem da manga de eixo reprojeta é mostrada na Figura 45.

Figura 45 – Manga de eixo reprojeta



Fonte: O autor (2020).

5 CONCLUSÃO

O reprojeto da manga de eixo desenvolvido neste trabalho mostrou-se exitoso, visto que a mesma mostrou valores de tensão menores do que o modelo já utilizado, os fatores de segurança em fadiga encontrados apresentaram-se mais elevados, e ainda, atenderam os ciclos estipulados para o critério de dano acumulado.

Além de mostrar-se mais resistente mecanicamente apresentou uma redução de massa de 30%, a qual foi proveniente da alteração do material utilizado. Entretanto, seu processo produtivo ficou mais caro, visto que a liga de alumínio tem um custo maior que o material SAE 1020, e ainda, o processo de fabricação do componente reprojetoado é mais caro que o da manga de eixo original.

Ao avaliar a situação de frenagem percebeu-se que a fórmula de esforço teórico máximo apresenta características conservativas para ser aplicada no desenvolvimento de um componente relacionado com tal esforço.

Esta sobrecarga teórica impactou negativamente na avaliação de durabilidade da peça, para se chegar a uma maior confiabilidade do resultado, faz-se necessário a conciliação de métodos que sejam capazes de mensurar esforços aplicados ao componente de maneira mais exata.

Verificou-se também que a utilização apenas das fórmulas teóricas não gera uma condição para levar o projeto da peça ao limite, condição onde o balanço entre desempenho e confiabilidade seria o máximo, visto que os dados teóricos podem apresentar variações com a condição real de uso.

Portanto, de modo geral o componente reprojetoado atingiu o objetivo principal de redução de peso, e ainda, proporcionou a solução de um problema encontrado pela equipe, a possibilidade de troca da posição de fixação do sistema de direção.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- a) Desenvolvimento de um teste controlado para validação prática das análises teóricas da manga de eixo;
- b) Realização de otimização topológica da estrutura da manga de eixo;
- c) Avaliar outras possibilidades de materiais ou processos produtivos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES DINIZ, P. **Projeto de um conjunto de mangas de eixo Para um veículo Fórmula SAE**. 2017 Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília. Brasília, 2017.

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A Base da tecnologia CAE/Análise dinâmica**. 1 ed. São Paulo: Érica, 2005.

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2010.

BOSCH, R. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7 ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

COLLINS, J. A; BUSBY, H.R.; STAAB, G. H. **Mechanical design of machine elements and machines: A failure prevention perspective**. 1 ed, Estados Unidos: John Wiley & Sons, 2002.

COSTA, P.G: **A bíblia do carro**. 2002. Disponível em: http://www.riogrande4x4.com.br/attachments/767_Biblia_do_carro.PDF. Acesso em 14 setembro de 2019.

CRUZ, S.I. **Dimensionamento e Otimização de Uma Manga de Eixo Dianteira para o Projeto Baja SAE**. 2016 Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Faculdade Horizontina. Horizontina, 2016.

DA ROSA, E. **Análise de resistência mecânica**. Santa Catarina: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

DOWLING, N. E. **Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue**. Blacksburg, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2004.

DOWLING, N. E. **Mechanical behavior of materials: Engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. 4th ed. England: Pearson Education Limited, 2013.

FOX. **Float 3 Evol R factory series owners manual**. [201-?].

GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Estados Unidos: Society of Automotive Engineers, 1992.

HAPPIAN-SMITH, J. **An Introduction to Modern Vehicle Design**. Woburn: Butterworth-Heinemann, 2002.

HARSHA J. S. et al. **Design and Manufacturing of Knuckle for an Electric All-Terrain Vehicle**. Imperial Journal of Interdisciplinary Research, v. 2, n.6, 2016.

HEISLER, H. **Advanced Vehicle Technology**. 2 ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002.

KLAVA, B. **Desenvolvimento das Etapas de Análise e Otimização Estrutural de uma Manga de Eixo**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2003.

KUBIAK, Luiz T. S. **Desenvolvimento do sistema de suspensão de um veículo off road baja SAE**. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade de Caxias do Sul, 2018.

MATWEB. **MatWeb-Material property data**. Disponível em: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=333b3a557aeb49b2b17266558e5d0dc0&ckck=1>. Acesso em 11 de novembro de 2019.

MAYRINK, F. L.; DICKMAN, A. G. **Um aparato simples para determinação do coeficiente de atrito estático entre duas superfícies**. SNEF, Vitória, 2009.

NICOLAZZI, L. C.; DA ROSA, E.; LEAL, L. C. M. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2 ed. Pittsburgh: SAE – Society of Automotive Engineers, 2002.

REZENDE, J. C. C.; **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia), Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

RIBEIRO, A. S. et al. **Comportamento elastoplástico cíclico e à fadiga da liga de alumínio 6061-T651**. Revista Iberoamericana de Ingenieria Mecânica, v.11, n.2, 2007.

SAE BRASIL. Society of Automotive Engineers. **Institucional**. Disponível em <http://portal.saebrasil.org.br/Imprensa/Institucional/Post/932/SAE-BRASIL-promove-o-avan%C3%A7o-da-Tecnologia-da-Mobilidade>. Acesso em 25 de agosto de 2019.

SANTAROSA, W.: **Dimensionamento e análise dos componentes do sistema de direção de um veículo SAE Baja**. 2019 Trabalho de Conclusão de Curso I, (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul. Bento Gonçalves, 2019.

SHANKAR, S.; VIJAVARANGAN, S., **Mono Composite Leaf Spring for Light Weight Vehicle Design, End joints, Analysis and Testing**. ISSN 1392 Material Science, v.12, n.3, 2006.

YAN, L.T.W. **Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de componentes do veículo Baja SAE submetidos a esforços de fadiga**. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, 2011.

APÊNDICE A – CÁLCULOS ESFORÇOS FIXAÇÕES DA JUNTA DO SISTEMA DE DIREÇÃO

Para o cisalhamento nos parafusos:

Forças no centro de movimento relativo

$$F_{x6'} = F_{x7'} = \frac{F_{5x}}{n} = \frac{(F_5 \cdot \cos(11,3^\circ))}{2} = 456,084 \text{ N}$$

$$F_{y6'} = F_{y7'} = \frac{F_{5y}}{n} = \frac{(F_5 \cdot \sin(11,3^\circ))}{2} = 91,134 \text{ N}$$

Momento aplicado no centro de movimento relativo

$$\sum MCR=0$$

$$F_{5x} \cdot 3,42 - F_{5y} \cdot 25,37 + F_{x6''} \cdot 27,5 + F_{x7''} \cdot 27,5 = 0$$

Como:

$$R_{x6''} \cdot 27,5 = R_{x7''} \cdot 27,5$$

$$F_{5x} \cdot 3,42 - F_{5y} \cdot 25,37 + F_{x6''} \cdot 27,5 + F_{x6''} \cdot 27,5 = 0$$

$$F_{x6''} = F_{x7''} = 27,355$$

$$R_{x6} = R_{x6'} - R_{x6''}$$

$$R_{x6} = 428,729 \text{ N}$$

$$R_{x7} = R_{x7'} + R_{x7''}$$

$$R_{x7} = 483,439 \text{ N}$$

Para a carga de tração nos parafusos:

Momento aplicado em y considerando face final direita como apoio

$$\sum M_y = 0$$

$$930,2 \cdot \cos(51,79^\circ) \cdot \cos(11,3^\circ) \cdot 0,03473 - F_{T6'} \cdot 0,0135 - F_{T7'} \cdot 0,0135 = 0$$

$$F_{T6'} = F_{T7'} = 725,75 \text{ N}$$

Momento aplicado em x considerando face final superior como apoio

$$\sum M_x = 0$$

$$930,2 \cdot \cos(51,79^\circ) \cdot \sin(11,3^\circ) \cdot 0,03473 - F_{T6''} \cdot 0,0075 - F_{T7''} \cdot 0,0625 = 0$$

Sabendo que:

$$\frac{F_{T6''}}{0,0075} = \frac{F_{T7''}}{0,0625}$$

$$930,2 \cdot \cos(51,79^\circ) \cdot \sin(11,3^\circ) \cdot 0,03473 - F_{T6''} \cdot 0,0075 - 8,33 \cdot F_{T6''} \cdot 0,0625 = 0$$

$$F_{T6''} = 7,414 \text{ N}$$

$$F_{T7''} = 61,78 \text{ N}$$

Considerando que ainda há a carga de tração normal aplicada aos dois parafusos têm-se:

$$F_{T6'''} = F_{T7'''} = 358,367 \text{ N}$$

$$F_{T6} = F_{T6'} + F_{T6''} + F_{T6'''} = 1091,531 \text{ N}$$

$$F_{T7} = F_{T7'} + F_{T7''} + F_{T7'''} = 1145,897 \text{ N}$$

APÊNDICE B – CÁLCULOS ESFORÇOS FIXAÇÕES DA JUNTA DO SISTEMA DE FREIO

Para cisalhamento nos parafusos:

Forças no centro de movimento relativo

$$F_{1y} = 1457,245 \cdot \cos(0,19^\circ) = -1457,237 \text{ N} \quad F_{1x} = 1457,245 \cdot \sin(0,19^\circ) = -4,832 \text{ N}$$

$$F_{2y} = 2972,15 \cdot \cos(33,13^\circ) = -2488,97 \text{ N} \quad F_{2x} = 2972,15 \cdot \sin(33,13^\circ) = +1624,40 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = -3946,207 \text{ N} \quad F_{Cx} = 1619,568 \text{ N}$$

$$F_{x3'} = F_{x4'} = \frac{F_{Cx}}{n} = \frac{1619,568}{2} = 809,784 \text{ N}$$

$$F_{y3'} = F_{y4'} = \frac{F_{Cy}}{n} = \frac{3946,207}{2} = 1973,10 \text{ N}$$

Momento aplicado no centro de movimento relativo

$$\sum MCR=0$$

$$F_1 \cdot \cos(44,77^\circ) \cdot 0,02475 + F_2 \cdot \cos(1,74^\circ) \cdot 0,06237 - F_{x3''} \cdot 0,02395 - F_{x4''} \cdot 0,02395 = 0$$

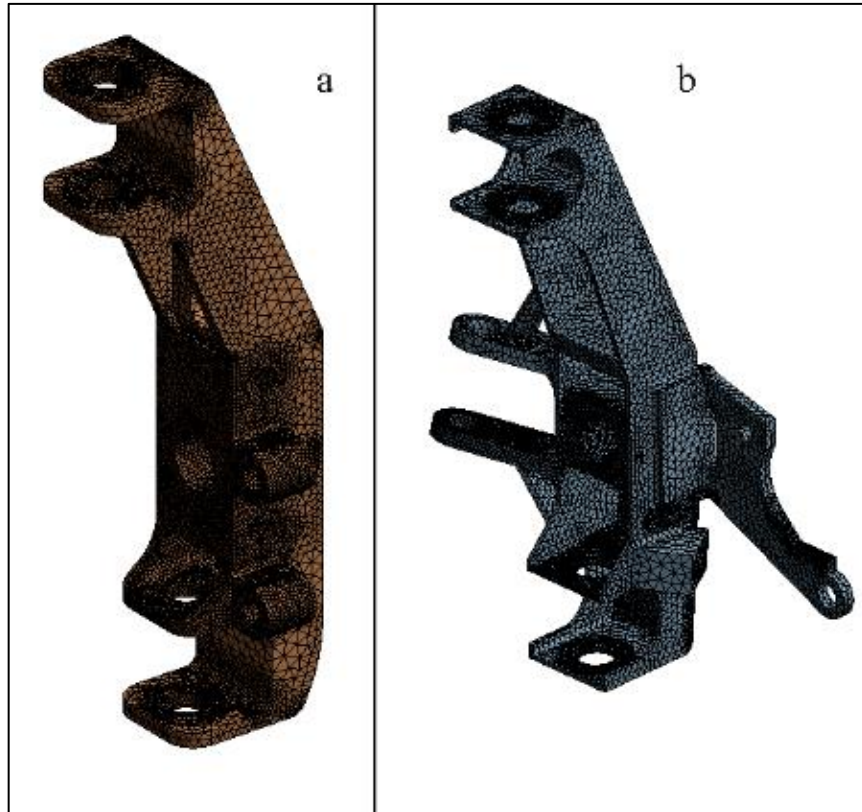
$$F_{x3''} = F_{x4''} = 4402,77 \text{ N}$$

$$F_{x3} = +F_{x3'} - F_{x3''} = -3592,986 \text{ N}$$

$$F_{x4} = +F_{x4'} + F_{x4''} = +5212,554 \text{ N}$$

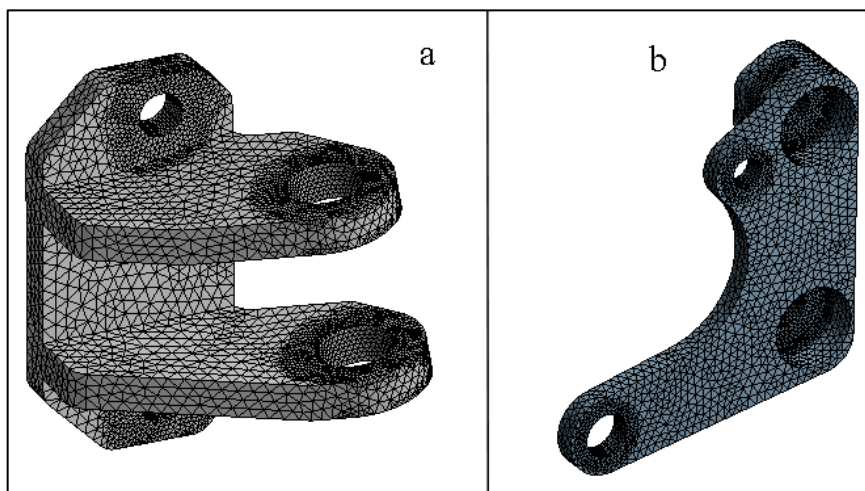
APÊNDICE C – MALHAS UTILIZADAS NAS ANÁLISES E TEMPOS DE ANÁLISE

Figura 46 - Malha gerada a) componente proposto b) componente original



Fonte: O autor (2020).

Figura 47 - Malha gerada a) fixação da direção b) fixação do freio



Fonte: O autor (2020).

ANEXO A – COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE MATERIAIS

Tabela 8 – Coeficiente de atrito entre materiais

| Coeficiente de Atrito Estático | μ_e |
|---------------------------------------|---------------------------|
| AÇO SOBRE AÇO | 0,74 |
| ALUMÍNIO SOBRE AÇO | 0,61 |
| COBRE SOBRE AÇO | 0,53 |
| BORRACHA SOBRE CONCRETO | 1,0 |
| MADEIRA SOBRE MADEIRA | 0,50 |
| VIDRO SOBRE VIDRO | 0,94 |
| METAL SOBRE METAL (lubrificado) | 0,15 |
| GELO SOBRE GELO | 0,10 |
| TEFLON SOBRE TEFLON | 0,040 |

Fonte: Mayrink e Dickman (2009).

Tabela 9 – Coeficiente de atrito entre materiais

| Coeficiente de Atrito Estático | μ_e |
|---------------------------------------|---------------------------|
| Madeira e Alumínio | 0,38 |
| Madeira e ferro | 0,23 |
| Acrílico e Acrílico | 0,23 |
| Acrílico e Vidro (espelho) | 0,28 |
| Alumínio e Alumínio | 0,34 |
| Espelho e Espelho | 0,21 |
| Madeira e Acrílico | 0,36 |
| Vidro e Alumínio | 0,25 |

Fonte: Mayrink e Dickman (2009).

ANEXO B – TABELAS DE PROPRIEDADES CÍCLICAS DOS MATERIAIS

Tabela 10 – Propriedades cíclicas SAE 1020

| Grade | Brinell hardness, HB | MPa | ksi | MPa | ksi | Fatigue strength component (b) | Fatigue ductility coefficient | Fatigue ductility exponent (c) |
|----------|----------------------|------|-------|------|-------|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| 1006 | 85 | 813 | 118 | 756 | 109,6 | -0,13 | 1,22 | -0,67 |
| 1018 | 106 | 1259 | 182,6 | 782 | 113,4 | -0,11 | 0,19 | -0,41 |
| 1020 | 108 | 1206 | 175 | 850 | 123,2 | -0,12 | 0,44 | -0,51 |
| 1030 | 128 | 1545 | 224 | 902 | 130,8 | -0,12 | 0,17 | -0,42 |
| 1035 | --- | 1185 | 172 | 906 | 131,4 | -0,11 | 0,33 | -0,47 |
| 1045 | --- | 1402 | 203,3 | 1099 | 159,4 | -0,11 | 0,52 | -0,54 |
| 1045 | 390 | 1492 | 216,4 | 1408 | 204,2 | -0,07 | 1,51 | -0,85 |
| 1045 | 450 | 1874 | 271,8 | 1686 | 244,5 | -0,06 | 0,97 | -0,83 |
| 1045 | 500 | 2636 | 382,3 | 2165 | 314 | -0,08 | 0,22 | -0,66 |
| 1045 | 595 | 3498 | 507,3 | 3047 | 441,9 | -0,10 | 0,13 | -0,79 |
| 4142 | 380 | 2259 | 327,6 | 1820 | 264 | -0,08 | 0,65 | -0,76 |
| 4142 | 450 | 2359 | 342,1 | 2017 | 292,5 | -0,08 | 0,85 | -0,90 |
| 4142 | 670 | 3484 | 505,3 | 2727 | 395,5 | -0,08 | 0,06 | -1,47 |
| 4340 | 242 | 1384 | 200,7 | 1232 | 178,7 | -0,10 | 0,53 | -0,56 |
| 4340 | 409 | 1950 | 283 | 1898 | 275,3 | -0,09 | 0,67 | -0,64 |
| SAE 950X | --- | 796 | 115,4 | 800 | 116 | -0,10 | 1,23 | -0,62 |
| SAE 960X | --- | 969 | 140,5 | 895 | 130 | -0,09 | 0,46 | -0,65 |
| SAE 980X | --- | 1135 | 164,6 | 1146 | 166,2 | -0,09 | 1,1 | -0,72 |

QT quenched and tempered.

Fonte: Ribeiro et al. (2007).

Tabela 11 – Propriedades cíclicas Al 6061-T6

| Parâmetros | Al 6061 – T651 | Al 6061 – T6 (Chung <i>et al</i> , 1988) |
|--------------------------------|----------------|---|
| n' | 0.057 | 0.089 |
| $n' = b/c$ | 0.059 | 0.084 |
| c [-] | -0.775 | -0.628 |
| $c = -1/(1+5n')$ [-] | -0.779 | -0.692 |
| ϵ_f | - | 1.335 |
| ϵ'_f | 0.868 | 0.207 |
| $\epsilon'_f = 0.35\epsilon_f$ | - | 0.467 |
| b [-] | -0.045 | -0.053 |
| $b = -n'/(1+5n')$ [-] | -0.044 | -0.062 |
| σ'_f [MPa] | 394 | 383 |
| K' [MPa] | 393.4 | - |

Fonte: Ribeiro et al. (2007).