



FACULDADE HORIZONTINA

SAMUEL IGOR JABLONSKI CRUZ

**DIMENSIONAMENTO E OTIMIZAÇÃO DE UMA MANGA DE EIXO
DIANTEIRA PARA O PROJETO BAJA SAE**

HORIZONTINA-RS

2016

FACULDADE HORIZONTALINA
Curso de Engenharia Mecânica

SAMUEL IGOR JABLONSKI CRUZ

**DIMENSIONAMENTO E OTIMIZAÇÃO DE UMA MANGA DE EIXO
DIANTEIRA PARA O PROJETO BAJA SAE**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontalina.

ORIENTADOR: Rafael Luciano Dalcin, Mestre.

HORIZONTALINA-RS

2016



**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

“Dimensionamento e otimização de uma manga de eixo dianteira para o projeto baja SAE”

Elaborada por:

Samuel Igor Jablonski Cruz

**Aprovado em: 28/11/2016
Pela Comissão Examinadora**

**Mestre. Rafael Luciano Dalcin
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Especialista. Valmir Vilson Beck
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Especialista. Jackson Luis Bartz
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**HORIZONTINA- RS
2016**

DEDICATÓRIA

À minha família, amigos e colegas de trabalho que sempre me apoiaram durante o decorrer da minha graduação.

AGRADECIMENTO

Agradeço inicialmente ao meu orientador, Prof. Me. Rafael Luciano Dalcin, pelos sábios conselhos, paciência e compreensão durante o decorrer do trabalho

À minha família, que sempre me apoiou e incentivou aos estudos. Em especial à minha irmã pelo suporte durante toda a minha caminhada.

Ao Prof. Me. Sirnei Kach, pela primeira oportunidade de conviver com a simulação numérica.

Aos meus amigos e colegas, tanto de aula quanto de trabalho, pela compreensão e sugestões.

RESUMO

O projeto baja SAE, busca oportunizar os estudantes de engenharia a pôr em prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, através do desenvolvimento de um veículo fora de estrada. Competição a qual os projetos são submetidos a diversas avaliações, tanto teóricas quanto práticas. A partir disso, percebe-se a deficiência existente na determinação dos esforços e tensões da manga de eixo dianteira que é apresentada nas avaliações teóricas. Dessa forma, busca-se realizar um novo dimensionamento, e a otimização do componente, a fim de demonstrar nas avaliações teóricas o correto dimensionamento do mesmo, bem como garantir que durante os testes práticos, o componente não falhe, de forma a não prejudicar o funcionamento dos outros sistemas que são unidos através da manga de eixo dianteira. Nesse trabalho, foi realizada a pesquisa bibliográfica e pesquisa aplicada, de forma a aprofundar o conhecimento necessário e possibilitar o desenvolvimento do novo componente, dessa forma, foram realizados os cálculos para a determinação das forças atuantes, bem como a simulação através do método dos elementos finitos, utilizando o software Ansys, do componente utilizado atualmente. Dessa forma, foi possível obter parâmetros para o desenvolvimento de uma nova manga de eixo dianteira otimizada e a comparação dos ganhos em relação ao componente em uso. Como resultado desse trabalho, obtêm-se um novo projeto de manga de eixo dianteira para o projeto baja SAE, o qual apresenta tensões mais equilibradas em relação ao projeto atual, bem como uma redução de 35% da massa do componente, de forma a atender ao objetivo proposto de determinar corretamente os esforços, tensões e deslocamentos.

Palavras-chave: Manga de eixo dianteira. Redimensionamento de projeto. Análise de elementos finitos.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Distância efetiva (c) na suspensão duplo A.....	17
Figura 2 - Efeito de rolagem no chassi, com seus efeitos sobre o ângulo de camber (ϵ) nas rodas.	18
Figura 3 - Caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira: (1) Pinhão; (2) Cremalheira.	19
Figura 4 - Caixa de direção do tipo sem-fim com esferas circulantes: (1) Parafuso-sem-fim; (2) Circulação das esferas; (3) Porca de direção; (4) Eixo de direção com segmento de engrenagem.	20
Figura 5 - Manga de eixo dianteira direita do projeto atual.	21
Figura 6 - Sistema de pinças: (a) Pinça fixa; (b) Pinça flutuante. (1) Pastilha de freio; (2) Pistão; (3) Disco de freio; (4) Carcaça; (5) Suporte.....	22
Figura 7 - Manga de eixo dianteira de um veículo comercial de médio porte.	23
Figura 8 - Caminhos para solução de problemas.	24
Figura 9 - Exemplo de refinamento de malha: a) Original; b) Refinada.....	25
Figura 10 - Exemplos de elementos: a) Elementos tetraédricos; b) Elementos hexaédricos.	26
Figura 11 - Malha hexaédrica indicando os <i>midside nodes</i>	33
Figura 12 - Condições de contorno.	33
Figura 13 - Estado de tensões da manga de eixo dianteira atual.	34
Figura 14 - Deformação da manga de eixo dianteira atual.....	34
Figura 15 - Regiões que não podem ser alteradas.	35
Figura 16 - Manga de eixo dianteira: (a) Atual; (b) Nova.....	36
Figura 17 - Seção transversal da região central das mangas de eixo dianteira: (a) Atual; (b) Nova.....	37
Figura 18 - Redução de massa entre os modelos de manga de eixo dianteira.....	37
Figura 19 - Manga de eixo dianteira nova: (a) Tensão; (b) Deformação.	38
Figura 20 - Tensões no braço de direção na manga de eixo: (a) Atual; (b) Proposta.....	38
Figura 21 - Tensões nos suportes do sistema de suspensão na manga de eixo: (a) Atual; (b) Proposta.	39
Figura 22 - Tensões no suporte de freio na manga de eixo: (a) Atual; (b) Proposta.....	40

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 TEMA.....	12
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	12
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA	13
1.4 JUSTIFICATIVA	13
1.5 OBJETIVO GERAL.....	13
1.6 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2 REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1 COMPETIÇÃO BAJA SAE	15
2.2 EQUIPE SINUELO FAHOR.....	15
2.3 SISTEMA DE SUSPENSÃO	16
2.3.1 Suspensão duplo A.....	16
2.4 SISTEMA DE DIREÇÃO.....	17
2.4.1 Pinhão e cremalheira.....	18
2.4.2 Sem-fim com esferas circulantes	20
2.5 SISTEMA DE FREIO.....	20
2.6 MANGA DE EIXO	22
2.7 ELEMENTOS FINITOS	23
2.7.1 Sistemas contínuos e sistemas discretos.....	24
2.7.2 Propriedades do material e critério de falha.....	26
3 METODOLOGIA.....	28
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS	28
3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	28
3.3 DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS ATUANTES	28
3.3.1 Determinação das forças de frenagem.....	29
3.3.2 Determinação da força no suporte de direção	31
3.3.3 Determinação da força vertical	31
3.4 DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES DA MANGA DE EIXO ATUAL.....	32
3.4.1 Parâmetros de entrada.....	32
3.4.2 Tensões e deformações da manga de eixo atual.....	33
3.5 DESENVOLVIMENTO DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA NOVA	35

4	APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	36
4.1	GEOMETRIA PROPOSTA.....	36
4.2	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO	37
	CONCLUSÃO.....	41
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	42

1 INTRODUÇÃO

A manga de eixo dianteira é um componente o qual está ligado a diversos sistemas do veículo, tais como os sistemas de direção, suspensão e freio. Esses sistemas estão todos funcionando em conjunto através da manga de eixo dianteira, componente esse, que deve apresentar um bom projeto e ser confiável.

A Equipe Sinuelo participa anualmente da competição baja SAE, onde equipes formadas por estudantes de engenharia participam de forma a apresentar os seus projetos de veículos *off-road* e participar de provas práticas com o veículo. A cada edição do evento, as equipes buscam melhorar os seus projetos, com o objetivo de serem mais competitivos e obter melhor rendimento do veículo. O que torna o projeto da manga de eixo dianteira fundamental para o veículo como um todo, pois a falha de um único componente, irá acarretar na falha de diversos sistemas do veículo.

A partir disso, o presente trabalho, busca dimensionar e otimizar a manga de eixo dianteira do veículo da Equipe Sinuelo, a fim de obter melhores distribuições de tensão, mantendo a confiabilidade necessária para o componente.

1.1 TEMA

O tema deste trabalho se caracteriza em realizar o dimensionamento e otimização de uma manga de eixo dianteira para o projeto baja SAE, com a finalidade de facilitar o processo de fabricação, bem como a alteração do material utilizado.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Inicialmente será realizada a revisão da literatura a fim de compreender a respeito dos sistemas envolvidos e tópicos a serem abordados que virão a ser utilizados no desenvolvimento da nova manga de eixo dianteira. Em seguida, serão realizados os cálculos necessários para a determinação das forças atuantes, para a posterior simulação através do método dos elementos finitos que irá resultar nas tensões e deformações do componente em uso.

Com o objetivo de determinar quais foram os ganhos, será realizada a comparação dos estados de tensões entre a modelo atual de manga de eixo e o modelo proposto.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Atualmente a Equipe Sinuelo de Baja, possui um veículo bastante competitivo, onde apresenta bons resultados tanto na etapa nacional, quanto na regional. Entretanto, a equipe perde muitos pontos devido ao relatório de projeto, o qual não apresenta muitas informações a respeito do dimensionamento da manga de eixo dianteira.

A partir disso, surge a necessidade de dimensionar e otimizar as mangas de eixo dianteiras, de forma a desenvolver um componente otimizado quanto às tensões e facilidade de fabricação, suprimindo essa deficiência em relação ao relatório de projeto.

1.4 JUSTIFICATIVA

Anualmente as equipes participam das competições, onde é necessário entregar um relatório de projeto em uma data estipulada antes da competição e apresentar os sistemas do veículo durante a competição, sendo esses avaliados por profissionais da área quanto ao projeto desenvolvido, bem como dos custos envolvidos na fabricação do veículo.

O trabalho em questão é motivado devido às poucas informações a respeito do dimensionamento da atual manga de eixo dianteira, bem como, ao alto custo de fabricação das mesmas, fator que se deve principalmente ao método de fabricação, onde são utilizados blocos maciços de alumínio e usinados até a sua geometria final.

Levando em conta a necessidade da redução do custo desse componente, bem como garantir a confiabilidade do mesmo, busca-se a otimização da geometria da peça, bem como a alteração do material de fabricação, a fim de obter um correto dimensionamento do componente de forma a possuir essas informações documentadas para a apresentação durante a competição.

1.5 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é redimensionar o par de mangas de eixo dianteiras, a partir dos esforços previamente determinados para a suspensão dianteira em trabalhos anteriores já realizados. Com o conhecimento das forças atuantes na suspensão, é possível definir as forças atuantes exclusivamente nas mangas de eixo, para então a realização do novo projeto.

1.6 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Verificar os esforços atuantes nas mangas de eixo dianteiras a partir de cálculos para determinação das forças realizadas pelas sistemas ligadas ao componente;
- Determinar o novo material a ser utilizado no projeto;
- Realizar a modelagem 3D dos novos componentes;
- Realizar a simulação numérica de forma a pra otimizar a geometria do par de manga de eixo dianteira.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo são apresentadas informações sobre a competição baja SAE, e também um breve histórico da Equipe Sinuelo FAHOR. Para um entendimento mais apurado, busca-se apresentar conceitos referentes aos sistemas que estão associados a manga de eixo dianteira, como o sistema de suspensão, de direção e de freio do veículo, bem como uma breve explicação a respeito da própria manga de eixo. Como um dos objetivos do trabalho é a realização da otimização da geometria do componente, também são apresentados conceitos de análise de elementos finitos.

2.1 COMPETIÇÃO BAJA SAE

O projeto baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, pelo Dr. John F. Stevens, sendo que a primeira competição ocorreu em 1976. No Brasil, a competição iniciou no ano de 1994, três anos após o início das atividades da SAE Brasil. Ainda no Brasil, desde o ano de 1997, a SAE Brasil, apoia a realização dos eventos regionais, que são organizadas por suas respectivas seções (SAE BRASIL, 2016).

Tanto as competições regionais, quanto a nacional, é realizada por equipes de alunos de graduação, que irão representar as suas instituições de ensino. Onde os membros terão a possibilidade de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula no projeto e desenvolvimento dos veículos. Sendo que a equipe vencedora da etapa nacional ganha o direito de competir na etapa internacional, que é realizada nos Estados Unidos (SAE BRASIL, 2016).

2.2 EQUIPE SINUELO FAHOR

A Equipe Sinuelo FAHOR, foi criada em abril de 2006, a partir da iniciativa do professor Daniel Werner Zacher, membro da diretoria da SAE Brasil – Seção Porto Alegre, que incentivou alguns alunos a formarem a equipe de baja da instituição, com o intuito de participar principalmente da competição SAE Brasil, porém também com a ideia de participar de outras competições e eventos (EQUIPE SINUELO, 2016).

Atualmente a equipe é formada por aproximadamente 20 alunos voluntários dos cursos de engenharia mecânica, engenharia de produção e engenharia de controle e

automação, divididos nos diversos sistemas que o veículo possui, bem como na gestão do projeto e marketing.

2.3 SISTEMA DE SUSPENSÃO

A suspensão é o sistema do veículo que estabelece a conexão entre a carroceria do veículo e as rodas com os pneus, possibilitando assim o movimento vertical da roda com o intuito de compensar as irregularidades da pista de rolamento. Normalmente as rodas dianteiras são direcionais, diferenciando assim os sistemas de suspensão dianteiro e traseiro (BOSCH, 2005).

De acordo com Klava (2003), os sistemas de suspensão são divididos em dois grupos, sendo eles, suspensões de eixo rígido e suspensões independentes. No caso do projeto da Equipe Sinuelo, o sistema utilizado é o de suspensão independente, mais especificamente o sistema de suspensão duplo A.

Conforme Gillespie (1992), algumas das funções primárias do sistema de suspensão são:

- Fornecer liberdade vertical, para as rodas poderem seguir as ondulações da pista, isolando o chassi das irregularidades da pista;
- Resistir ao rolamento do chassi;
- Manter os pneus em contato com a pista com o mínimo de variação nas forças.

De acordo com Reimpell, Stoll e Betzler (2002), o sistema de suspensão independente possui inúmeras vantagens, entre elas podem-se citar as seguintes:

- Pouco espaço necessário;
- Mudança cinemática ou elastocinemática do ângulo de convergência, tendendo para ser subesterçante;
- Fácil dirigibilidade;
- Baixo peso;
- Rodas independentes.

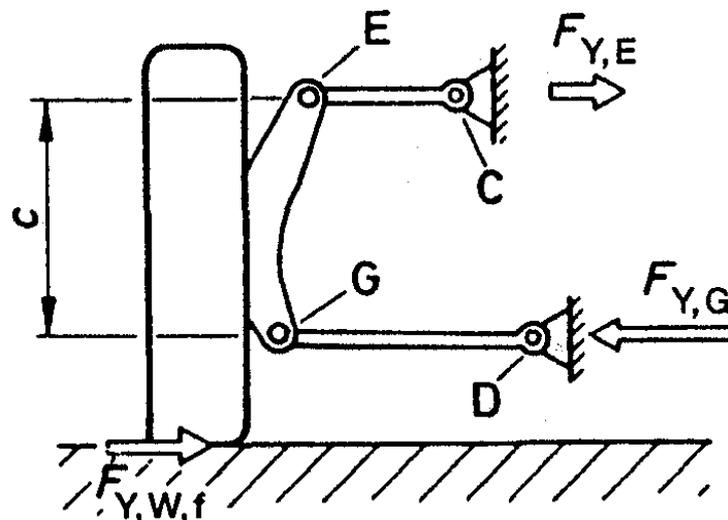
2.3.1 Suspensão duplo A

A suspensão duplo A é um dos modelos que se enquadram no tipo independente, sendo esse o modelo utilizado no projeto da equipe Sinuelo FAHOR, por isso a mesma será

detalhada no trabalho, pois são necessários alguns conceitos a respeito para o posterior dimensionamento e otimização das mangas de eixo dianteiras.

De acordo com Reimpell, Stoll e Betzler (2002), a suspensão duplo A consiste de dois braços de controle transversais em cada lado do veículo, que são montados no chassi, e no caso dos eixos frontais, os mesmos são conectados à barra de direção, através, principalmente por *ball joints*, que são juntas esféricas, caracterizadas pela livre rotação em todos os eixos. Na suspensão duplo A, Figura 1, quanto maior for a distância efetiva entre as uniões dos braços transversais (distância c), menor serão as forças transmitidas para os braços, conseqüentemente, menor será a deformação e a dirigibilidade será mais precisa.

Figura 1 - Distância efetiva (c) na suspensão duplo A.



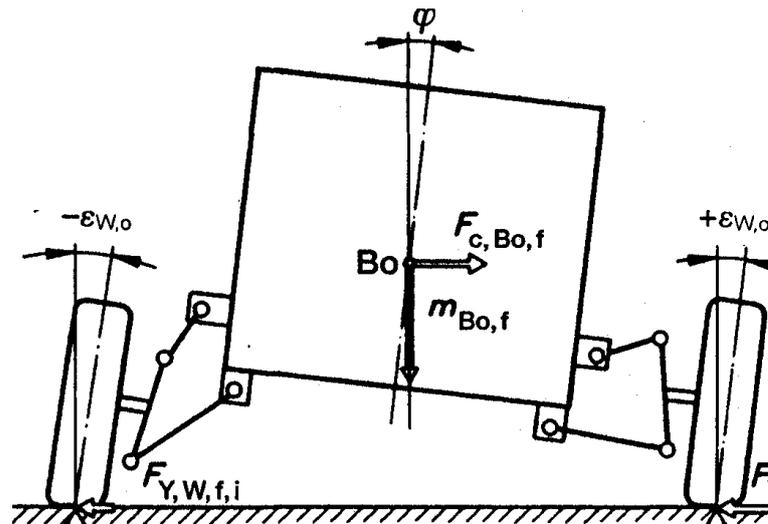
Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2002).

Ainda de acordo com Reimpell, Stoll e Betzler (2002), as maiores vantagens da suspensão duplo A são suas possibilidades cinemáticas. Onde por exemplo, quando o braço superior for menor, a roda que estiver sendo comprimida, ficará com o *camber* negativo, isto é, o topo da roda tenderá a ficar inclinada para o centro do veículo, enquanto que a roda do outro lado, que estará sendo aliviada, ficará com o *camber* positivo, ou seja, com o topo da roda tenderá a ficar inclinada para fora do veículo, compensando a alteração do *camber* do efeito de rolagem do chassi. Na Figura 2, pode-se perceber a alteração do *camber* causada pela rolagem do chassi, efeito que pode ser corrigido cinematicamente com a utilização da suspensão duplo A.

2.4 SISTEMA DE DIREÇÃO

O sistema de direção também deve ser abordado, sendo outro sistema a ser considerado para o dimensionamento das mangas de eixo dianteiras. De acordo com Gillespie (1992), a função do sistema de direção é acionar as rodas de direção em função dos comandos do motorista.

Figura 2 - Efeito de rolagem no chassi, com seus efeitos sobre o ângulo de camber (ϵ) nas rodas.



Fonte: Reimpell, Stoll e Betzler (2002).

Ainda de acordo com Bosch (2005), as caixas de direção devem apresentar algumas qualidades básicas, como por exemplo:

- Nenhuma folga na trajetória retilínea;
- Baixo atrito resultando em alta eficiência;
- Alta rigidez;
- Possibilidade de reajuste.

Para Bosch (2005), os únicos tipos que satisfazem essas qualidades, são os modelos de pinhão e cremalheira, ou o sistema de sem-fim com esferas circulantes.

2.4.1 Pinhão e cremalheira

O sistema de direção utilizando pinhão e cremalheira, Figura 3, segundo Reimpell, Stoll e Betzler (2002) não é apenas utilizado em veículos de passageiros pequenos, mas também em veículos pesados e esportivos, citando que a maioria das vans leves que utilizam suspensão independente nas rodas dianteiras, utilizam esse sistema.

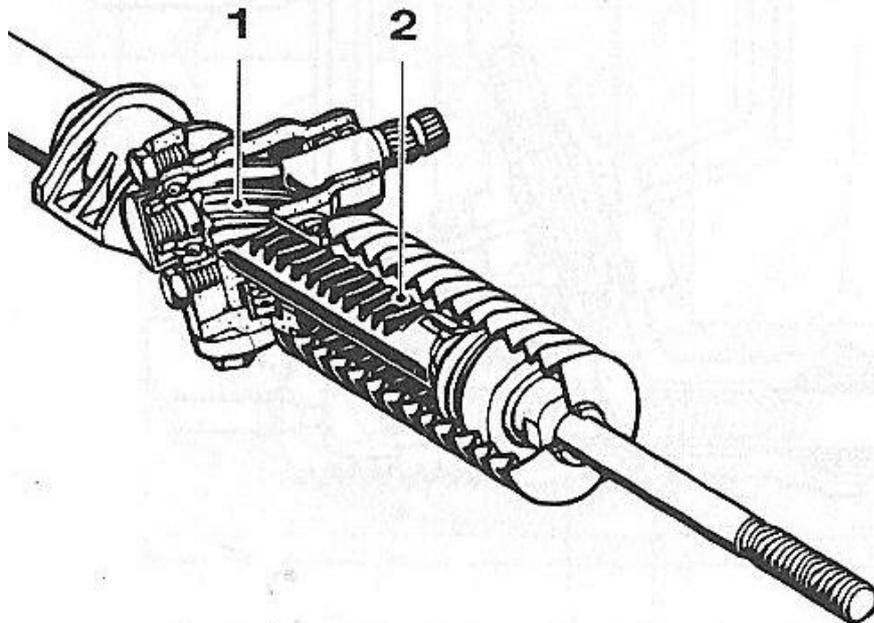
Para Reimpell, Stoll e Betzler (2002), o sistema de pinhão e cremalheira apresenta algumas vantagens em relação ao de sem-fim com esferas circulantes, sendo as seguintes:

- Fabricação econômica e facilitada;
- O contato do pinhão e da cremalheira são livres de folga pois possuem sistemas de redução;
- As barras de direção podem ser ligadas diretamente à cremalheira;
- Sistema compacto;
- Fácil de limitar o curso da cremalheira, portanto, o ângulo de esterçamento.

Como principais desvantagens, são citadas:

- Grande sensibilidade a impactos;
- Grande esforço causado por forças angulares nas ponteiras;
- O ângulo de esterçamento depende do curso da cremalheira;
- Com isso, normalmente, são utilizados braços de direção menores, que irão resultar em esforços maiores em todo o sistema.

Figura 3 - Caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira: (1) Pinhão; (2) Cremalheira.

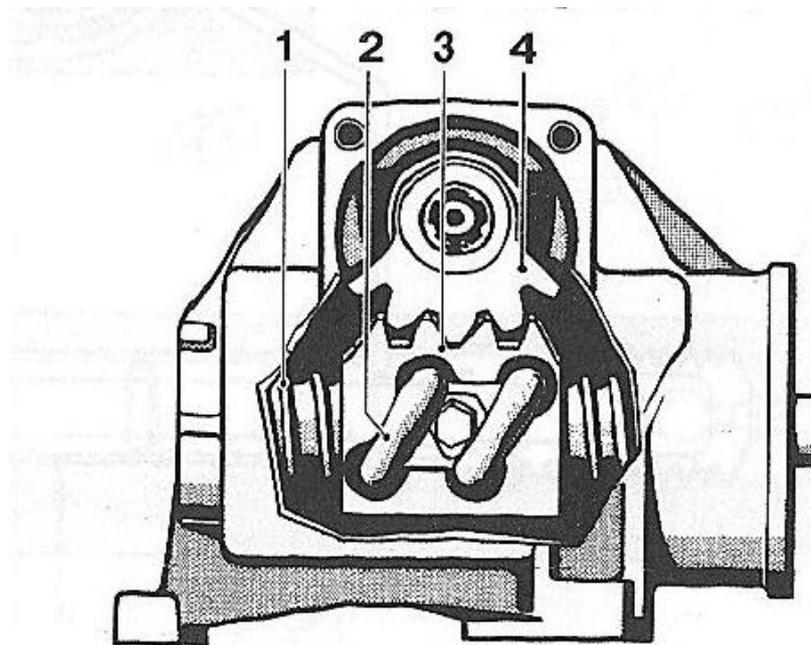


Fonte: Bosch (2005).

2.4.2 Sem-fim com esferas circulantes

No sistema sem-fim com esferas circulantes, uma série de esferas circulantes de baixo atrito transmitem as forças entre o parafuso-sem-fim e a porca de direção. Nesse tipo de sistema, a porca de direção age sobre a barra de direção através de um segmento de engrenagem, como pode ser visto na Figura 4 (BOSCH, 2005).

Figura 4 - Caixa de direção do tipo sem-fim com esferas circulantes: (1) Parafuso-sem-fim; (2) Circulação das esferas; (3) Porca de direção; (4) Eixo de direção com segmento de engrenagem.



Fonte: Bosch (2005).

Para Reimpell, Stoll e Betzler (2002), esse tipo de sistema de direção é mais raro no uso em carros de passageiros com suspensão dianteira independente, pois é mais caro que o sistema de pinhão e cremalheira. Apesar disso, este sistema apresenta algumas vantagens, dentre elas:

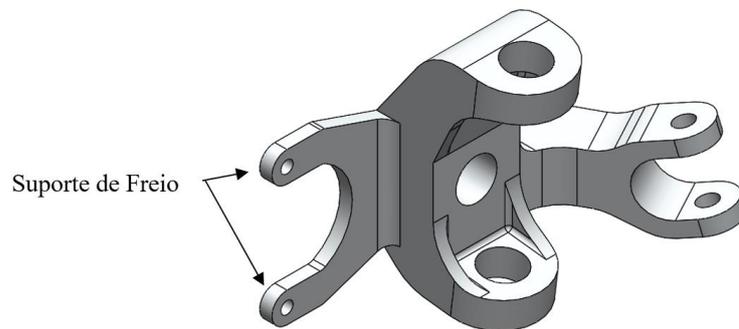
- Pode ser utilizado em eixos rígidos;
- Capacidade de transferir grandes forças;
- Possibilidade de grandes ângulos de esterçamento, podendo ser superior a 45°.

2.5 SISTEMA DE FREIO

O sistema de freio permite ao motorista, a redução progressiva da velocidade do veículo durante a operação ou leva-lo a imobilidade. Para isso, normalmente os veículos utilizam freios de fricção, podendo esses ser a disco ou tambor (BOSCH, 2005).

No projeto do veículo desenvolvido pela equipe Sinuelo FAHOR, são utilizados freios a disco, sendo então, necessário o suporte de freio, como pode ser visto na Figura 5, onde posteriormente, serão aplicadas as forças relacionadas a frenagem para a então otimização da geometria do componente.

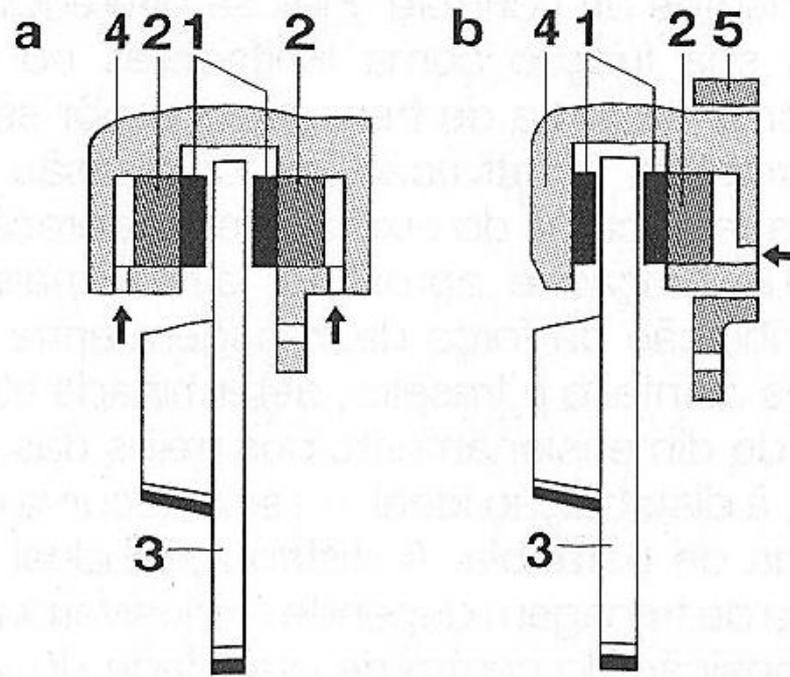
Figura 5 - Manga de eixo dianteira direita do projeto atual.



De acordo com Bosch (2005), os discos de freio de ferro fundido cinzento que utilizam pinças externas se tornaram padrão. Onde normalmente os discos são assentados no cubo da roda, porém, com a montagem dessa forma é necessário haver a adequada dissipação de calor, seja ela através de irradiação, convecção ou condução térmica.

Ainda de acordo com o autor, atualmente são utilizados dois sistemas de pinças. Os de pinças fixas, onde as pinças agarram o disco de freio com uma carcaça fixa. E os de pinças flutuantes, onde a carcaça se move contra o disco de freio, junto com a pinça. Na Figura 6, pode-se perceber a diferença entre os dois sistemas.

Figura 6 - Sistema de pinças: (a) Pinça fixa; (b) Pinça flutuante. (1) Pastilha de freio; (2) Pistão; (3) Disco de freio; (4) Carcaça; (5) Suporte.

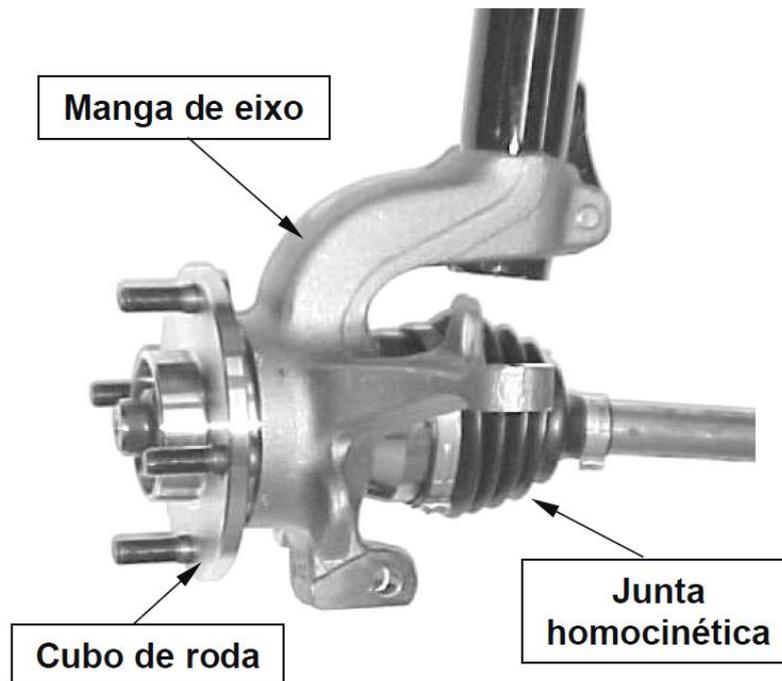


Fonte: Bosch (2005).

2.6 MANGA DE EIXO

A manga de eixo é um dos componentes mais importantes dos veículos automotores, pois está diretamente associado a capacidade de reunir em uma única região, os quatro sistemas responsáveis pelo controle dos movimentos veiculares. Sendo eles os sistemas de suspensão, de direção, de freio e de transmissão (KLAVA, 2003). Na Figura 7, é demonstrada uma manga de eixo dianteira utilizada em um veículo comercial de médio porte, bem como alguns dos componentes os quais normalmente estão montados.

Figura 7 - Manga de eixo dianteira de um veículo comercial de médio porte.



Fonte: Klava (2003).

No caso do projeto da equipe Sinuelo FAHOR, a manga de eixo dianteira não está associada ao sistema de transmissão, pois o veículo em questão, possui tração traseira.

Devido a importância que esse componente apresenta ao estar associado com tantos sistemas, é indispensável a correta determinação dos esforços atuantes, bem como garantir que as tensões não ultrapassem os limites do material, pois qualquer falha que possa ocorrer, certamente irá afetar algum dos sistemas associados, que acarretará na perda do controle do veículo.

2.7 ELEMENTOS FINITOS

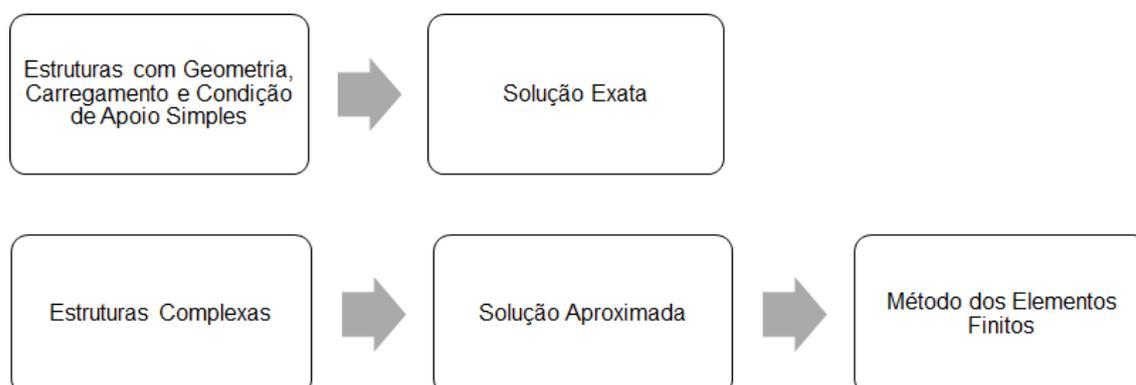
O método dos elementos finitos é realizado a partir da subdivisão da geometria em pequenas partes, que são denominados elementos, que passarão a representar o domínio contínuo do problema. A partir dessa subdivisão é possível resolver um problema complexo, pois a partir dessas subdivisões, os problemas se tornam mais simples, possibilitando assim a realização dos cálculos (MIRLISENNA, 2016).

De acordo com Alves Filho (2012), a maioria das estruturas de importância prática é muito complexa para ser analisada pelas técnicas clássicas, a qual a utilização em estruturas

de formas arbitrárias, a solução analítica se tornará impossível, sendo necessário realizar grandes simplificações, as quais resultarão em resultados pouco acurados.

Contudo, o mesmo autor chega as conclusões de que os métodos analíticos clássicos permitem cálculos que apresentam respostas exatas dos deslocamentos, deformações e tensões em todos os seus pontos, porém, esse tipo de solução não é conhecido para alguns casos. Para isso, é de interesse desenvolver procedimentos aproximados, que podem ser aplicados em caráter geral, independente da forma que a estrutura possui ou de seus carregamentos, apresentando uma precisão aceitável do problema, surgindo assim o método dos elementos finitos. Alves Filho (2012) sugere dois grandes caminhos que podem ser percorridos, sendo esses mostrados na Figura 8.

Figura 8 - Caminhos para solução de problemas.



Fonte: Alves Filho (2012).

2.7.1 Sistemas contínuos e sistemas discretos

A teoria da flexão de uma viga apoiada em base elástica foi desenvolvida por E. Winkler (Praga-1867), e a solução analítica permite determinar o deslocamento vertical y para todos os valores de x, isto é, a solução é obtida para infinitos pontos da viga por intermédio de uma função matemática. A viga objeto de análise é tratada como um sistema contínuo, pois a solução é obtida para todos os pontos que constituem o corpo contínuo (ALVES FILHO, 2012).

A partir de uma equação conhecida, é possível calcular os valores necessários para os infinitos pontos desejados, sendo o mesmo chamado de sistema contínuo. Essas equações irão apresentar soluções exatas e as mesmas são conhecidas apenas para estruturas com geometrias, carregamento e condição de apoio simples, como visto na Figura 8.

Para a solução de estruturas complexas, são utilizados os sistemas discretos, onde a estrutura é dividida em partes separadas distintas, que são conectadas entre si nos pontos discretos. Nesses casos, a solução é aproximada, pois a estrutura é composta por uma montagem de elementos que apresentam um comprimento finito, sendo a estrutura inteira um agregado de estruturas simples (ALVES FILHO, 2012).

De acordo com Bhaskaran (2016), existem duas formas de reduzir o erro que a solução aproximada apresenta. Sendo a primeira o refinamento da malha, que nada mais é do que aumentar o número de elementos do sistema discreto, como pode ser visto na Figura 9.

De acordo com o mesmo autor, a segunda forma de reduzir o erro é aumentando o grau do polinômio, isso é, aumentando o número de nós por elemento, onde em cada nó serão realizados os cálculos de equilíbrio e verificados com a condição de contorno. Dessa forma, é possível reduzir o erro mantendo aproximadamente o mesmo número de elementos. Na Figura 10, é possível notar a malha com elementos tetraédricos, que apresenta 7207 nós e 3897 elementos, e a malha com elementos hexaédricos, que apresenta 11059 nós e 3475 elementos.

Figura 9 - Exemplo de refinamento de malha: a) Original; b) Refinada.

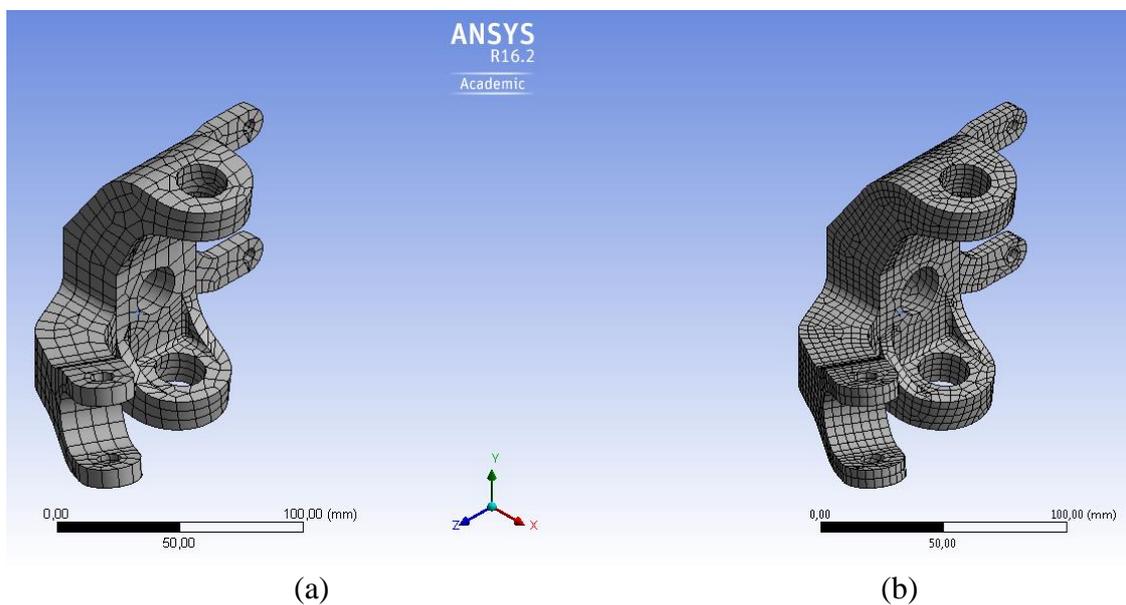
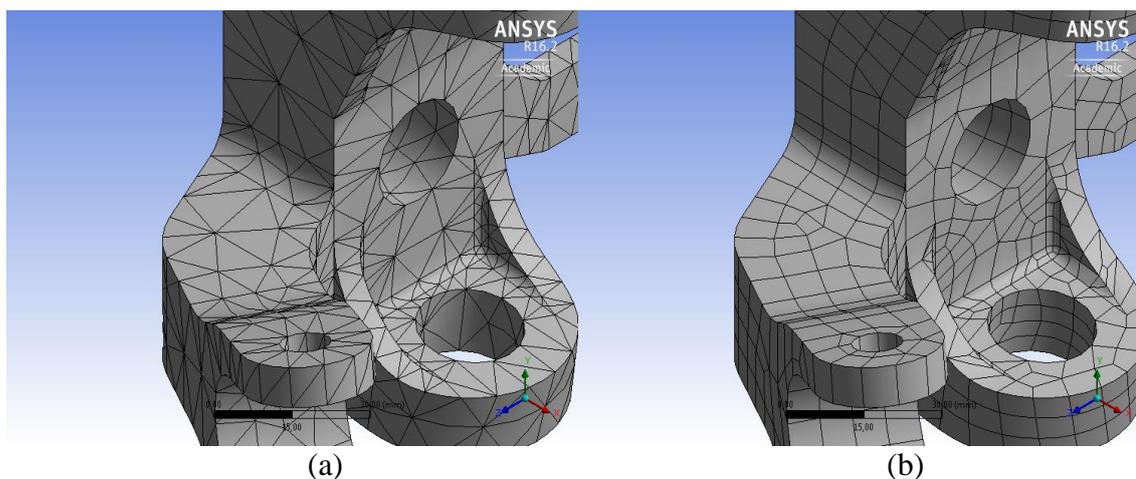


Figura 10 - Exemplos de elementos: a) Elementos tetraédricos; b) Elementos hexaédricos.



2.7.2 Propriedades do material e critério de falha

Para a realização de uma simulação onde as deformações ocorram dentro do regime elástico do material, são necessárias algumas informações básicas a respeito do mesmo, sendo elas o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson. Para a posterior análise, também é recomendado entender como é determinado o critério de falha.

O módulo de elasticidade, também conhecido por módulo de Young, é o coeficiente E da relação conhecida como Lei de Hooke, lei a qual, descreve a parte inicial do digrama tensão-deformação, onde corresponde à uma reta. O módulo de elasticidade nada mais é, do que a rigidez que o material possui, onde quanto maior for o seu valor, maior será a rigidez (BEER; JOHNSTON, 1996).

De acordo com o mesmo autor, em uma barra deformada axialmente, as tensões e deformações satisfazem a lei de Hooke, no entanto, isto leva a crer que a deformação do material ocorre em apenas uma direção, o que não é correto. Para isso, considerando-se um material isotrópico e com as propriedades homogêneas, utiliza-se o coeficiente de Poisson, que é a relação entre a deformação específica transversal e a deformação específica longitudinal.

O critério de modo de falha de von Mises, ou critério da máxima energia de distorção, se baseia na determinação da energia de distorção de um certo material, ou seja, da energia relacionada com as mudanças na forma do material. Isso significa que o componente estará em condições seguras, enquanto o valor de energia em distorção por unidade de volume do material permanecer abaixo da energia de distorção por unidade de volume que é necessária para ocorrer o escoamento do material em um corpo de prova de mesmo material que é submetido ao ensaio de tração (BEER; JOHNSTON, 1996). A documentação do Ansys

(2016) mostra que o critério de von Mises deve ser utilizado para materiais dúcteis, pois os materiais frágeis se caracterizam pela ruptura brusca nos ensaios de tração, de forma que não ocorra o escoamento do material.

O material utilizado atualmente no projeto das mangas de eixo dianteiras, é o alumínio 6063 T6. De acordo com a base de dados do MatWeb (2016), apresenta tensão de escoamento a temperatura ambiente igual a 214 MPa, e tensão de ruptura igual a 241 MPa, bem como módulo de elasticidade igual a 68,9 GPa e coeficiente de Poisson igual a 0,33. Parâmetros esses que serão utilizados na simulação da manga de eixo dianteira atual.

Para o projeto da nova a manga de eixo dianteira será utilizado o alumínio 7021 T6, o qual apresenta de acordo com MetalThaga (2016), tensão de escoamento entre 290 e 340 MPa, tensão de ruptura entre 320 e 380 MPa e módulo de elasticidade igual a 71 GPa. Sendo esses os parâmetros a serem utilizados na simulação da nova manga de eixo.

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

O presente trabalho tem por método de realização a pesquisa bibliográfica, com a finalidade de reunir materiais a respeito do tema e trabalhos disponíveis ao público geral. Com a finalidade de obter informações a respeito do componente em questão, bem como dos sistemas associados ao mesmo. Também é necessário um conhecimento a respeito do método dos elementos finitos, que será a principal ferramenta a ser utilizada para a otimização do componente.

O trabalho também se encaixa no método de pesquisa aplicada, pois busca-se através do conhecimento adquirido, realizar a melhoria de um componente já existente, tornando-o mais prático de se fabricar, porém, mantendo a confiabilidade que o mesmo apresenta, através da correta determinação dos esforços, tensões e deformações.

3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Para a realização do presente trabalho, serão necessários à utilização de alguns equipamentos e recursos destinados ao desenvolvimento do mesmo. Estes seguem descritos abaixo:

- Notebook;
- Livros específicos sobre mecânica dos sólidos, estática e elementos finitos;
- Software de desenho 3D – Solidworks;
- Software para análise de elementos finitos – Ansys.

3.3 DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS ATUANTES

Para a correta modelagem matemática para a análise por elementos finitos, fazem-se necessárias as determinações das forças que atuam na manga de eixo dianteira. A seguir, é apresentado os cálculos para a determinação das forças, e estas serão utilizadas para a determinar as tensões na manga de eixo atual do veículo, e para comparar com o novo modelo proposto.

3.3.1 Determinação das forças de frenagem

Para o sistema de freios, as forças serão determinadas a partir do método definido por Gillespie (1992), onde primeiramente é calculado o peso dinâmico no eixo dianteiro durante a frenagem. Para isso, utiliza-se a Equação 1 em conjunto com a Equação 2, definindo-se valores de forma empírica para a desaceleração na Equação 1, de forma a validar o valor na Equação 2, onde a desaceleração deverá igualar em ambas as equações. Dessa forma, buscase o valor máximo teórico para W_f , onde apresentará o maior esforço de frenagem ao veículo.

$$W_f = W \left(\frac{c}{L} - \frac{ax}{g} \cdot \frac{h}{L} \right) \quad (1)$$

$$W_f = 3085,25 \left(\frac{0,6}{1,52} - \frac{-5,55}{9,81} \cdot \frac{0,54}{1,52} \right)$$

$$W_f = 1837,96 \text{ N}$$

Onde:

W_f = Peso dinâmico no eixo dianteiro na frenagem [N];

W = Peso do veículo [N];

c = Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro [m];

L = Distância entre eixos [m];

ax = Desaceleração do veículo [m/s^2];

g = Aceleração da gravidade [m/s^2];

h = Altura do centro de gravidade [m].

$$ax = W_f / m \quad (2)$$

$$ax = \frac{1837,96}{314,5}$$

$$ax = 5,55 \text{ m/s}$$

Onde:

m = massa do veículo [kg].

Com o valor correto de W_f determinado, é possível dar prosseguimento aos cálculos. Determina-se então, a força transversal da roda, que é a força de atrito do contato da roda com o solo, utilizando-se a Equação 3. Onde é necessário dividir o valor final por dois, pois a

equação original determina a força transversal em ambas as rodas do veículo e para o posterior uso, é necessário a determinação em apenas uma das rodas.

Força transversal da roda:

$$Fp = Wf \cdot \mu \quad (3)$$

$$Fp = 1837,9 \cdot 0,95$$

$$Fp = \frac{1746,07 \text{ N}}{2}$$

$$Fp = 873,03 \text{ N}$$

Onde:

Fp = Força transversal da roda [N];

μ = Coeficiente de atrito estático [adimensional].

Finalmente, é possível determinar o momento que será aplicado no eixo, de forma que irá satisfazer a condição inicial de desaceleração do veículo, sendo calculado através da Equação 4.

Momento aplicado no eixo:

$$MFp = Fp \cdot Rp \quad (4)$$

$$MFp = 873,03 \cdot 0,28$$

$$MFp = 244,45 \text{ N.m}$$

Onde:

MFp = Momento aplicado no eixo [N.m];

Rp = Raio do pneu [m].

Agora é possível determinar a força equivalente que será aplicada no suporte de freio da manga de eixo. A partir do momento aplicado no eixo, é possível determinar a força (Ff) que será utilizada na simulação do componente, apenas adaptando a Equação 4, de forma a utilizar o raio equivalente do suporte, bem como dividir o valor por 2, devido aos pontos de fixação existentes na manga de eixo. Obtendo-se o seguinte:

$$Ff = \frac{244,45}{2 \cdot 0,0836}$$

$$F_f = 1462,37 \text{ N}$$

3.3.2 Determinação da força no suporte de direção

Para a força a ser utilizada no suporte do sistema de direção, foi considerado o esforço realizado pelo piloto na direção do veículo, que será direcionada para a barra de direção e consequentemente para a manga de eixo dianteira. A força foi determinada calculando o momento exercido na direção, conforme a Equação 5, utilizando-se do diâmetro da direção e o esforço exercido pelo piloto.

$$M = F \cdot d \tag{5}$$

$$M = 150 \cdot 0,295$$

$$M = 44,25 \text{ Nm}$$

Onde:

M = Momento [Nm];

F = Força [N];

d = Distância [m].

Após, foi determinada a força que será desenvolvida na barra de direção, com a mesma equação, porém isolando-se a força e utilizando o raio do pinhão.

$$F = \frac{44,25}{0,056}$$

$$F = 790,18 \text{ N}$$

3.3.3 Determinação da força vertical

Os esforços causados nos suportes da suspensão, são apenas forças de reação do sistema, de forma a manter o equilíbrio com a força vertical transmitida pelo eixo. A mesma foi obtida por Reffatti (2015), através de métodos experimentais, onde o protótipo do baja foi submetido ao ensaio de *drop-test*, sendo o mesmo executado da seguinte maneira: o veículo foi elevado a um altura de 1 m, e liberado em queda livre, a fim de medir o deslocamento do amortecedor, permitindo-se assim a determinação dos esforços verticais da suspensão, e a

determinação da força vertical no eixo da roda através de cálculos, sendo a mesma igual a 763,92 N. Este valor, será utilizado na simulação da manga de eixo dianteira.

3.4 DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES DA MANGA DE EIXO ATUAL

Nesta etapa da metodologia, já utilizando os valores das forças encontrados e o modelo da manga de eixo dianteira que é utilizado atualmente, são apresentados os valores de tensões e deslocamento, bem como o método que foi utilizado para obtê-los, de forma a obter alguns parâmetros para o desenvolvimento da nova manga de eixo.

3.4.1 Parâmetros de entrada

Inicialmente foi importado no software Ansys a geometria da manga de eixo atual, e determinado o material como sendo o alumínio 6063 T6. A partir disso, determinou-se os parâmetros de geração da malha, sendo os principais o tipo da malha, sendo determinado como hexaédrico, de forma a diminuir o número de elementos, porém, mantendo o número de nós. Também, foi alterada a opção *element midside nodes* para forçar a utilização dos mesmos, recurso no qual divide as arestas dos nós, de forma que os resultados intermediários serão calculados através de interpolação algébrica em vez de interpolação linear. Na Figura 11, podem ser observados os elementos hexaédricos, os nós (arestas dos elementos) e *midside nodes*, que estão marcados na malha.

Com a malha gerada, são atribuídas as condições de contorno do modelo matemático, sendo eles, as forças atuantes e restrições. Nos suportes do freio, a força utilizada foi a mesma obtida nos cálculos, pois a mesma alcançava valores próximos ao limite de escoamento do material. Para os outros suportes, as forças utilizadas foram multiplicadas por 3, de forma a utilizar um coeficiente de segurança para compensar os efeitos dinâmicos das cargas e eventuais impactos além dos esperados no projeto inicial, de forma a manter a confiabilidade do projeto.

Para as restrições, definiu-se que os suportes da suspensão permitiriam o livre giro da manga de eixo, restringindo apenas os movimentos lineares, porém, apenas o suporte inferior iria restringir o movimento vertical, pois é no braço inferior da suspensão que está ligado o amortecedor. Na Figura 12, são indicadas as forças e restrições com seus valores e direções.

Figura 11 - Malha hexaédrica indicando os *midside nodes*.

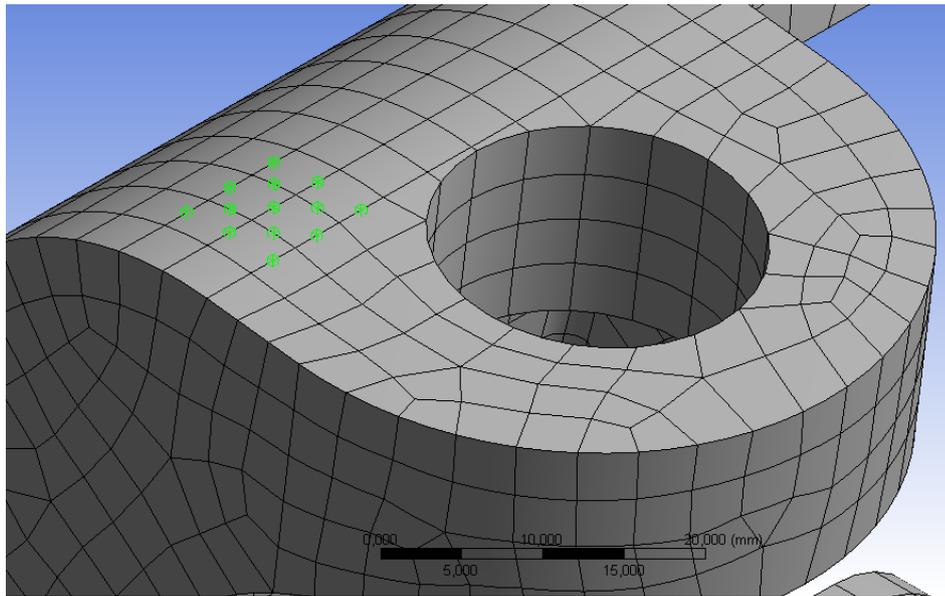
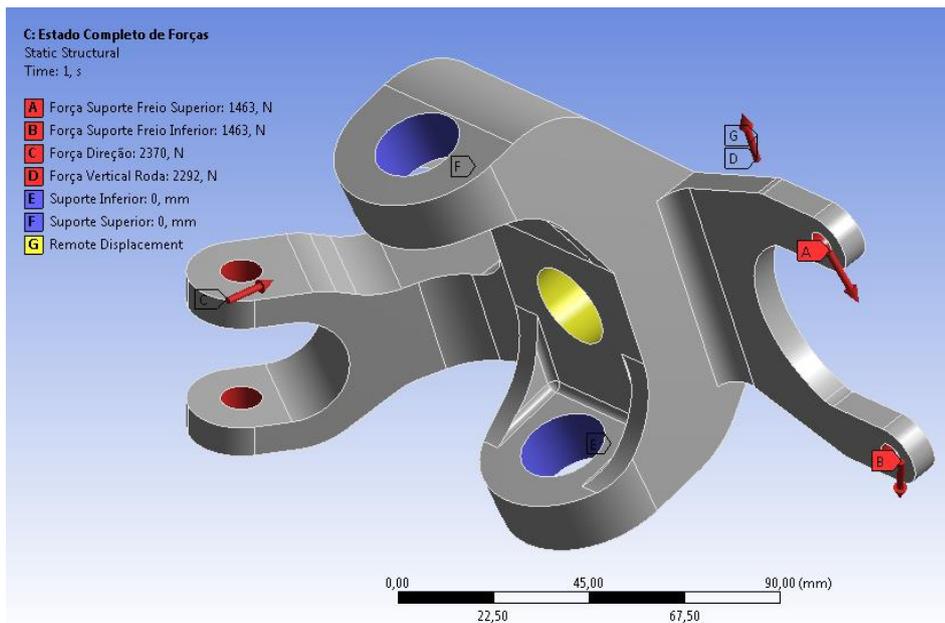


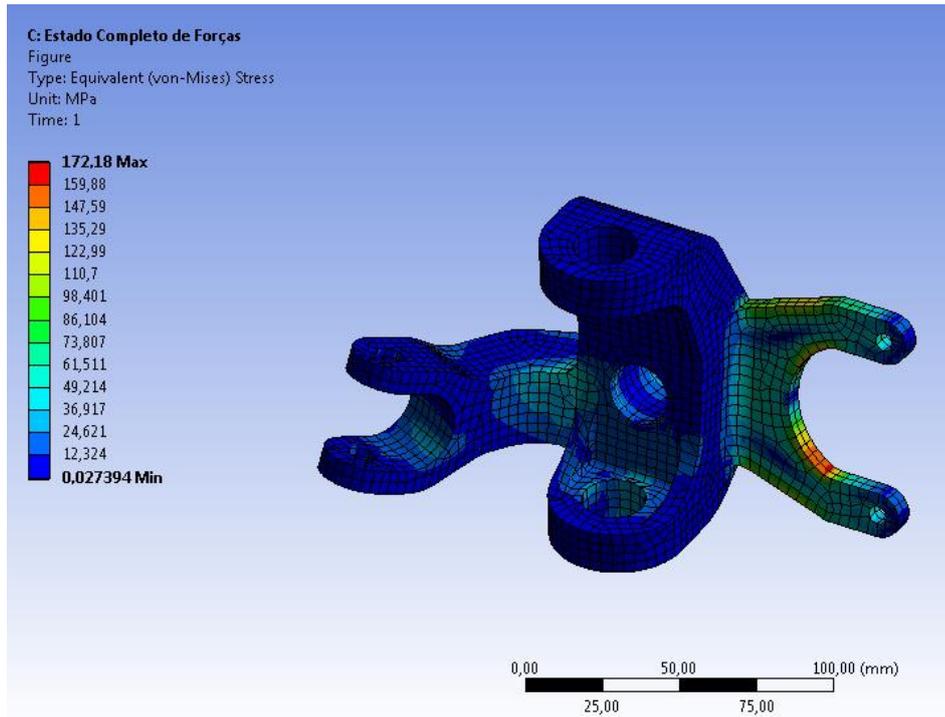
Figura 12 - Condições de contorno.



3.4.2 Tensões e deformações da manga de eixo atual

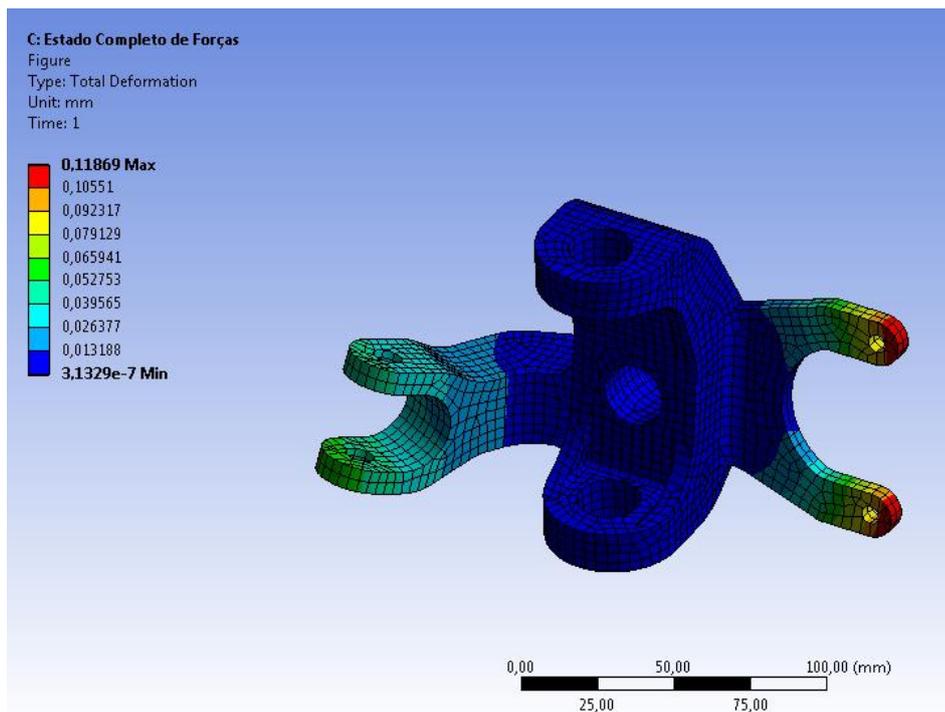
Com todos os parâmetros do modelo matemático definidos, é possível realizar a simulação e obter os dados necessários. As tensões que a manga de eixo atual apresenta, são indicadas na Figura 13, sendo de grande importância para a posterior determinação dos pontos de otimização para o componente novo.

Figura 13 - Estado de tensões da manga de eixo dianteira atual.



Outra informação necessária é a deformação que o componente sofre, pois, o componente pode entrar em contato com a roda do veículo caso a mesma seja elevada, na Figura 14, estão representadas as deformações da manga de eixo atual.

Figura 14 - Deformação da manga de eixo dianteira atual.



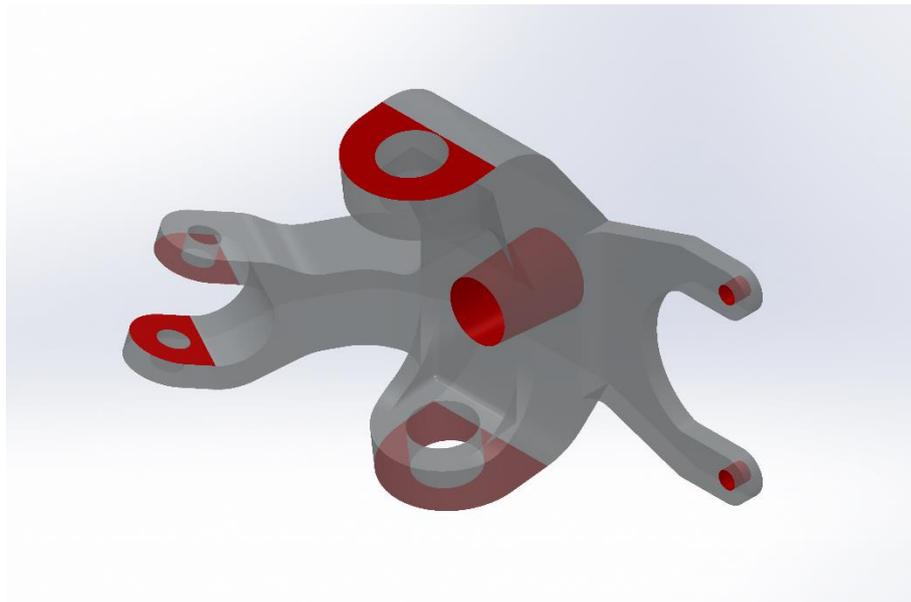
3.5 DESENVOLVIMENTO DA MANGA DE EIXO DIANTEIRA NOVA

A partir das informações obtidas a respeito da manga de eixo atual, é possível realizar o desenvolvimento do novo componente. Para isso, será utilizado o software de modelagem 3D Solidworks.

Com a utilização do Solidworks, é possível realizar as medições a respeito dos suportes de fixação dos sistemas que estão associados à manga de eixo. Pois essas regiões não podem sofrer alterações quanto ao posicionamento, a fim de evitar alterações na geometria da suspensão e direção, pois essas alterações, alterariam o comportamento dinâmico do veículo.

Na Figura 15, são destacados os pontos que não sofrerão alterações, de forma que os diâmetros marcados não podem sofrer alterações quanto à espessura, e as faces marcadas, apenas que não pode ser alterada a posição de fixação do sistema associado.

Figura 15 - Regiões que não podem ser alteradas.



Baseado nessas informações, foi possível o desenvolvimento da nova manga de eixo dianteira, bem como a sua simulação. Para a realização da simulação do novo componente, foi seguido os mesmos passos anteriores, apenas utilizando a nova geometria, e o material sendo o alumínio 7021 T6, mas mantendo as mesmas condições de contorno do modelo matemático.

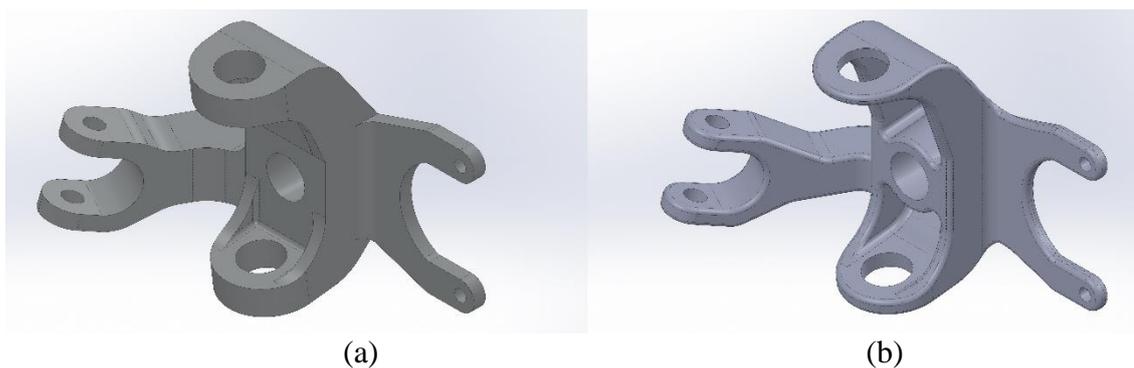
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo será apresentada a geometria nova da manga de eixo dianteira, bem como a comparação com o modelo que é utilizado atualmente. Posteriormente, serão realizadas as comparações em relação à tensão e deslocamento através dos resultados das simulações.

4.1 GEOMETRIA PROPOSTA

A partir da análise das tensões da manga de eixo atual, buscou-se otimizar as regiões que apresentavam baixas tensões, de forma a proporcionar a redução de massa do componente, bem como para uma melhor distribuição das tensões. Na Figura 16, é demonstrada de forma geral a alteração da geometria entre as duas versões da manga de eixo dianteira.

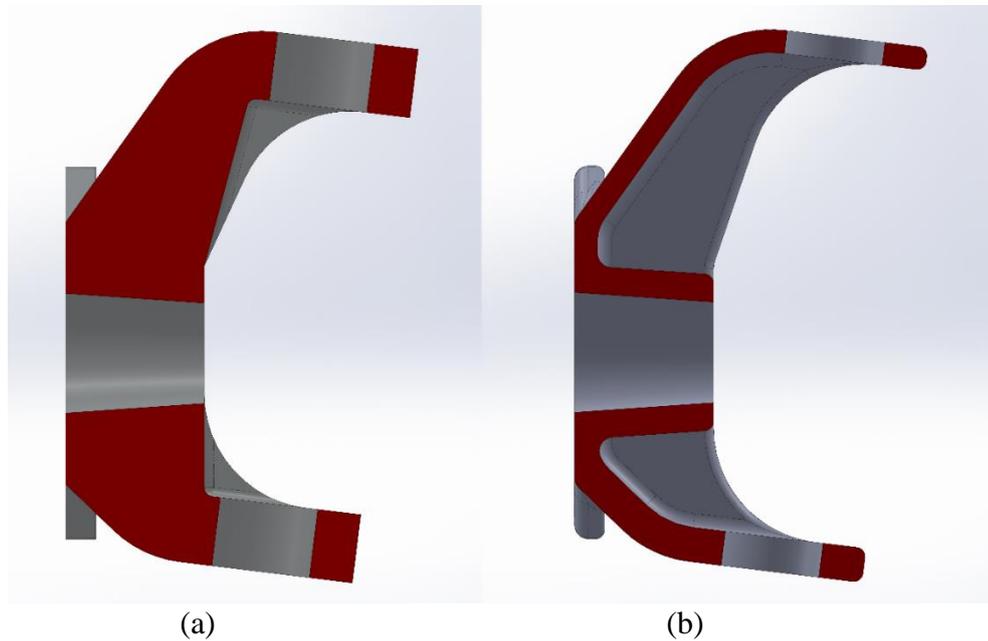
Figura 16 - Manga de eixo dianteira: (a) Atual; (b) Nova.



Na Figura 16, é possível notar a adição de filetes, recurso o qual foi utilizado com o objetivo de possibilitar a fundição do componente, de forma onde apenas as regiões que necessitem de ajustes sejam usinadas, possibilitando a redução de custos de fabricação do componente.

A região que sofreu as maiores alterações, foi a de fixação do sistema de suspensão, bem como o local onde o eixo é montado, pois como apresentado anteriormente na simulação, apresentava tensões bastante baixas em relação ao limite de escoamento do material. Na Figura 17, é realizada a comparação dessa região, onde na manga de eixo atual, a região de menor espessura apresentava 15 mm, sendo que no modelo proposta a região mais fina possui 5 mm. Outra comparação é em relação à maior espessura dessa região, a qual anteriormente possuía 30 mm, e no modelo proposto a região mais espessa é 7,5 mm no suporte inferior da suspensão.

Figura 17 - Seção transversal da região central das mangas de eixo dianteira: (a) Atual; (b) Nova.



A região do suporte do sistema de direção sofreu pequenas alterações na seção do braço de direção, sem a mudanças drásticas. A região do suporte do sistema de freio, teve apenas a adição dos filetes.

Na Figura 18, são indicadas as massas das regiões de ambas as mangas de eixo dianteira, bem como o percentual de redução, salientando que na região do sistema de freio a redução de massa origina-se pela redução de seção causada pelos filetes e não por alterações maiores da geometria.

Figura 18 - Redução de massa entre os modelos de manga de eixo dianteira.

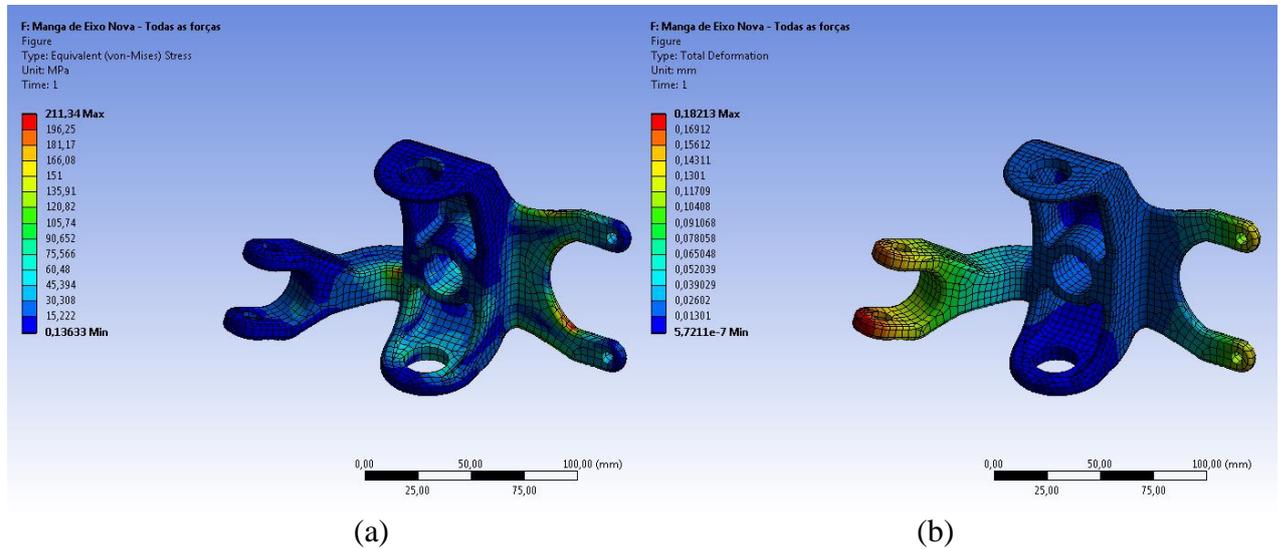
Suportes	Modelo atual (g)	Modelo Proposto (g)	Redução (%)
Sistema de Freio	46,96	45,64	3%
Sistema de Direção	156,1	115,11	26%
Sistema de Suspensão	426,35	251,13	41%
Total	629,41	411,88	35%

4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO

Na Figura 19 são apresentados os resultados relacionados à tensão e deformação do componente, sendo possível notar que a deformação se manteve baixa, de forma a não alterar

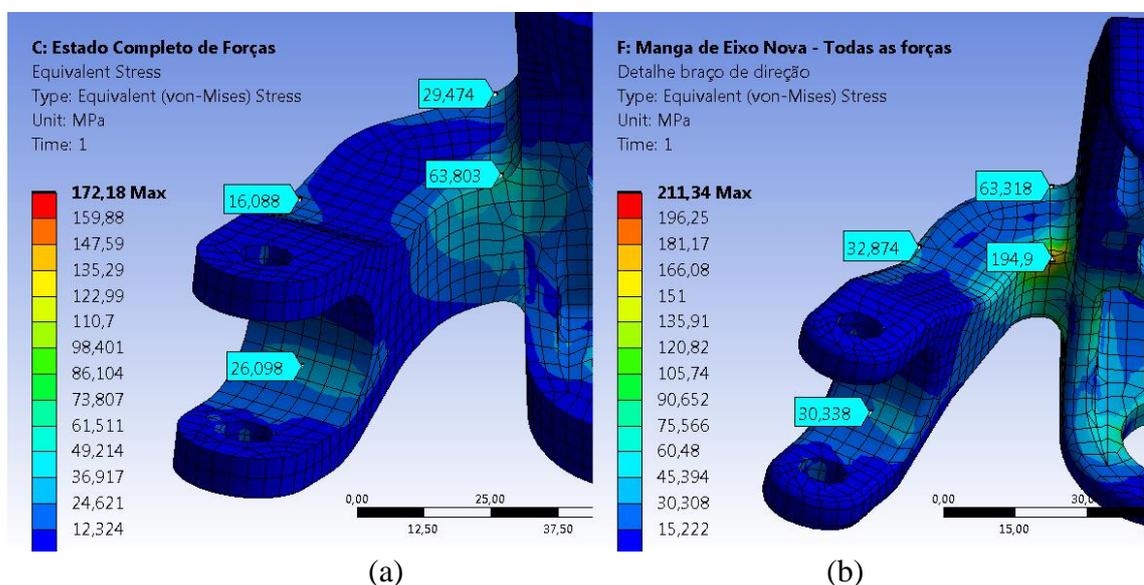
a funcionalidade do componente. A seguir, serão comparadas as tensões entre as versões atual e proposta da manga de eixo dianteira, de forma a assegurar a confiabilidade do componente.

Figura 19 - Manga de eixo dianteira nova: (a) Tensão; (b) Deformação.



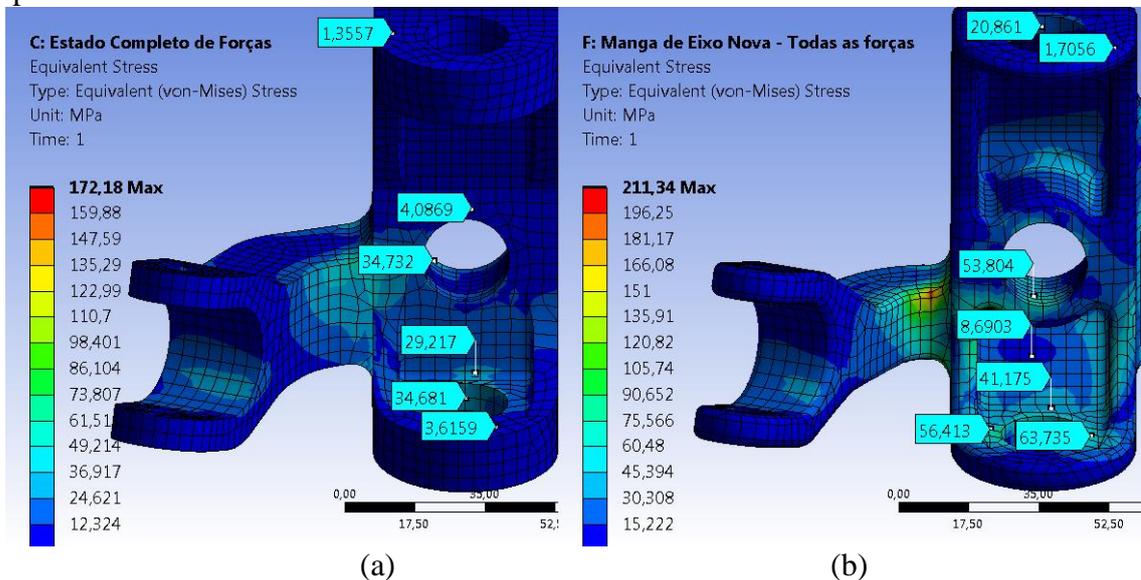
A primeira região a ser comparada é a do braço da direção, a qual sofreu pequenas alterações em relação a seção. Como pode ser visto na Figura 20, região de união ao corpo da manga de eixo sofreu um grande aumento de tensão em relação ao modelo anterior, porém, continua dentro do limite de escoamento do material, ressaltando, que na manga de eixo proposta o material utilizado é o alumínio 7021 T6 e a força aplicada nessa região possui um fator de segurança igual a 3.

Figura 20 - Tensões no braço de direção na manga de eixo: (a) Atual; (b) Proposta.



A segunda região a ser analisada é a dos suportes do sistema de suspensão e a conexão com o eixo, sendo a que sofreu as maiores alterações na seção, conforme visto anteriormente. Embora a região apresente baixas tensões após as modificações, optou-se por não diminuir mais as espessuras, devido à intenção de fabricar o componente através do processo de fundição, o qual dificultaria o escoamento do metal com espessuras muito finas. Na Figura 21, notam-se as alterações das tensões na manga de eixo proposta, onde mesmo com o suporte superior da suspensão sendo mais fino, ainda apresentou tensões mais baixas que o suporte inferior.

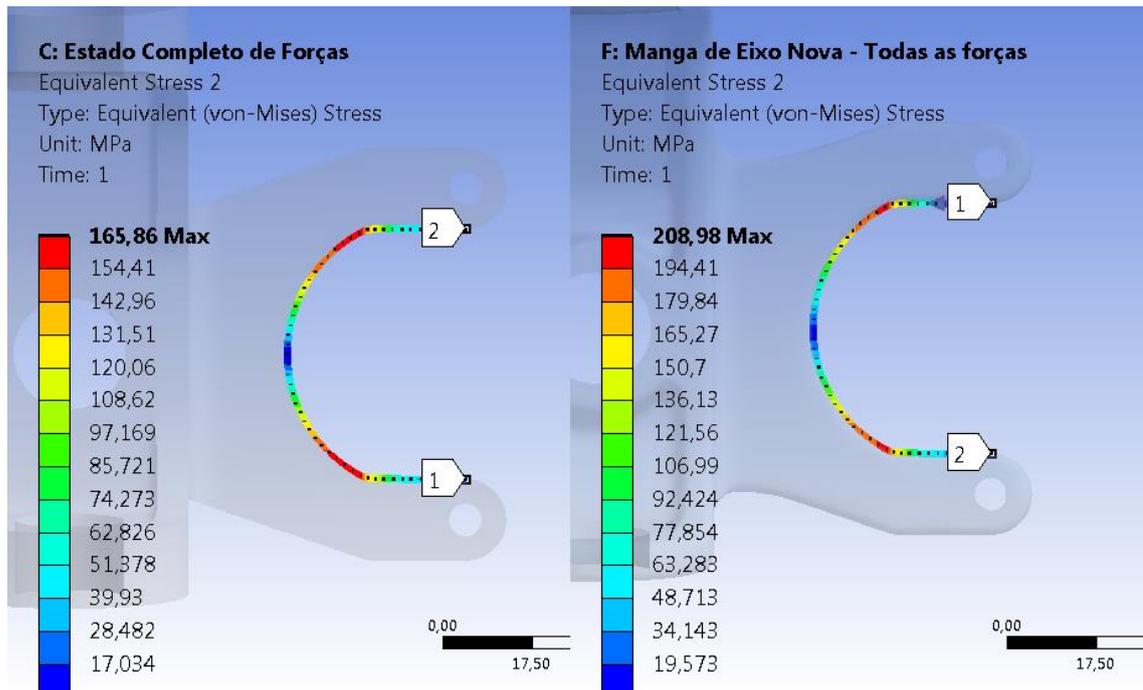
Figura 21 - Tensões nos suportes do sistema de suspensão na manga de eixo: (a) Atual; (b) Proposta.



A última região a ser analisada é a região do suporte de freio. A mesma já apresentava tensões elevadas em relação ao resto do componente, e devido a impossibilidade de alterar a geometria devido a montagem do sistema de freio, foram apenas adicionados filetes, com o objetivo de facilitar a fundição do componente. Com essa alteração, houve um aumento na tensão dessa região da manga de eixo dianteira.

Analisando-se de forma mais aprofundada, percebe-se que a manga de eixo atual, apresentava um coeficiente de segurança de aproximadamente 1,24, enquanto que o novo componente, mesmo com a tensão mais elevada, apresenta um coeficiente de segurança de 1,38. Fator esse que se deve à mudança do material, que apresenta um limite de escoamento maior. Na Figura 22, são apresentadas as regiões isoladas de tensão em ambas as mangas de eixo, de forma a melhor visualizar essa região

Figura 22 - Tensões no suporte de freio na manga de eixo: (a) Atual; (b) Proposta.



Realizadas todas as etapas de desenvolvimento da manga de eixo, é possível fabricá-la, de forma a realizar a validação da simulação. Sendo essa, uma etapa de grande importância, pois é ela que irá determinar se os resultados apresentados e as condições de contorno utilizadas foram definidas de forma correta, a fim de obter os resultados da forma mais precisa possível e condizente com as condições de utilização do componente.

CONCLUSÃO

Através da determinação das forças atuantes e tensões na manga de eixo dianteira atual do veículo Sinuelo IV, foi possível o desenvolvimento do novo componente, sendo utilizado o método de análise de elementos finitos, ao qual chegam-se as seguintes conclusões:

- O componente proposto irá apresentar uma massa 35% menor em relação ao componente atual, o que representa uma redução de 435 gramas no par de mangas de eixo dianteira, de forma a reduzir os custos em eventual processo de fundição.

- A região do suporte do sistema de direção, embora com poucas alterações, foi um dos locais que alcançou tensão mais próximas ao limite de escoamento do material, entretanto, mantendo a confiabilidade do componente devido ao fator de segurança utilizado na aplicação da força, que não alcançou o limite de escoamento em virtude da alteração do material.

- A região do suporte do sistema de suspensão, possibilitou as maiores alterações de seção, resultando na redução de 350 gramas no par de mangas de eixo, apenas nessa região. Mesmo assim, as tensões nessa região continuaram baixas, sendo o resultado igualmente satisfatório, devido a imprevisibilidade das forças que atuam nessa região.

- A região do suporte do sistema de freio, embora não atinja a tensão de escoamento do material, e a tensão resultante é próxima ao valor da manga de eixo dianteira utilizada atualmente. Ainda é considerada uma região crítica, pois a força aplicada não apresenta nenhum coeficiente de segurança, sendo então, uma região propensa a falha por fadiga. Dessa forma, recomenda-se testes posteriores para garantir a confiabilidade do componente.

Portanto, conclui-se que os objetivos principais foram atingidos de forma satisfatória, ressaltando a importância da realização de testes em ambiente controlado na manga de eixo proposta, a fim de verificar as forças atuantes calculadas estão condizentes com a prática, para posteriormente validar a simulação e concluir o desenvolvimento do componente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. 5 ed. São Paulo: Érica, 2012.

ANSYS. **ANSYS Workbench Manual**. 17.1 ed. [s.l], ANSYS INC. 2016.

BEER, F.; JOHNSTON, E. R. **Resistência dos Materiais**. 3 ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 1996.

BHASKARAN, R. **A Hands-on Introduction to Engineering Simulations: Error Reduction**. Disponível em: <<https://courses.edx.org/courses/course-v1:CornellX+ENGR2000X+2T2016/courseware/3b6f9eaeaa64480880edb3164397f06f/85ade598c79479f9a35a1e7c50481cb/>>. Acesso em: 03 jun. 2016.

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

EQUIPE SINUELO. **Equipe Sinuelo FAHOR de Baja**. Disponível em: <http://baja.fahor.com.br/index.php?option=com_content&view=article&id=8&Itemid=23>. Acesso em: 19 junho 2016.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Pittsburgh: SAE – Society of Automotive Engineers, 1992.

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.

MATWEB. **MatWeb-Material property data**. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=333b3a557aeb49b2b17266558e5d0dc0&ckck=1>>. Acesso em: 25 set. 2016.

METALTHAGA. **Propriedades Mecânicas Ligas De Alumínio Laminadas**. Disponível em: <<http://metalthaga.com.br/wp-content/uploads/2015/11/5-Propriedades-Meca%CC%82nicas-Ligas-de-Alumi%CC%81nio-Laminadas.pdf>>. Acesso em: 01 out. 2016.

MIRLISENNA, G. **Método dos Elementos Finitos: O que É?**. Disponível em: <<http://www.ess.com.br/blog/2016/01/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>>. Acesso em: 20 jun. 2016.

REFFATTI, F. **Determinação das Forças Atuantes na Suspensão Dianteira de um Veículo BAJA SAE**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade Horizontina, Horizontina, 2015.

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

SAE BRASIL. **Baja**. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>>. Acesso em: 19 junho 2016.