

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

**HELIO JOSE ALIPIO JUNIOR**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM BRAÇO DE SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO A**

JOINVILLE

2018

**HELIO JOSE ALIPIO JUNIOR**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM BRAÇO DE SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO A**

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Evandro Cardozo da Silva

JOINVILLE

2018

**HELIO JOSE ALIPIO JUNIOR**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM BRAÇO DE SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO A**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville, 05 de julho de 2018.

---

Dr. Modesto Hurtado Ferrer

Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Dr. Evandro Cardozo da Silva

Orientador

Universidade Federal de Santa Catarina

---

Dr. Sérgio Junichi Idehara

Membro

Universidade Federal de Santa Catarina

---

Dr. Marcos Alves Rabelo

Membro

Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho aos meus queridos pais.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente à Deus por ter tido à oportunidade de vivenciar esse momento, também agradeço de maneira especial minha família principalmente meu pai, e minha irmã, que sempre deram todo o apoio necessário para que eu pudesse estudar, e também minha mãe que apesar de não estar mais entre nós foi sempre uma grande incentivadora, certamente parte deste reconhecimento é deles também.

Também agradeço aos Professores, os funcionários da universidade e amigos, que estiveram presente ao longo de todos esses anos na universidade, de maneira especial ao professor Evandro orientador do trabalho, e aos professores que aceitaram fazer parte desta banca.

## RESUMO

A indústria automotiva tem expandido em todo mundo. A cada dia novos desafios surgem com o objetivo de aumentar a tecnologia em cada veículo melhorando a qualidade dos veículos bem com otimizando estruturas com a finalidade de redução de custo e aumentando o valor agregado. Estruturas como chassi, suspensão, *power train* tem sido alvo de diversos estudos para diminuir peso, proporcionando melhor desempenho, economia de combustível, e até mesmo economia de material. Dessa forma, esse trabalho tem como objetivo fazer uma análise estrutural, devido as tensões e deformações que agem em um braço de suspensão do tipo duplo A. O estudo é feito por meio do MEF, aplicado com o auxílio Programa ANSYS®, definindo um carregamento, bem como os vínculos dos elementos a serem estudados, e obtendo como resultado o perfil de tensões e alongamentos, e também o coeficiente de segurança para fadiga ao longo de todo o braço.

**Palavras-chave:** Suspensão Duplo A. MEF. CAD. CAE. Ansys.

## **ABSTRACT**

The automotive industry has expanded worldwide, each day new challenges rises in order to increase the vehicle technology improving the vehicle quality as well as optimizing structures in order to reduce costs and rising the added value. Structures such as chassis, suspension, power train have been target of several studies that aim's to decrease the overall weight, providing better performance, fuel economy, and utilizing less material. This way, this paper aim's to perform an structural analysis of the stress and deformation acting on double wishbone suspension arm, this study is made by the finite element method, aided by software Ansys, defining a loading and the links between the elements, and getting as a result the stress and displacement profile, as well the safety factor of fatigue over the whole arm.

**Keywords:** Suspension Double Wishbone. FEA. CAD. CAE. Ansys.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ligações de Suspensão.....	16
Figura 2 – Orientação da Suspensão.....	17
Figura 3 – Suspensão Duplo A.....	18
Figura 4 – Suspensão SLA .....	18
Figura 5 – Cargas de Fadiga .....	24
Figura 6 – Curvas de falha por fadiga .....	25
Figura 7 – Modelo CAD da suspensão.....	28
Figura 8 – Modelo 2D .....	29
Figura 9 – Exemplos de Malha.....	30
Figura 10 – Elemento TET 10.....	31
Figura 11 – Resultado para tensão equivalente de von-Mises [MPa] .....	33
Figura 12 – Resultado para tensão equivalente de von-Mises detalhado .....	33
Figura 13 – Resultado para alongamento [mm] .....	34
Figura 14 – Análise de convergência para alongamento .....	35
Figura 15 – Análise de convergência para tensão .....	35
Figura 16 – Mesh sizing 1 .....	36
Figura 17 – Mesh sizing 2 .....	36
Figura 18 – Análise de convergência alongamento da segunda simulação.....	37
Figura 19 – Análise de convergência Tensão da segunda simulação.....	38
Figura 20 – Alterações CAD. ....	39
Figura 21 – Mesh sizing final .....	40
Figura 22 – Resultado para alongamento final da análise de convergência .....	41
Figura 23 – Resultado final para tensão da análise de convergência .....	41
Figura 24 – Condições de contorno.....	43
Figura 25 – Junta Esférica .....	44
Figura 26 – Junta de Revolução .....	45
Figura 27 – Diagrama de corpo livre do veículo .....	46
Figura 28 – Diagrama de corpo livre da suspensão.....	48
Figura 29 – Diagrama das ligações.....	49
Figura 30 – Curva S-N do Material .....	50
Figura 31 – Resultado para tensão de von Mises [Pa].....	51
Figura 32 – Resultado para tensão von Mises vista inferior [Pa].....	52



Figura 33 – Resultado para tensão máxima/mínima [Pa].....	52
Figura 34 – Resultado para alongamento [mm] .....	53
Figura 35 – Ponto máximo e mínimo para alongamento [mm].....	54
Figura 36 – Resultado para fadiga.....	55

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados da simulação.....	32
Tabela 2 – Resultados da segunda simulação.....	37
Tabela 3 – Resultado final da análise de convergência.....	40
Tabela 4 – Parâmetros do Veículo.....	47
Tabela 5 – Carregamento sobre o eixo .....	47
Tabela 6 – Propriedades do material .....	49

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

CAD – Computer Aided Design

CAE – Computer Aided Engineering

FEA – Finite Element Analysis

IGES – Initial Graphics Exchange Specification

MEF – Método dos Elementos Finitos

SAE – Sociedade dos Engenheiros Automotivos

SLA – Short/Long Arms

STEP – Standard for the Exchange of Product model data

TET – Tetraedro

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $\sigma$  – Tensão
- $\sigma_a$  – Tensão alternada
- $\sigma_m$  – Tensão Média
- $E$  – Módulo de Elasticidade
- $\delta$  – Alongamento
- $\nu$  – Coeficiente de Poisson
- $U$  – Energia de deformação
- $S_e$  – Limite de fadiga
- $S_f$  – Resistência a fadiga
- $S_y$  – Limite de escoamento
- $S_{ut}$  – Limite de resistência a tração
- $F$  – Força
- $m$  – Massa
- $a$  – Aceleração
- $F_s$  – Força no amortecedor
- $F_w$  – Força na roda
- $W$  – Força peso
- $W_f$  – Força peso sobre o eixo dianteiro
- $W_r$  – Força peso sobre o eixo traseiro
- $v$  – Velocidade

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
1.1	OBJETIVOS.....	14
1.1.1	<b>Objetivo Geral .....</b>	<b>14</b>
1.1.2	<b>Objetivos Específicos.....</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>15</b>
2.1	SUSPENSÃO .....	15
2.1.1	<b>Cinemática da suspensão independente .....</b>	<b>15</b>
2.1.2	<b>Suspensão duplo A (Double wishbone).....</b>	<b>17</b>
2.2	RESISTÊNCIA DOS MATERIAS .....	19
2.2.1	<b>Tensão.....</b>	<b>19</b>
2.2.2	<b>Deformação .....</b>	<b>20</b>
2.2.3	<b>Propriedades dos Materiais.....</b>	<b>20</b>
2.2.4	<b>Teoria da energia de distorção de von Mises .....</b>	<b>22</b>
2.2.5	<b>Tensão equivalente de von Mises .....</b>	<b>22</b>
2.3	FADIGA.....	23
2.3.1	<b>Modelo de falha tensão-número de ciclos.....</b>	<b>23</b>
2.3.2	<b>Cargas de Fadiga .....</b>	<b>24</b>
2.3.3	<b>Curvas de falha por fadiga .....</b>	<b>24</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>26</b>
3.1	MÉTODOS COMPUTACIONAIS.....	26
3.1.1	<b>Projeto auxiliado por computador (CAD) .....</b>	<b>26</b>
3.1.2	<b>Método dos Elemento Finitos (MEF).....</b>	<b>27</b>
3.1.3	<b>Desenvolvimento do Modelo CAD .....</b>	<b>28</b>
3.2	DESENVOLVIMENTO DA MALHA .....	29
3.2.1	<b>Refinamento da Malha.....</b>	<b>30</b>

<b>3.2.2</b>	<b>Tipo de Elemento.....</b>	<b>30</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Análise de convergência.....</b>	<b>31</b>
<b>4</b>	<b>ANÁLISE ESTRUTURAL.....</b>	<b>43</b>
4.1	CONDIÇÕES DE CONTORNO NOS ELEMENTOS DE SUSPENSÃO .....	43
4.1.1	Junta esférica .....	43
4.1.2	Junta de revolução.....	44
4.1.3	Carregamento .....	45
4.1.4	Análise de Forças.....	48
4.2	SELEÇÃO DO MATERIAL.....	49
4.3	ANÁLISE DE TENSÃO.....	50
4.4	ANÁLISE DE ALONGAMENTO .....	53
4.5	ANÁLISE DE FADIGA .....	54
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>56</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>57</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Desenvolver componentes mais leves e mais otimizados do ponto de vista estrutural tem sido um desafio enfrentado diariamente pelos engenheiros automotivos, seja para desenvolver carros mais velozes, ou mais econômicos. Em ambos os casos se faz necessário um estudo das estruturas dos veículos com a finalidade de aproveitar da melhor maneira possível a quantidade de material utilizada.

Em alguns casos, devido à falta de um estudo detalhado das tensões em componentes estruturais do veículo, se opta por superdimensionar os componentes, não só utilizando mais material do que o necessário, mas também utilizando-o de maneira geometricamente desfavorável, por muitos vezes reforçando áreas onde a concentração de tensão não é alta, e deixando áreas com maior concentração de tensão, com menor reforço estrutural.

Com base nisso, podemos entender a importância de um estudo estrutural detalhado dos componentes de um veículo. Por meio de uma simulação computacional podemos prever em quais áreas os esforços mecânicos são maiores, e agir para reduzir os efeitos pontualmente, possibilitando o desenvolvimento de uma geometria de maneira mais inteligente. Os principais benefícios são redução de peso e de utilização de material, o que traz um impacto positivo não só econômico, mas também do ponto de vista de desempenho.

A suspensão é um dos sistemas do veículo mais importante. Seu desempenho afeta diretamente a segurança, estabilidade do veículo, desempenho, e nível de ruído e até mesmo o design do veículo, sua principal função é reduzir os esforços causados pela solo para a carroceria. ( DARGE, 2014).

A suspensão de interesse para o desenvolvimento deste trabalho se trata de uma suspensão do tipo duplo A, composta basicamente por dois braços, superior e inferior, e o amortecedor apoiado no braço inferior. Os braços fazem interface com o chassi por meio de junta de revolução, e com a manga de eixo por junta esférica ( HEIBING, 2011).

Será feita uma análise das tensões e deformações causadas no braço inferior da suspensão devido ao carregamento tanto estático como dinâmico, que a suspensão está sujeita.

A realização da análise, será feita por meio de uma simulação estrutural utilizando o programa comercial ANSYS®, com ele podemos definir o carregamento e condições de contorno, e temos como resultado às tensões, e deformações, bem como para cargas dinâmicas o coeficiente de segurança para fadiga.

A simulação é feita com base no MEF, o método consiste na discretização do problema contínuo em diversas partes, tais partes são conhecidas como elementos ligados entre si por nós, onde efetivamente são calculados os parâmetros. (ALVES FILHO, 2000).

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Realizar uma simulação estrutural em um braço de suspensão do tipo duplo A, analisar as tensões e deformações, bem como o coeficiente de segurança, quando exposto a um carregamento estático e dinâmico utilizando uma ferramenta CAE (Computer Aided Engineering).

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Definir uma Geometria CAD de Suspensão Duplo A.
- Definir as condições de contorno do problema e carregamento da estrutura.
- Criar uma malha ideal para simulação.
- Analisar os resultados da solução numérica.



## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

O objetivo da fundamentação teórica é fazer um levantamento bibliográfico dos tópicos relacionados a uma análise estrutural de um braço de suspensão do tipo duplo A, desde o conhecimento dos tipos de suspensão até o entendimento do método de cálculo e teoria de Resistência dos Materiais.

### **2.1 SUSPENSÃO**

A suspensão é um dos elementos mais importantes que compõem um veículo, seu funcionamento afeta diretamente a segurança, desempenho e nível de ruído de um veículo. (DARGE, 2014)

Podemos perceber seu funcionamento principalmente quando à mesma é solicitada em manobras como freadas bruscas, grande aceleração, curvas em alta velocidade ou até mesmo quando trafegando em terreno irregular. Nestes casos a suspensão do veículo age de maneira a garantir uma manobra segura e confortável. (HAPPIAN-SMITH, 2002)

A principal função da suspensão é garantir manobrabilidade e uma condução confortável do veículo, para isso é essencial que a suspensão isole o chassi das forças aplicadas aos pneus. Outra função da suspensão é garantir o controle de direção durante manobras, isso requer que a suspensão mantenha as rodas em correto posicionamento em relação a via. (HAPPIAN-SMITH, 2002)

A suspensão também tem a função de suportar o veículo, sua estrutura carroceria e chassi e deve permitir que as rodas se movimentem no sentido vertical, amortecendo o percurso e garantindo a qualquer instante o contato da roda com a pista. As partes que constituem uma suspensão incluem: molas, dispositivos de amortecimento, juntas esféricas, componentes de direção e eixo, bem como os braços de sustentação e demais componentes de fixação.

#### **2.1.1 Cinemática da suspensão independente**

Um sistema de suspensão independente consiste em um acoplamento entre o corpo do veículo e o conjunto da roda, através de de ligações intermediárias, juntas articuladas ou rígidas, que usualmente estão localizadas no final das ligações. Essas juntas definem quantos graus de liberdade há na ligação, em quantas direções o movimento da ligação é livre. Os

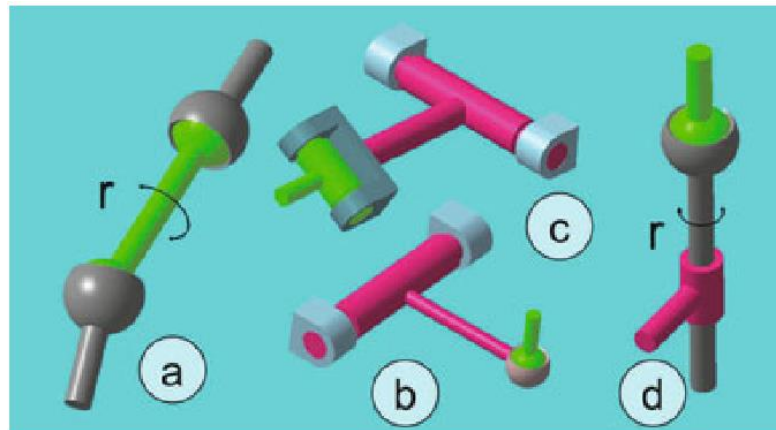
graus de liberdade podem variar de 1 a 6, sendo translação em  $x,y,z$ , e rotação em  $x,y,z$ . (HEIBING, 2011)

Existem uma variedade de tipos de ligações entre o corpo do veículo e a roda. O número de juntas requeridas para proporcionar a roda a movimentação no eixo vertical, bem como a movimentação das rodas para manobras como uma curva depende das propriedades cinemáticas dos diferentes tipos de ligações usados na suspensão. (HEIBING, 2011)

O mais simples tipo de ligação é o two-point link (Figura 1.a), outra maneira é o three-point link, com uma junta da roda e duas no corpo do veículo, (Figura 1.b). Outra possível configuração é mostrada na (Figura 1.c), ligação trapezoidal. A combinação de dois three-point link é conhecida como double-wishbone tipo de suspensão que é escolhido para o desenvolvimento deste trabalho. Outro tipo de junta deslizante de rotação ( Figura 1.d) (HEIBING, 2011)

Figura 1 – Ligações de Suspensão

- (a) Two-point link,
- (b) Three-point link,
- (c) Ligação trapezoidal e
- (d) Junta deslizante de rotação



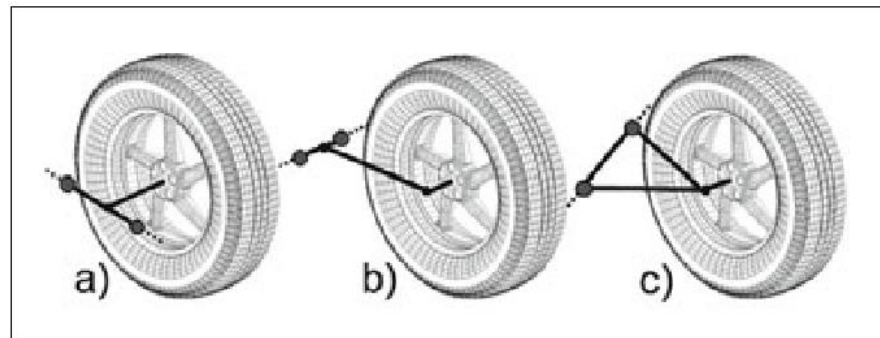
Fonte : Heißing (2011)

Outra propriedade importante no dimensionamento de uma suspensão é a sua orientação em relação a direção de condução do veículo. Dependendo da orientação, ocorrerá a transferência de forças em uma determinada direção, a suspensão pode ser dimensionada na direção lateral (Figura 2.a), longitudinal (Figura 2.b) e diagonal (Figura 2.c).

Isso é importante porque uma suspensão deve ser o mais rígido possível na direção lateral, e o mais macio possível na direção longitudinal. (HEIBING, 2011)

Figura 2 – Orientação da Suspensão

- (a) Lateral,
- (b) Longitudinal e
- (c) Diagonal.

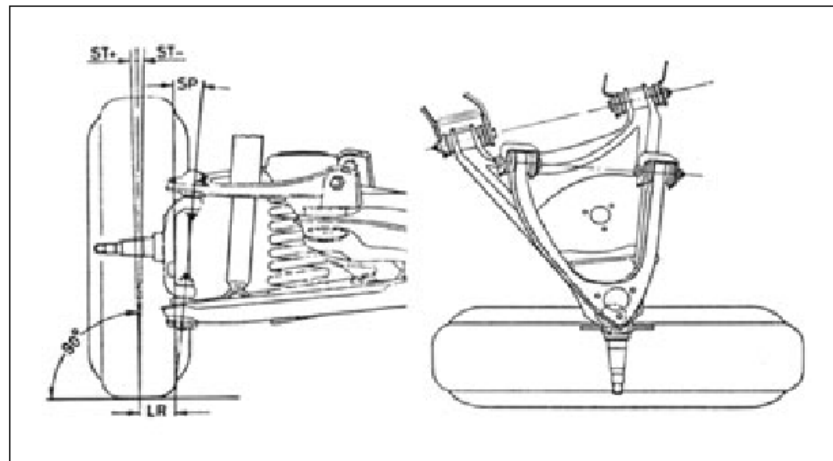


Fonte : Heißing (2011)

### 2.1.2 Suspensão duplo A (Double wishbone)

A suspensão do tipo duplo A (Figura 3) é caracterizada por dois braços de suspensão do tipo three-point link com duas juntas no corpo de veículo, e uma junta no conjunto da roda. Um braço de suspensão deve ser posicionado abaixo do centro da roda, enquanto o segundo deve ser posicionado acima do centro da roda. Para resistir à todas as forças e momentos que agem no conjunto da roda. Para garantir a manobrabilidade do veículo, o emprega-se um terceiro componente o braço de direção. (HEIBING, 2011)

Figura 3 – Suspensão Duplo A

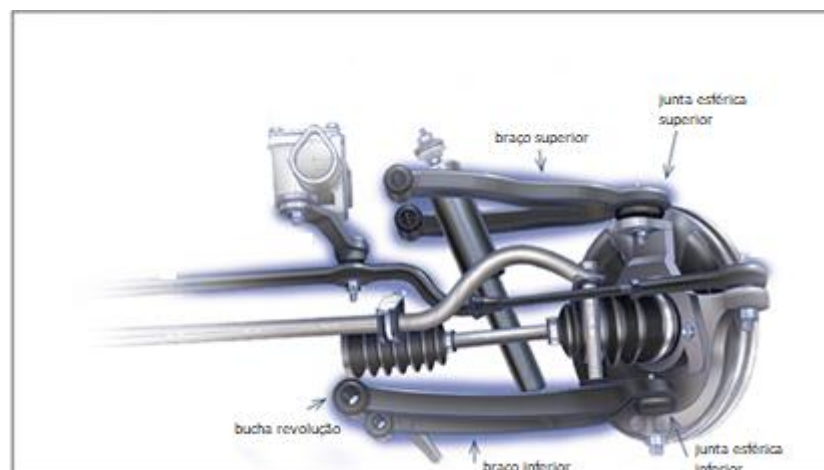


Fonte : Heißing (2011)

Para resistir às forças em ambas direções, longitudinal e lateral, às juntas de ligações com a manga de eixo e com o chassi do veículo, são respectivamente, junta esférica, com a utilização de um terminal rotular, e bucha rígida de borracha que permite o movimento de rotação em volta do seu próprio eixo, tais eixos devem estar perfeitamente alinhados garantido um movimento livre e sem deformação da suspensão.

Diferentes tipos de configurações podem ser feitas para melhorar o desempenho de uma suspensão do tipo duplo A. Uma configuração comum é conhecida com SLA ( Short/Long Arms) (Figura 4) Nessa configuração, o braço superior é mais curto que o braço inferior, isso reduz o camber. Desse modo há um maior contato dos pneus com a pista devido a camber negativo, bem como há um maior potencial de transferência de força lateral.

Figura 4 – Suspensão SLA



Fonte : Desconhecido (2018)

Em uma suspensão do tipo duplo A, às forças causadas pelas molas e amortecedores, são aplicadas diretamente na ligação da suspensão, causando momento torçor nessa região. Usualmente são utilizados materiais mais resistentes nessas regiões evitando possíveis falhas. Uma maneira de minimizar esse efeito é aplicar o amortecedor o mais próximo possível do conjunto da roda, e usualmente no braço inferior na suspensão,

É possível identificar uma série de vantagens com a aplicação de uma suspensão do tipo duplo A em um veículo. Às principais vantagens são: a liberdade de configuração da suspensão, a ajustagem de centro de rolagem, o eixo de pitch, bem como camber e curso da suspensão. Outra vantagem é a grande rigidez lateral, grande conforto e manobrabilidade, como desvantagem podemos citar o custo de manufatura, e também a grandes forças aplicadas no chassi, nos pontos de ligação com a suspensão. (HEIBING, 2011)

São conhecidas duas configurações para uma suspensão do tipo duplo A, Short-Spindle, o mais usual, onde há um pequena espaço entre o braço superior e o inferior, permitindo que às juntas esféricas fiquem bem próximas às rodas. Uma segunda configuração é a Long-Spindle, nessa configuração há um grande espaço entre o braço superior e o inferior. A junta esférica superior é posicionada acima da roda, uma vez que a manga de eixo possui uma haste larga possibilitando esse encaixe. Nessa configuração o braço superior tem curso maior de trabalho. (HEIBING, 2011)

## 2.2 RESISTÊNCIA DOS MATERIAS

### 2.2.1 Tensão

Para entendermos melhor às áreas em que há uma maior solicitação mecânica no projeto de um braço de suspensão, precisamos definir uma unidade de medida para quantificar essa solicitação, para isso utilizamos a tensão. É entendido por tensão o coeficiente resultante de uma força infinitesimal aplicada a uma porção de área também infinitesimal, a tensão é uma unidade utilizada para quantificar o esforço causados pelas forças aplicadas ao braço de suspensão, bem como das reações resultantes das juntas com o veículo e a roda. Podemos dividir a tensão em normal quando a força age perpendicularmente ao elemento de área podendo variar entre tensão de tração ou compressão, dependendo do sentido do vetor de força, ou também tensão de cisalhamento quando a força age tangente a área denominada. (HIBBELER, 2010)

### **2.2.2 Deformação**

Sempre que uma carga é aplicada em um corpo, esse tende a sair da sua condição inicial e se deslocar para um novo ponto, não é diferente para o caso do braço inferior da suspensão, o carregamento causado pelo contato do pneu com a pista, e também do peso do carro exercido no amortecedor, pode alterar a forma e o tamanho do braço. Esse deslocamento é conhecido como deformação. A deformação pode ser pequena quase imperceptível, ou consideravelmente grande. Para o dimensionamento do braço de suspensão o conhecimento da deformação para determinada carga aplicada é de interesse, uma vez que grandes deformações podem gerar podem impossibilitar o movimento correto da suspensão, ou até mesmo deformações permanentes. Podemos dividir o estudo da deformação em basicamente dois conceitos deformação normal e deformação cisalhante. Entendemos por deformação normal o alongamento ou contração de um segmento de reta por unidade de comprimento, que causa uma alteração no volume do elemento. Já a deformação cisalhante ocorre quando a mudança de ângulo entre dois segmentos de reta que eram inicialmente perpendiculares, Às deformações cisalhantes são responsáveis por mudanças na forma do elemento.

### **2.2.3 Propriedades dos Materiais**

Para o desenvolvimento de um braço de suspensão do tipo duplo, uma das escolhas mais importantes a ser feita é o tipo de material que devemos utilizar. Para isso algumas características dos materiais devem ser avaliadas, como: resistência, dureza, ductilidade, e rigidez. Tais propriedades mecânicas dos materiais, são levantadas através de ensaios mecânicos em laboratórios com equipamentos e condições adequadas. O comportamento mecânico de uma material sob tensão pode ser dividido em duas fases. Primeiramente o comportamento em deformação elástica, onde a tensão e a deformação são linearmente proporcionais, e a deformação não é permanente. Podemos encontrar a tensão em função da deformação e do módulo de elasticidade, de acordo com a equação conhecida como le de hooke. (HIBBELER, 2010)

$$\sigma = E\varepsilon \quad (1)$$

onde:

$\sigma = \text{Tensão [Pa]}$ .

$E = \text{Módulo de elasticidade [Pa]}$

$\varepsilon = \text{Deformação}$

Após a deformação elástica ocorre a deformação plástica, deformação permanente, onde o material não volta mais ao estado anterior. A deformação plástica ocorre devido a quebra de ligações atômicas com átomos vizinhos, e em seguida a formação da ligação com novos átomos. Para deformação plástica a relação entre a deformação e a tensão não é linear. (CALLISTER JUNIOR, 2000)

Com o objetivo de encontrar a tensão e o alongamento causado pela aplicação de uma força no braço de suspensão através de uma simulação computacional, precisamos dar entrada para o programa, de alguns dados do material, para que a curva tensão deformação, bem como características do material como mencionado anteriormente possam ser reconhecidas pelo programa e assim calculado os dados de interesse. Normalmente os dados de entrada são o módulo de elasticidade e o coeficiente de poisson do material, o primeiro trata da relação entre a deformação sofrida pelo material, pela carga aplicada de compressão ou tração.

Em outras palavras os módulo de elasticidade tem relação com a rigidez do material. Materiais com módulos de elasticidade maiores têm deformação menor quando submetido a mesma carga em comparação com materiais com módulo de elasticidade menores. (COSSOLINO; PEREIRA, 2010)

Outro fator importante é o coeficiente de Poisson. Esse mede uma razão entre a deformação em diferentes direções, ou deformação transversal. É dado pela seguinte equação.

$$\nu = -\frac{\delta_x}{\delta_z} = -\frac{\delta_y}{\delta_z} \quad (2)$$

Um importante ponto a ser analisado diz respeito ao sinal do coeficiente de poisson, materiais com coeficiente de poisson positivo contraem-se quando solicitados longitudinalmente, enquanto materiais com coeficiente de poisson negativo expandem quando solicitados longitudinalmente. (COSSOLINO; PEREIRA, 2010)

Todas às equações e conceitos apresentados até o momento partem da premissa que o material a ser utilizado para a fabricação do braço de suspensão é homogêneo, ou seja, possui as mesmas propriedades físicas e mecânicas em todo o seu volume, bem como são isotrópicos por terem as mesmas propriedades independente da direção. Aços usualmente possuem milhares de cristais orientados aleatoriamente em um milímetro cúbico, porém como no problema apresentado, o tamanho físico da peça em questão é demasiadamente maior que um cristal, uma aproximação para um material homogêneo e isotrópico é razoável. (HIBBELER, 2010)

#### 2.2.4 Teoria da energia de distorção de von Mises

Microscopicamente entendemos a deformação, como proveniente do movimento relativo dos átomos dentro da sua estrutura cristalina, o deslocamento é causado pela tensão de cisalhamento e gera a distorção, a energia acumulada na peça devido a distorção do material é a tensão de cisalhamento. (NORTON, 2013).

Entendemos por energia total de deformação com a área embaixo da curva do diagrama tensão-deformação, considerando o estado tripla de tensão a equação fica.

$$U = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3) \quad (3)$$

onde:

$\sigma$  = Tensão [Pa]

$\varepsilon$  = Deformação

#### 2.2.5 Tensão equivalente de von Mises

Por muitas vezes temos em um mesmo ponto tensões combinadas, como normal e de cisalhamento aplicada em um mesmo ponto, sendo assim é conveniente encontrar uma única tensão que substitua em magnitude todas às tensões aplicadas em um mesmo ponto, por meio da utilização da energia de distorção podemos encontrar essa tensão, conhecida como tensão equivalente de von Mises, entendemos como tensão equivalente de von Mises *como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas*. Sendo assim conseguimos simplificar o problema de



tensões multiaxiais combinadas com tensões de cisalhamento aplicado ao braço de suspensão, transformando em apenas uma tensão de tração pura, tornando mais fácil a comparação com o limite de escoamento, ou de tensão, facilitando a análise das forças aplicadas ao braço. A tensão equivalente de von Mises é a tensão ideal a ser utilizada, uma vez que o material selecionado é dúctil. (NORTON, 2013).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (4)$$

## 2.3 FADIGA

Para entendermos melhor qual é a real resistência da peça durante o funcionamento, não basta apenas entendermos o carregamento estático, mas sim, também compreendermos detalhadamente o comportamento da peça sob um carregamento dinâmico. A maioria das falhas ocorrem devido a cargas que variam com o tempo, e depois de um determinado número de ciclos. Tais falhas ocorrem em tensões significativamente menores que a tensão de escoamento, por isso se nos basearmos tão somente em um estudo estrutural estático, teremos grandes chances de estar cometendo um erro em relação ao dimensionamento da peça.

Falhas por fadiga invariavelmente tem início em trincas, essas podem ser pequenos entalhes, ou descontinuidades da peça, e geralmente acontecem em regiões de concentração de tensão. Praticamente todas às peças possuem trincas mesmo que em escala microscópica, elas podem ser iniciadas durante o processo de fabricação do material, ou durante a aplicação de uma carga durante vários ciclos. (NORTON, 2013).

### 2.3.1 Modelo de falha tensão-número de ciclos

Frequentemente utilizado em aplicações em que se espera que o componente resista a mais de  $10^3$  ciclos, o modelo é baseado na tensão, busca-se sempre manter a tensão abaixo de um limite máximo que depende do número de ciclos. Porém na maioria dos casos constante depois de um determinado número de ciclos. A suposição para aplicação do método é *que as tensões e deformações permanecem no regime elástico e que não há ocorrência de escoamento local para a propagação de uma trinca qualquer.*

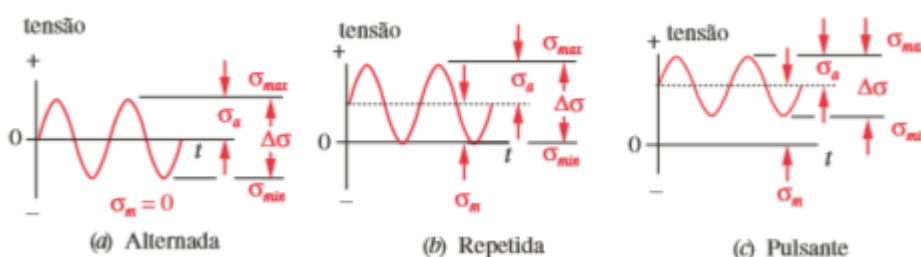
Apesar de ser uma abordagem fácil de ser implementada, e haver uma grande quantidade de dados de materiais para aplicação do método, esse é o método mais empírico e menos preciso, dos modelos de falha por fadiga. (NORTON, 2013).

### 2.3.2 Cargas de Fadiga

Cargas que possuem variação no tempo podem gerar iniciação de trincas e levar a falhas por fadiga, de maneira geral em veículos em movimento, às cargas variam consideravelmente em amplitude e frequência, o contato do veículo com a pista, gera reações que podem variar de acordo com a pista, ou até mesmo da carga do veículo, e resultam em formas de onda para o carregamento completamente aleatórias, com o objetivo de facilitar o estudo podemos modelar o carregamento dinâmico de forma senoidal em três diferentes formas. (NORTON, 2013).

(Figura 5.a) Representa tensão alternada onde há uma componente positiva e uma igualmente negativa de tensão, nesse caso a tensão média é zero, (Figura 5.b), representa a tensão repetida onde a tensão a varia de um ponto máxima até zero, nesse casos temos componentes de tensões alternadas, e médias, (Figura 5.c), representa o caso de tensão pulsante, onde a tensão varia de um ponto máximo a um mínimo diferente de zero, nesse caso também temos componentes de tensão média e alternadas.

Figura 5 – Cargas de Fadiga



Fonte: Norton (2013)

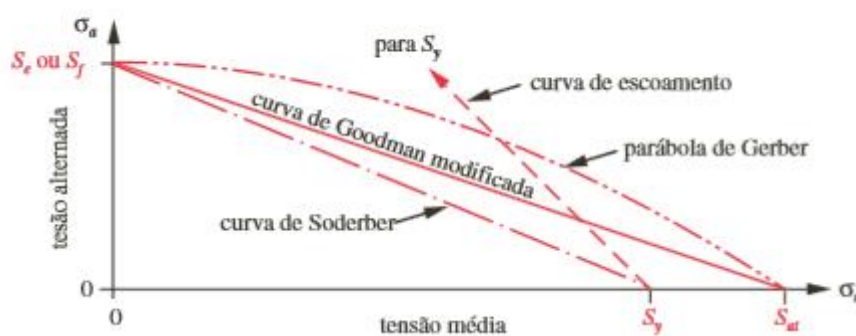
### 2.3.3 Curvas de falha por fadiga

Para um projeto de uma peça, considerando sua vida em fadiga, em que o carregamento aplicado na peça possui forma repetida ou pulsante, deve se observar ao fato

que os componentes de tensão média tem um efeito significativo para a falha, é fato que peças que possuem carregamentos repetidos, onde há combinação de componentes de tensão média, com alternada, falham em tensões inferiores a aqueles, em que o carregamento é puramente alternado.

Para calcularmos um coeficiente de segurança para fadiga, com base no carregamento aplicado, precisamos selecionar uma curva de falha, que considere às componentes de tensão média e alternada. Nas literaturas pesquisadas foram levantadas três curvas mais conhecidas, são as curvas de Gerber, Goodman e Soderberg, ilustrados na figura 6 cada uma.

Figura 6 – Curvas de falha por fadiga



Fonte: Norton (2013)

A região embaixo das curvas é onde não há falhas, a curva de Gerber como podemos ver é a menos conservadora, ela é baseada em dados experimentais, onde peças são sujeitas a vários níveis de tensões médias e alternadas, o comportamento médio desses parâmetros define a curva de Gerber. Uma outra opção mais conservadora e usualmente mais utilizada em projetos é a curva de Goodman, essa faz uma curva reta do limite para tensão alternada, até o limite para tensão média, ela pode ser considerada como baseada no comportamento mínimo de resistência das peças testadas para o experimento que delimita a curva de Gerber. Uma terceira opção a mais conservadora de todas é a curva de Soderberg. Essa traça uma linha reta do limite para tensão alternada, até o limite para tensão média, considerando o limite a tensão de escoamento do material.

### **3 METODOLOGIA**

O objetivo deste capítulo é descrever todos os passos e conceitos utilizados para o desenvolvimento da análise estrutural, desde de uma breve descrição das ferramentas CAE, até o modelamento CAD da peça.

#### **3.1 MÉTODOS COMPUTACIONAIS**

O métodos computacionais, são ferramentas utilizadas para facilitar o trabalho do engenheiro em um desenvolvimento de um componente. Atráves da utilização de ferramentas computacionais é possível realizar os mais diversos cálculos estruturais, substituindo os antigo métodos manuais, ganhando tempo, e diminuindo a possibilidade de erros.

##### **3.1.1 Projeto auxiliado por computador (CAD)**

O desenvolvimento dos computadores causou uma revolução no que diz respeito ao desenvolvimento de produtos, problemas que até então levavam um tempo imensurável, ou até mesmo eram impossíveis de serem resolvidos, passaram a serem resolvidos, em questão de minutos. Alguns métodos antigos desenvolvidos para resolver problemas de engenharia ainda são largamente utilizados nas universidades devido facilidade de entendimento e didática, porém atualmente os métodos tradicionais de engenharia foram substituídos por métodos computacionais em quase todas às aplicações. O seguinte trabalho faz uso basicamente de dois tipos de ferramentas computacionais para resolverem o problema de análise de tensão no braço de suspensão, o sistemas CAD, e CAE. O CAD ( Computer Aided Design ) será utilizada para desenvolvimento do modelo 3D do braço de suspensão. O programa CAD substitue os tradicionais croquis criados a mão. Com o programa CAD podemos desenvolver o modelo 3D do braço de suspensão, e posteriormente criar as vistas 2D do modelo para fabricação do mesmo. Os programas não só facilitaram o desenvolvimento dos desenhos dos componentes, bem como também auxiliaram em outras questões de engenharia como posicionamento do centro de massa, e peso da peça. O modelo 3D é de grande importância para o desenvolvimento do trabalho, não só pela visualização do modelo em ambiente gráfico, mas também porque a partir dele é gerado a malha para simulação numérica. Para isso utilizaremos uma outra ferramenta o CAE (Computer Aided

Engineering). O sistema CAE trata-se de algo mais complexo que somente a geometria da peça. Com o programa CAE podemos realizar análise de forças, tensões e deflexões, bem como de diversos problemas de engenharia, para solução do problema, deve ser gerado uma malha computacional, essa é onde estão localizadas os nós, os pontos onde efetivamente são calculados o parâmetros que serão medidos. A malha pode ser criada livremente no programa, ou a partir do modelo 3D importado do CAD. Alguns programas possuem uma interface entre o CAD e o CAE, assim o modelo 3D é importado diretamente do CAD para o CAE, alguns outros é necessário gerar um arquivo (IGES, Step, entre outros) para importar o modelo do CAD para o CAE. Outro ponto importante a ser mencionado é que apesar da utilização do CAE para soluções de problemas de engenharia seja fácil e rápida sem conhecimento das teorias clássicas de mecânicas dos materiais pode levar a resultados não precisos. Para utilização do programa CAE é importante o conhecimento de resistência dos materiais , bem como do método numérico utilizado para solução do problema. (NORTON, 2013).

### **3.1.2 Método dos Elemento Finitos (MEF)**

Para solucionar o problema de encontrar a alongamento e a tensão no braço de suspensão, será utilizado um programa CAE, como mencionado anteriormente, com isso damos como entrada alguns parâmetros do material, bem como às condições de contorno do problema, fixações, e carregamento, o resultado é o alongamento, tensão e outros aspectos do problema. O programa CAE faz esse cálculo utilizando um método numérico, conhecido como MEF, tal método é bem difundido na prática da engenharia para solução de diversos problemas. (MARTHA, 1994)

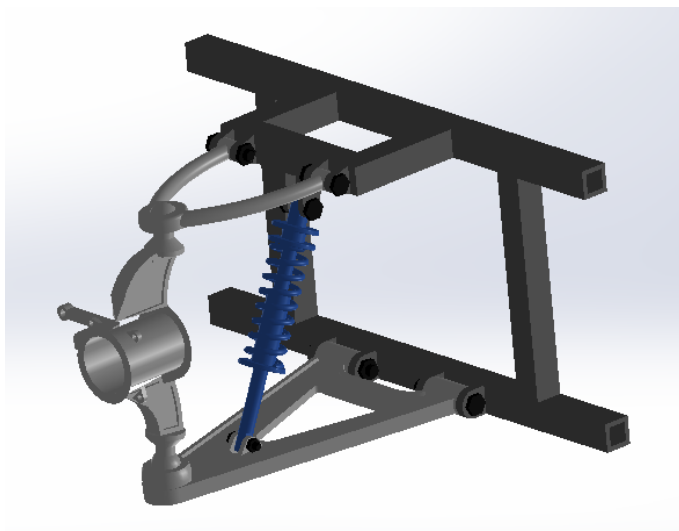
O entendimento do MEF é essencial não só para compreender o resultado apontado pelo programa, bem como configurar o modelo de simulação de maneira correta, garantindo que o resultado obtido esteja o mais próximo possível do resultado real. A aplicação do MEF passa pelo discretização do problema contínuo em diversas partes distintas, conectadas entre si por pontos discretos, ou seja o primeiro passo para solução do problema pelo método, é dividir o problema em um número finitos de partes, conhecidas como elementos ligados entre si pelo o que é conhecido como nó, o nó é onde são calculados os deslocamentos. Com base nisso concluímos que é necessário dividir o problema em um número de nós suficiente para representar o deslocamento do conjunto inteiro de forma aproximada. “ *a partir do*

*conhecimento dos deslocamentos dos nós, poderemos calcular o comportamento interno de cada elemento” (ALVES FILHO, 2000)*

### 3.1.3 Desenvolvimento do Modelo CAD

A análise estrutural do braço de suspensão, deve ser feita em diversas etapas, primeiramente é modelado o braço em CAD. A geometria do braço deve seguir a fundamentação teórica já apresentada nesse trabalho, O modelo 3D tem o objetivo de auxiliar a criação da malha. É com base em sua geometria que a malha de nós e elementos para a simulação é criada. Para este trabalho optamos por utilizar um modelo já modelado em um programa CAD. A peça foi obtida pelo site grabCAD.com. Os motivos de utilizar uma geometria já modelada, é devido ao fato do braço de suspensão encontrado atende todos os requisitos propostos para elaboração do trabalho, o modelo é mostrado na figura 7.

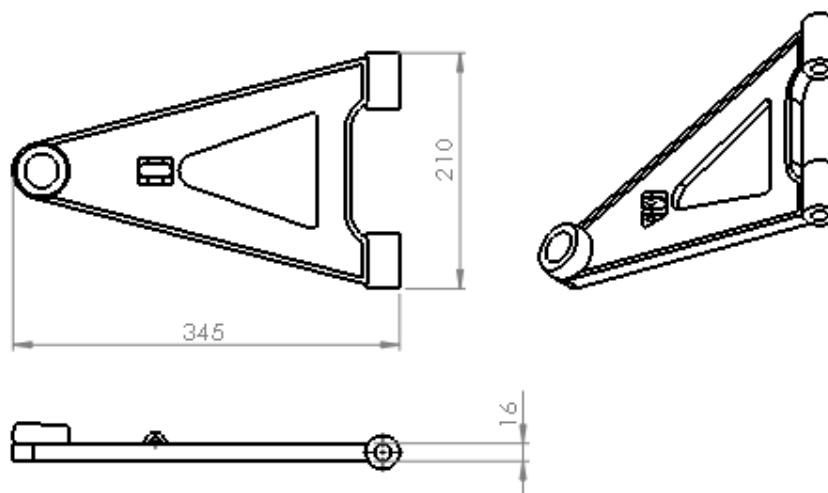
Figura 7 – Modelo CAD da suspensão.



Fonte : Autor (2018)

O modelo é uma típica suspensão do tipo Duplo A, o braço inferior é maior que o superior, aumentando o camber negativo, melhorando a estabilidade, bem como bucha rígida na ligação com o chassi, e esférica com a manga de eixo, conforme já mencionado anteriormente. O amortecedor é fixado na parte central do braço. A simulação estrutural será feita somente no braço inferior, que é o que sofre maior carregamento durante a movimentação do veículo. A análise da geometria foi feita utilizando o SolidWorks. Nele podemos ter visão completa do dimensional da peça.

Figura 8 – Modelo 2D



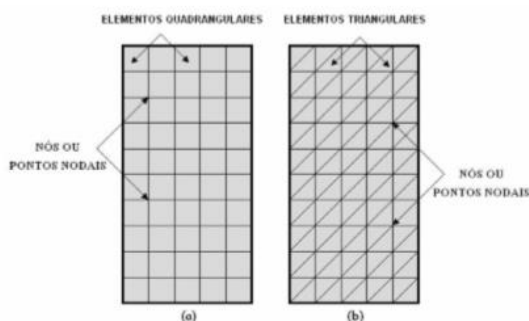
Fonte : Autor (2018)

Em comparação com o modelo de suspensão do BAJA do veículo ATV India, também encontrado no GRABCad.com podemos perceber que suspensão analisada é um pouco mais curta 345mm, contra 400mm do ATV india, porém considerando que há uma grande variação entre dimensionais de suspensão de veículo BAJA, ainda sim podemos aplicar a mesma para o veículo BAJA.

### 3.2 DESENVOLVIMENTO DA MALHA

A solução do problema pelo MEF, passa pela discretização do modelo utilizado para a simulação. De maneira mais simples podemos entender como a divisão do problema em pequenas partes, ou subdomínios, conhecido como elemento, triângulos, ou quadrados para casos em duas dimensões, ou prismas e quadriláteros para casos tridimensionais, sendo que a escolha depende do tipo de estrutura a ser analisada. Sendo os vértices desses elementos, conhecidos como nós, são os pontos onde efetivamente são calculadas às equações, e onde podemos fazer às análises das tensões e deformações, os resultados no interior do elemento, são apenas aproximações, que são obtidas através de estimativa. (ALVES, 2007)

Figura 9 – Exemplos de Malha



Fonte: Alves (2007)

### 3.2.1 Refinamento da Malha

A discretização do problema deve ser refinada o suficiente para que os resultados sejam precisos, uma vez que o número de nós da estrutura representa o número de incógnitas a serem calculadas. Com base nisso podemos afirmar que uma malha com o número de nós reduzido, resulta em resultados possivelmente imprecisos, todavia uma malha bem refinada com elevado número de nós, nos leva a resultados mais precisos, porém o aumento do número de nós, aumenta o número de equações e consequentemente o tempo de processamento, se tivermos um refinamento excessivo o problema pode se tornar intratável. (TSCHIPTSCHIN, 2008)

### 3.2.2 Tipo de Elemento

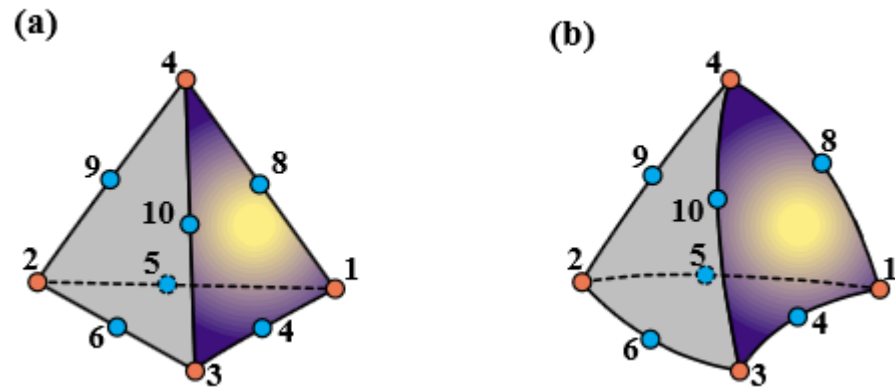
O Elemento utilizado para a construção da malha é o tetraedro de 10 nós, também conhecido como (TET10) (Figura 10). A escolha do elemento é motivada por diversos fatores. Primeiramente elementos tetraédricos tem convergência mais rápida em relação à quadriláteros, apesar de que elementos quadriláteros são mais simples de controlar a razão de proporção, melhorando a qualidade da malha, foi optado pelo (TET 10) devido ao tempo de processamento. (FELIPPA, 2017)



Figura 10 – Elemento TET 10.

(a) Elemento com faces planas

(b) Elemento com faces curvas



Fonte: Felippa (2017)

O elemento TET 10 possui quatro nós em cada uma de suas extremidades 1 até 4, semelhante ao TET 4, porém a vantagem em relação ao TET 4, está no posicionamento de nós entre às extremidades do tetraedro, nós de 5 até 10, esses nós não são necessariamente posicionados no ponto médio entre as extremidades, e podem se movimentar um pouco em relação às faces, essa liberdade permite ao elemento ter lados e faces curvadas, que garante ao TET 10 em simulações estruturais um comportamento significativamente melhor que o TET 4. (FELIPPA, 2017)

### 3.2.3 Análise de convergência

Para encontrar a melhor malha possível para realizar a simulação do braço de suspensão, uma análise de convergência foi realizada. A análise consiste na criação de diversas malhas com diferentes número de nós, bem como diferentes densidades nodais em diferentes áreas. Após a criação da malha, é realizada a simulação e anotado o resultado. O passo seguinte é criar uma malha mais refinada e seguir o mesmo procedimento. Os resultados são levantados e analisados, posteriormente é feita uma análise final onde é possível concluir qual malha possui o refinamento mais adequado para solução do problema.

Os resultados obtidos para tensão e alongamento o máxima são mostrados na Tabela 1:

Tabela 1 – Resultados da simulação

Elemento global (mm)	Número de elementos	Número de nós	$\sigma$ Máxima (von Mises) (MPa)	$\delta$ Máxima (mm)	Diferença $\sigma$ Máxima	Diferença $\delta$ Máxima
5	9942	18908	23,36	0,05952	NA	NA
4	14170	26502	24,10	0,05985	3,08%	0,55%
3	26313	47433	28,36	0,06007	15,02%	0,37%
2	57526	102465	36,12	0,06029	21,50%	0,37%
1,5	107023	187008	37,43	0,06045	3,50%	0,25%
1,25	149666	259872	37,18	0,06048	-0,68%	0,06%
1,125	187958	324764	37,04	0,06051	-0,38%	0,04%
1,05	216284	372441	40,18	0,06053	7,83%	0,04%
1,025	225641	389284	40,88	0,06053	1,71%	-0,01%
1,0125	236893	407631	40,41	0,06054	-1,18%	0,02%

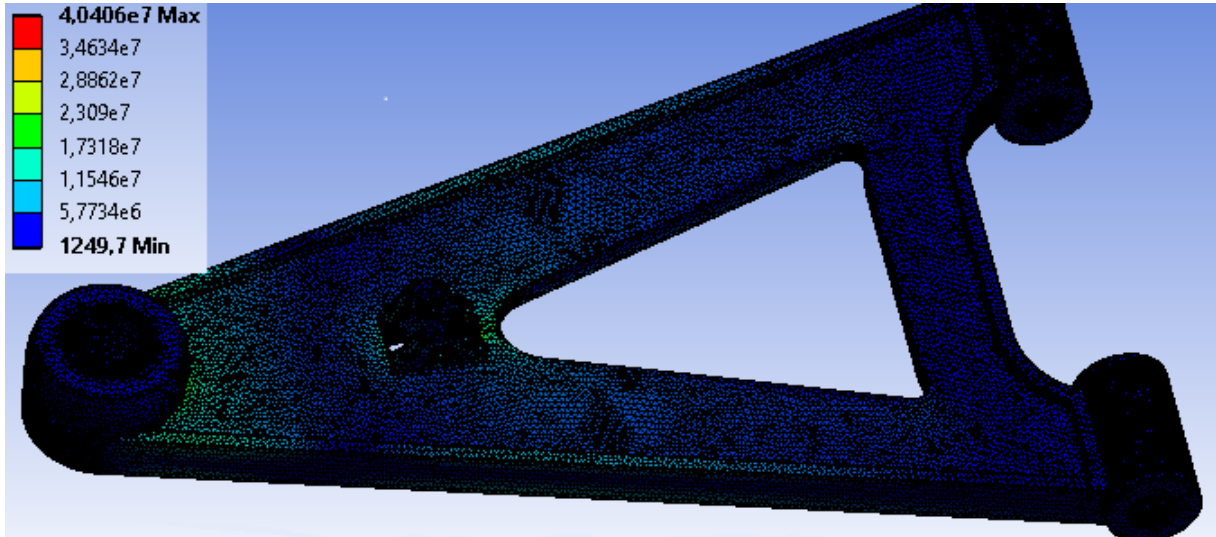
Fonte: Autor (2018)

Para o desenvolvimento da malha foram realizados diversos testes com diferentes configurações. Primeiramente foi utilizado uma malha com tamanho de elemento de 5mm, e anotado o resultado obtido. Em seguida foram feitas mais três simulações, diminuindo 1mm no tamanho do elemento, assim tivemos malhas com tamanhos de elemento 4mm, 3mm, 2mm, com isso podemos perceber um aumento considerável na tensão máxima em um único elemento, bem como um sutil aumento da alongamento máximo, já dando indícios de uma possível convergência. Posteriormente foram feitas mais três simulações, com tamanhos de elementos ainda menores, 1,25mm, 1,125mm, 1,05mm, com esses resultados obtivemos às tensões e alongamento máximo exatamente nos mesmos pontos, porém com valores ainda maiores, porém se tratando de alongamento tivemos resultados com diferença da ordem de 0,004%, que já pode ser considerado como convergência, todavia em relação a tensão máxima os resultados aumentaram menos que nas últimas simulações. Diferenças da ordem de menos de 1%, apesar do resultado já ser aceitável, uma vez constatado que ainda havia capacidade de processamento para refinar a malha, foram realizadas três novas simulações com elementos ainda menores, 1,05mm, 1,025mm, 1,0125mm, dessas simulações obtivemos resultados com diferenças de tensões máximas um pouco maiores, da magnitude de pouco mais de 1%, às diferenças no que se trata de alongamento foram quase não consideráveis, em torno de 0,01%, Nesse ponto havíamos utilizado toda a capacidade de processamento do computador utilizado para a simulação, o equipamento utilizado possui 8Gbytes de memória RAM, e processador Intel Core I7 2,5 GHz.

Os resultados obtidos (Figura 11) mostram a maior parte do braço com tensões abaixo da magnitude de 100MPa, tanto para parte superior do braço, quanto para parte inferior do braço, uma leve aumento de tensão acontece nas extremidades do braço, em

função da maior espessura nesta área. Também é possível perceber que quanto mais próximo das arestas, do suporte da manga de eixo, e do acoplamento com o amortecedor, maior é a tensão.

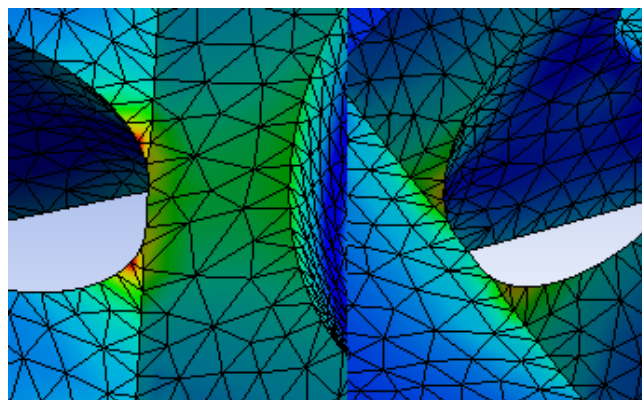
Figura 11 – Resultado para tensão equivalente de von-Mises [MPa]



Fonte: Autor (2018)

Os maiores resultados para a tensão acontecem em áreas bem pequenas e em pontos bem específicos (Figura 12), como na aresta entre o suporte da manga de eixo com o braço de suspensão, na parte inferior do braço, entre o acoplamento do amortecedor e o espaço livre do braço de suspensão. Resultados mais acentuados acontecem nas arestas do acoplamento do amortecedor, entre o acoplamento e o suporte da manga de eixo, e o resultado para tensão máxima de von Mises, ocorre na aresta do acoplamento do amortecedor e o espaço livre da peça. O efeito da tensão nessa região já era esperado, uma vez que a aresta é uma área de concentração de tensão, e está realmente próxima da aplicação da força.

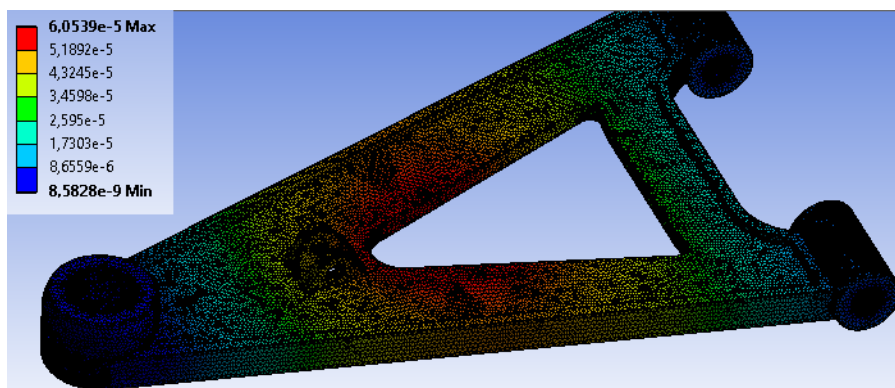
Figura 12 – Resultado para tensão equivalente de von-Mises detalhado



Fonte: Autor (2018)

Também obtivemos resultados para alongamento. A plotagem do resultado é mostrado Figura 13:

Figura 13 – Resultado para alongamento [mm]



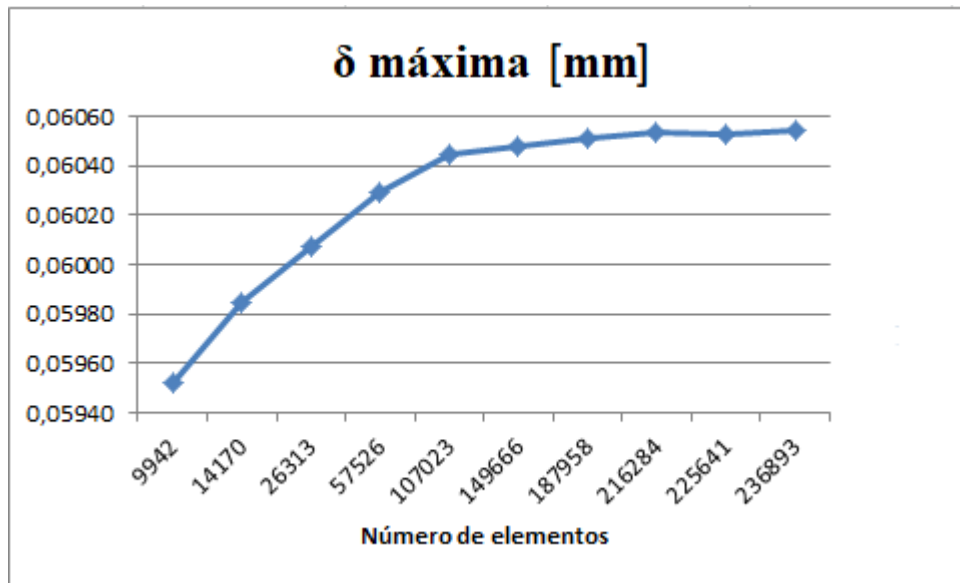
Fonte: Autor (2018)

A região com maior alongamento acontece no centro da peça, ao redor do espaço livre, e principalmente na região mais próxima do acoplamento do amortecedor. O resultado para alongamento máximo acontece em uma área relativamente grande. O nó com maior alongamento foi de 0,06mm. Apesar de ocorrer em uma grande área o resultado não é expressivo. Uma vez que é menor que 0,1mm, o alongamento não representa uma preocupação de projeto para essa peça.

Também é possível perceber que o alongamento diminui gradativamente à medida que nos aproximamos das áreas onde há liberdade de movimento da peça, nas juntas de revolução, e esférica, nessas regiões o alongamento é praticamente nula, como já esperado.

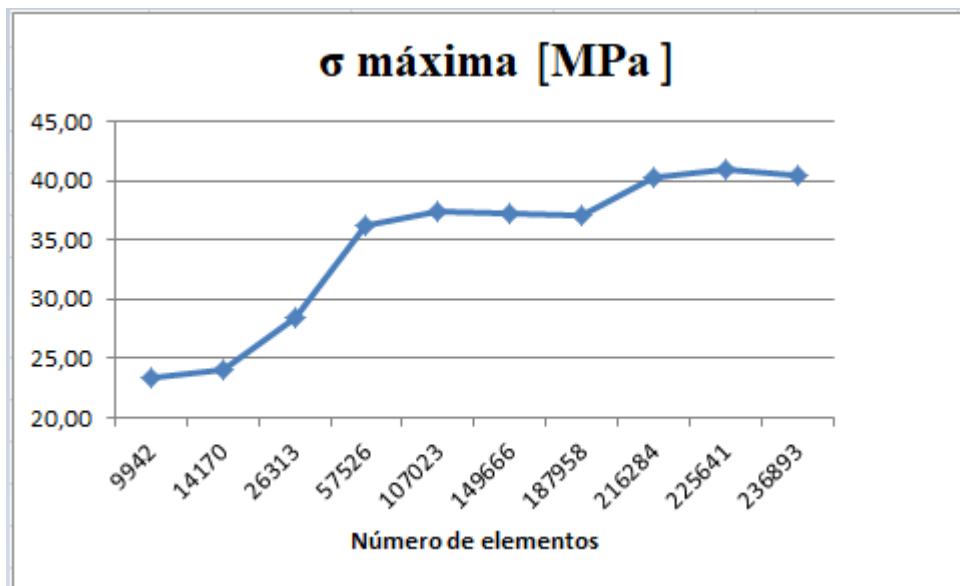
Às áreas em que ocorreram às maiores tensões e deformações foram às mesmas na 10 primeiras simulações, porém os resultados foram alterados à medida que tornamos a malha mais fina. Para alongamento não obtivemos grande diferença, porém para tensão tivemos diferenças um pouco maiores (Figura 15).

Figura 14 – Análise de convergência para alongamento



Fonte: Autor (2018)

Figura 15 – Análise de convergência para tensão



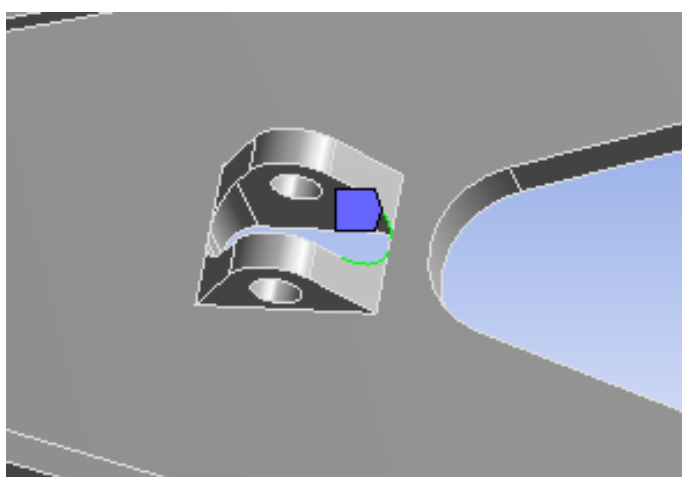
Fonte: Autor (2018)

Com o objetivo de continuar a investigação referente ao aumento da tensão máxima, novas simulações foram feitas. Como já tínhamos atingido a capacidade de processamento máxima da máquina utilizada foi necessário adotar uma estratégia para refinar a malha, foi utilizado o comando do ANSYS® ‘*mesh sizing*’ que permite refinar a malha em pontos específicos. Como já tínhamos os resultado das últimas simulações em quais pontos foram mais críticos para tensão e alongamento, foi aumentado o tamanho do elemento da malha de maneira geral, e diminuído consideravelmente em pontos específicos, onde os resultados para

tensão foram maiores, assim obtivemos uma malha mais refinada nos pontos onde realmente são críticos para o projeto, apesar de um pouco mais grosseira no geral.

Foram utilizados dois “*mesh sizing*”, os refinamentos específicos foram feitos baseados em arestas, uma vez que estas são usualmente às partes da peça onde a tensão é maior por serem concentradores de tensão, também são baseados em proximidade e curvatura. Dessa forma haverá uma densidade nodal maior mais próximo das curvas e arestas, tornando a malha mais eficiente. No primeiro “*mesh sizing*” foram selecionados apenas duas arestas (Figura 16).

Figura 16 – Mesh sizing 1

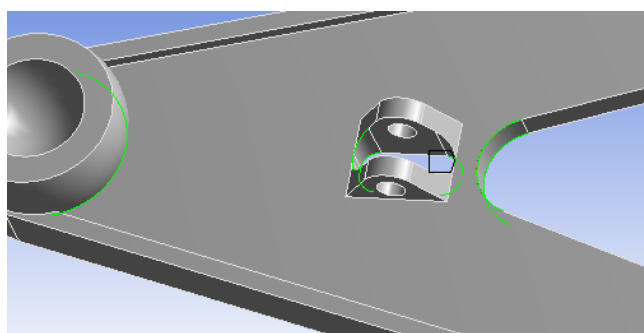


Fonte: Autor (2018)

Às arestas selecionadas foram às que tiveram maior tensão. Nessas duas arestas foram utilizados os menores tamanhos de elementos, e conseqüentemente onde teve uma maior densidade nodal.

O segundo “*mesh sizing*” (Figura 17) foi utilizado elementos um pouco maiores do que o primeiro, mas ainda consideravelmente menores, que a malha do elemento global, foram selecionadas 12 arestas, onde também tivemos resultados para tensão altos.

Figura 17 – Mesh sizing 2



Fonte: Autor (2018)

Com os novos refinamentos foram feitas mais seis simulações. Nessas foram aumentados os tamanhos dos elementos na malha global, de maneira discreta, e utilizados elementos consideravelmente menores nos pontos específicos. O procedimento foi seguido até novamente atingir a capacidade de processamento máxima da máquina utilizada. Os novos resultados são mostrados na tabela 2:

Tabela 2 – Resultados da segunda simulação

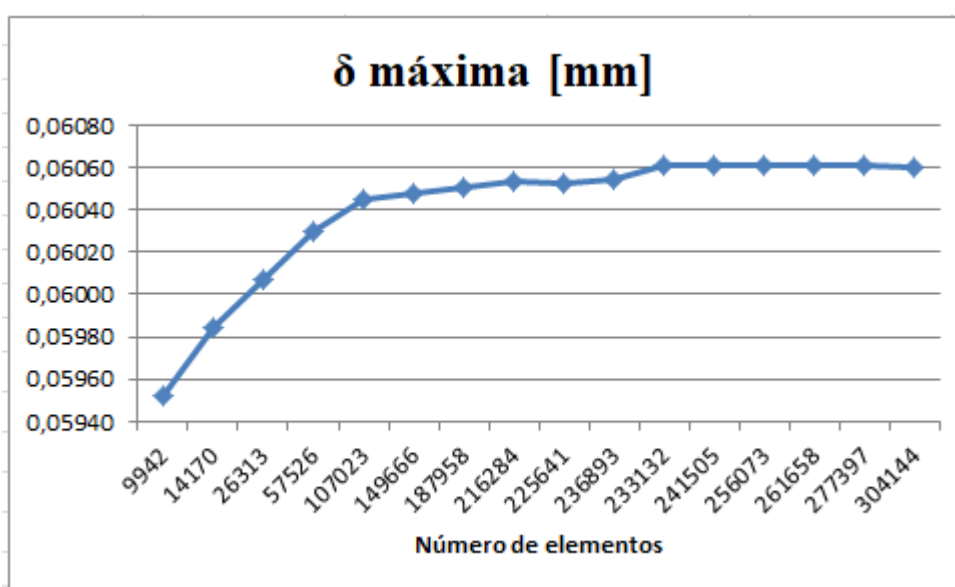
Mesh sizing (mm)	Elemento global (mm)	Número de elementos	Número de nós	$\sigma$ Máxima (Von Mises) (MPa)	$\delta$ Máxima (mm)	Diferença $\sigma$ Máxima	Diferença $\delta$ Máxima
0,5/0,1	1,05	233132	401623	46,05	0,06061	NA	NA
0,5/0,025	1,05	241505	417316	80,85	0,06061	43,04%	0,00%
0,5/0,02	1,05	256073	442948	69,86	0,06061	-15,72%	0,00%
0,5/0,015	1,05	261658	452888	112,85	0,06061	38,09%	0,00%
0,5/0,01	1,05	277397	481448	112,86	0,06061	0,01%	0,00%
0,5/0,005	1,1	304144	532338	130,53	0,06060	13,54%	-0,01%

Autor (2018)

Os resultados obtidos mostraram novamente convergência para alongamento, já para tensão ainda mostraram alguma variação, e nesse ponto atingimos a capacidade de processamento máxima da máquina utilizada.

O gráfico Figura 18 mostra o histórico de dados de todas as simulações realizadas:

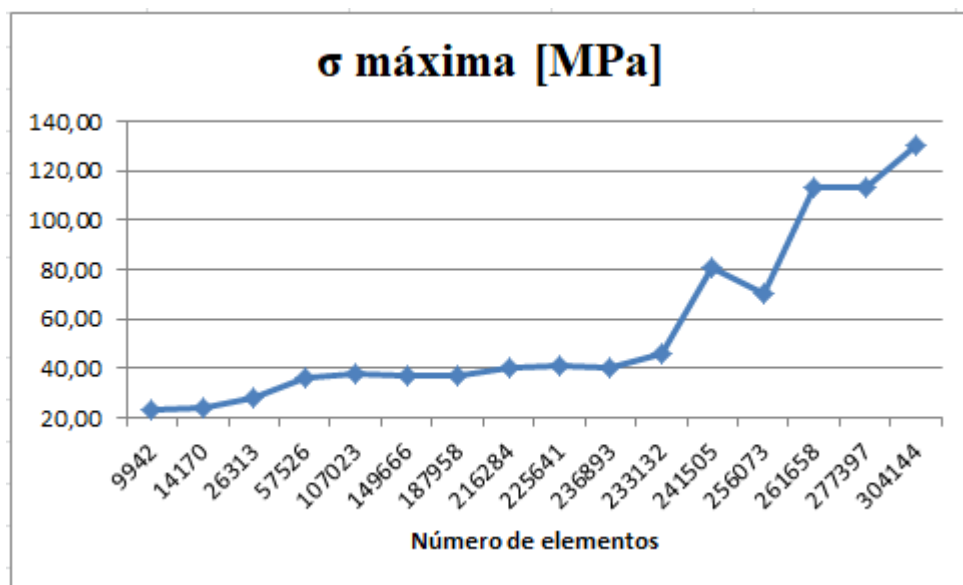
Figura 18 – Análise de convergência alongamento da segunda simulação



Fonte: Autor (2018)

Apesar de utilizarmos uma malha bem refinada, não alcançamos convergência para tensão, (Figura 19). Esse resultado pode ser explicado como um ponto de singularidade. Esses são pontos específicos comumente encontrados em geometrias, que o resultado para tensão não converge para um valor, nesse ponto o valor para tensão é infinito. Independente de quanto a malha é refinada, à medida em que tornamos a malha mais fina, maior o resultado para tensão.

Figura 19 – Análise de convergência Tensão da segunda simulação



Fonte: Autor (2018)

Tipicamente pontos de singularidades são encontrados em pontos de aplicação de carregamento, cantos vivos, pontos de corpos em contato, ou ponto de fixação. (GONZÁLEZ, 2015)

Para encontrar um valor confiável para tensão no braço de suspensão, foram feitas algumas alterações na geometria CAD.

Foi aumentado o raio do filete entre os suportes do amortecedor e o corpo da peça de 5mm para 6mm, o objetivo da mudança é eliminar os quatro cantos entre o fim do filete e o corpo da peça, tornando a geometria mais regular e também mais fácil para geração da malha. A segunda mudança, trata-se da utilização de um filete de raio 1mm ao longo de toda à aresta de ambos suportes do amortecedor, o objetivo da mudança é eliminar os cantos vivos, que possivelmente podem se tornar uma singularidade na simulação. Para alcançar os novos raios a peça precisa ser fabricada em um centro de usinagem CNC.

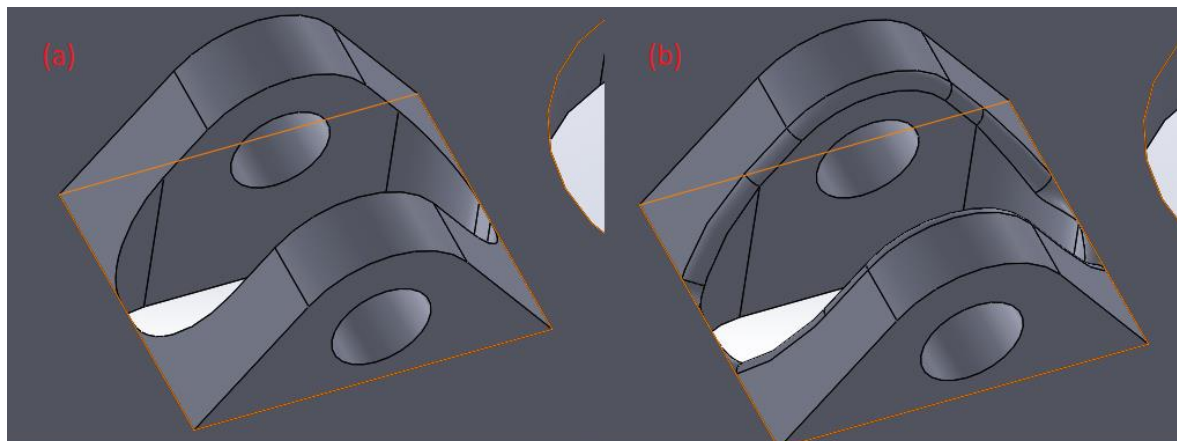


A (Figura 20.a) mostra a geometria original, e a (Figura 20.b) modificado.

Figura 20 – Alterações CAD.

(a) Geometria original

(b) Geometria alterada

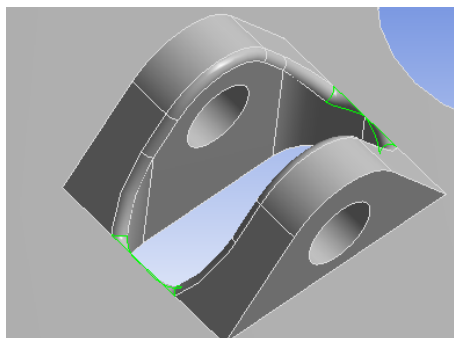


Fonte: Autor (2018)

Com a nova geometria uma nova análise de convergência foi realizada para encontrarmos valores razoáveis para tensão e alongamento na peça. O procedimento utilizado foi similar ao realizado anteriormente. Primeiramente foi obtido resultados com malhas grosseiras, e gradativamente foi refinado a malha, aumentando o número de nós com a finalidade de alcançarmos a convergência.

Nessa nova análise, foi utilizada a mesma estratégia utilizada anteriormente de refinar a malha de maneira mais perspicaz em áreas específicas onde a tensão nas primeiras simulações foram mais evidentes. Utilizando o recurso do ANSYS® “*mesh sizing*”, às áreas que demonstraram uma maior magnitude de tensão nas simulações com malhas grosseiras, foram exatamente às mesmas da análise de convergência anterior. As arestas utilizadas no “*mesh sizing*” são mostradas na Figura 21:

Figura 21 – Mesh sizing final



Fonte: Autor (2018)

Com as novas dimensões, e também uma nova área de “*mesh sizing*”, novas simulações foram feitas. A Tabela 3 mostra os resultados obtidos.

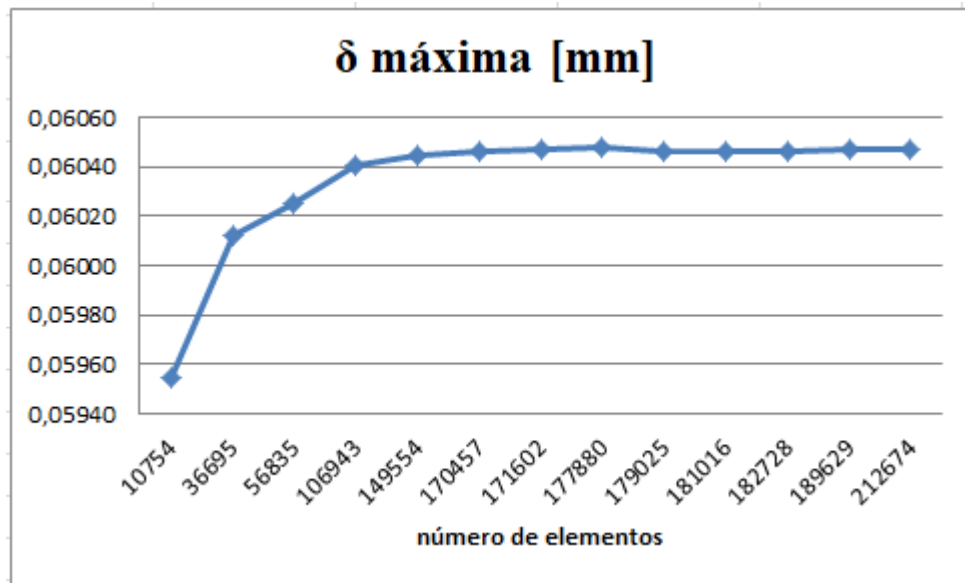
Tabela 3 – Resultado final da análise de convergência

Mesh sizing (mm)	Elemento global (mm)	Número de elementos	Número de nós	$\sigma$ Máxima (Von Mises) (MPa)	$\delta$ Máxima (mm)	Diferença $\sigma$ Máxima	Diferença $\delta$ Máxima
	5	10754	20300	32,29	0,05955	NA	NA
	2,5	36695	65514	29,71	0,06012	-8,67%	0,96%
	2	56835	101403	29,22	0,06025	-1,69%	0,21%
	1,5	106943	186817	28,29	0,06040	-3,28%	0,25%
	1,25	149554	259552	28,13	0,06045	-0,59%	0,07%
	1,175	170457	295321	29,77	0,06046	5,50%	0,02%
0,5	1,175	171602	297277	37,52	0,06047	20,66%	0,02%
0,1	1,175	177880	308129	40,87	0,06048	8,21%	0,01%
0,09	1,175	179025	310018	43,23	0,06046	5,46%	-0,02%
0,08	1,175	181016	313165	43,55	0,06046	0,74%	0,00%
0,075	1,175	182728	315978	43,75	0,06046	0,45%	0,00%
0,05	1,175	189629	327552	44,11	0,06047	0,83%	0,01%
0,03	1,175	212674	366438	44,46	0,06047	0,77%	0,00%

Fonte: Autor (2018)

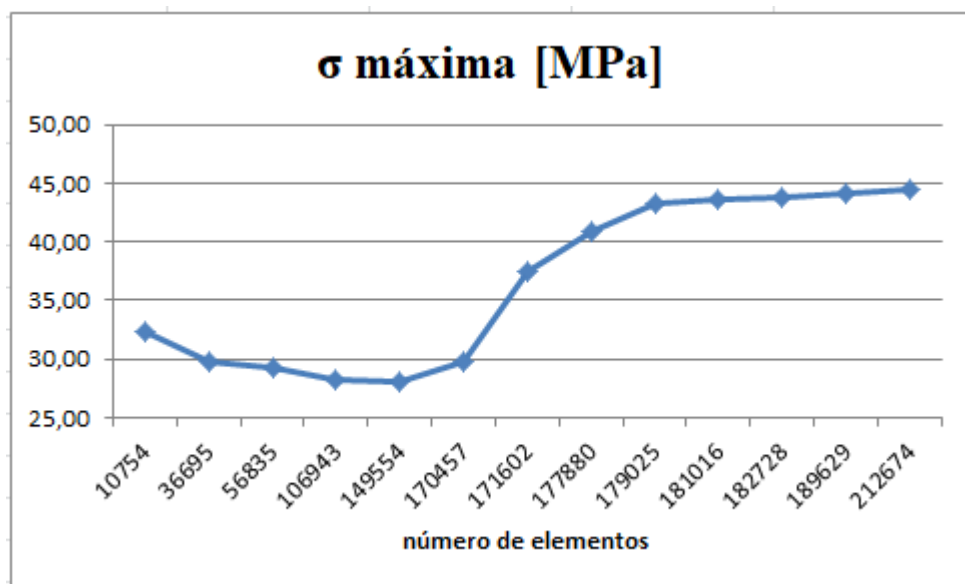
Os resultados são mostrados de maneira mais visual na figura 22.

Figura 22 – Resultado para alongamento final da análise de convergência



Fonte: Autor (2018)

Figura 23 – Resultado final para tensão da análise de convergência



Fonte: Autor (2018)

Como podemos perceber com os gráficos, não tivemos qualquer problema em relação à convergência para alongamento, de acordo com resultados que já havíamos obtidos, porém o ponto principal é em relação à convergência para tensão, os resultados começam razoáveis até um aumento substancial quando passamos a utilizar o “*mesh sizing*”, porém com às mudanças na geometria à medida que diminuimos o tamanho do elemento no “*mesh sizing*” e tornamos à malha mais refinada, percebemos que à mudança de tensão máxima não é significativa, como podemos perceber nas quatro últimas simulações obtemos diferenças de

menos de 1%, sendo assim podemos considerar que o ponto já não mais é uma singularidade, e que o resultado para tensão máxima convergiu, o tempo de processamento total considerando o ponto de convergência a ultima simulação feita, foi em torno de 25 minutos.

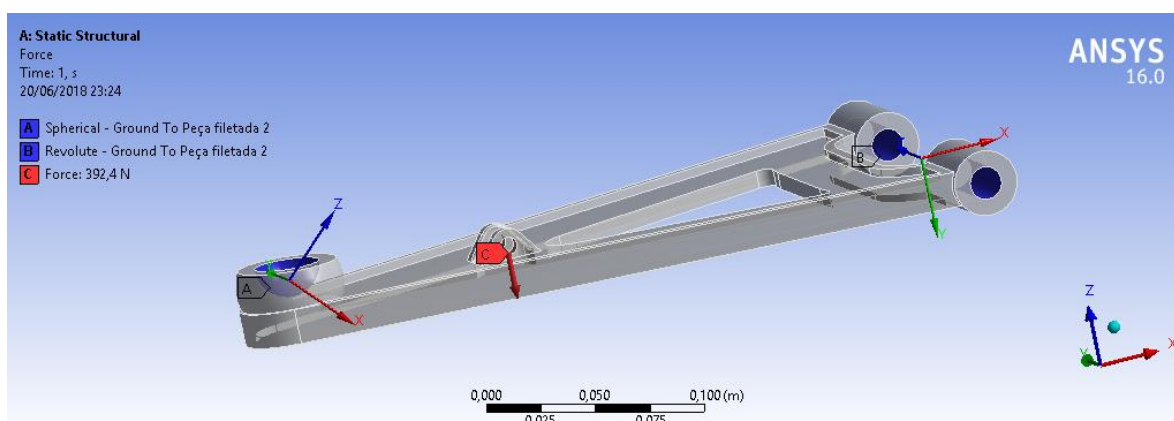
## 4 ANÁLISE ESTRUTURAL

Neste capítulo abordaremos todos os tópicos referentes ao desenvolvimento da simulação estrutural, desde às condições de contorno, cálculos do carregamento aplicado, até os resultados obtidos com as simulações.

### 4.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO NOS ELEMENTOS DE SUSPENSÃO

Para solucionarmos o problema, e encontrarmos a máxima tensão e alongamento no braço de suspensão, é preciso definir alguns pontos onde conhecemos o comportamento de nós específicos. Esses pontos são conhecidos como condições de contorno, são pontos específicos onde conhecemos o carregamento, ou a quantos graus de liberdade cada nó possui. Para o problema em questão conhecemos o comportamento dos nós nas regiões de ligação com o chassi do veículo, sabemos também quantos graus de liberdade os nós que tem ligação com a manga de eixo possuem e também conhecemos o carregamento aplicado na suspensão do veículo devido ao peso veículo aplicado na ligação do braço de suspensão com o amortecedor, único ponto de sustentação do veículo com o braço. Um modelo mostrando os pontos onde conhecemos o comportamento dos nós é mostrado na figura 24.

Figura 24 – Condições de contorno



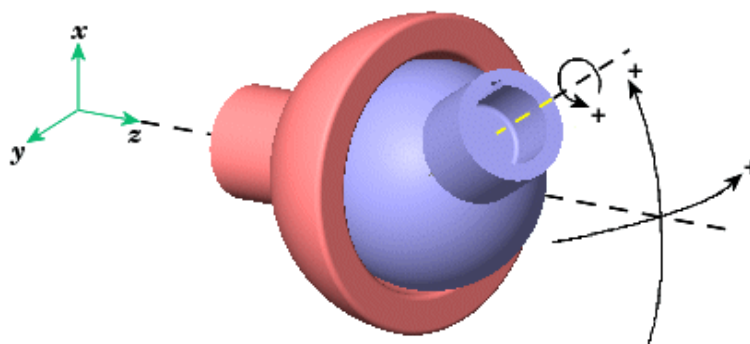
Fonte: Autor (2018)

#### 4.1.1 Junta esférica

O modelo de suspensão escolhido para o desenvolvimento do trabalho, possui duas juntas esféricas (Figura 25). As juntas esféricas conectam a manga de eixo aos braços inferior

e superior da suspensão. Como nosso intuito é entender a ação das tensões ao longo do braço inferior, se faz necessário o entendimento do comportamento da junta esférica uma vez que essa limita a movimentação do braço de suspensão quando o mesmo está em funcionamento.

Figura 25 – Junta Esférica



Fonte : Farzin Piltan (2016)

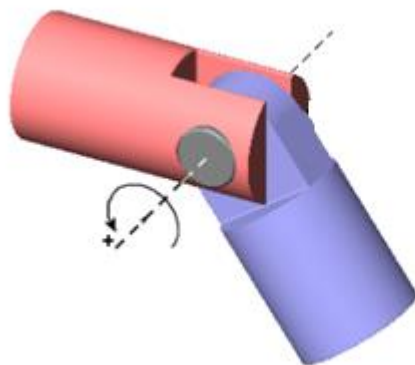
Uma junta esférica é um mecanismo composto por duas faces esféricas coincidentes, uma interna e outra externa. Na configuração da suspensão utilizada a face externa é representada por uma esfera acoplada a manga de eixo, enquanto a face interna que acomoda a esfera faz parte do braço de suspensão. As duas superfícies são separadas por uma pequena folga, onde contém uma fina camada de óleo garantindo a lubrificação do mecanismo, diminuindo o atrito, e facilitando o movimento quando solicitado.

A principal característica de uma junta esférica é permitir a rotação ao longo de todos os eixos de rotação, tomando como referência o centro da esfera, sendo assim permite o movimento independente em torno do eixo em três diferentes direções, ou seja possui três graus de liberdade. (SICILIANO; KHATIB, 2007)

#### 4.1.2 Junta de revolução

Para a suspensão selecionada para a simulação estrutural, os braços de suspensão estão acoplados ao chassi do veículo por juntas de revolução (Figura 26), tanto o braço superior, como o inferior possuem duas juntas de revolução que permitem a articulação dos braços de suspensão, quando o veículo está em funcionamento.

Figura 26 – Junta de Revolução



Fonte : MathWorks (2018)

As juntas de revolução podem ser construídas de diversas maneiras, o modelo mais genérico consiste em duas superfícies coincidentes, uma superfície interna côncava, e uma superfície externa convexa, em uma junta de revolução somente um dos corpos possui movimento, sendo esse de rotação em torno do próprio eixo, enquanto o outro permanece fixo, não havendo qualquer tipo de deslizamento em qualquer eixo, sendo assim uma junta de revolução possui apenas um grau de liberdade de rotação.

O modelo utilizado no braço de suspensão selecionado, funciona como uma dobradiça, cada junta de revolução possui duas peças perfuradas, fixadas ao chassi do veículo, bem como os braços de suspensão possuem suas extremidade perfuradas, um pino passa em meio às perfurações dos braços e das peças, garantindo à articulação do braço de suspensão. (SICILIANO; KHATIB, 2007)

#### 4.1.3 Carregamento

Para a análise estrutural do componente de suspensão, se faz necessário o conhecimento não somente das ligações do braço de suspensão, como das forças que agem sobre a peça. As forças quando em regime estático ou quase estático são provenientes do peso veículo, bem como das localização do centro de gravidade, e comprimento do entre-eixos,

O princípio para a análise das forças é o conhecimento da segunda lei de Newton para sistema translacionais. Essa relacionada a força, com a massa e aceleração. (GILLESPIE, 1992)

$$\sum F = M \times a \quad (5)$$

onde:

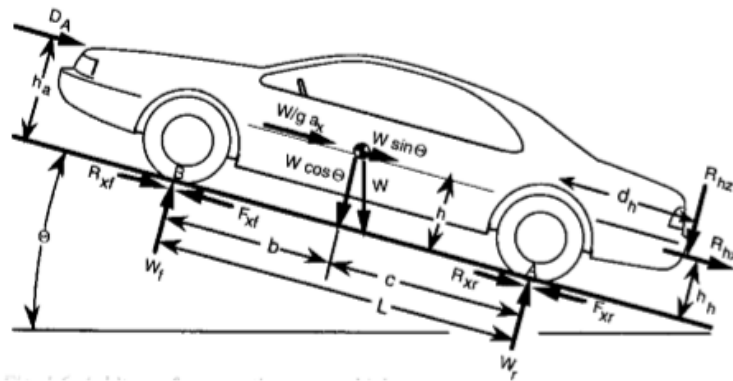
F = Força [N]

M = Massa do veículo [Kg]

a = aceleração [ $m/s^2$ ]

Para determinar às forças atuantes em cada eixo do veículo, é uma simples aplicação da segunda lei de Newton. (GILLESPIE, 1992). Um diagrama de corpo livre genérico é mostrado na Figura 27:

Figura 27 – Diagrama de corpo livre do veículo



Fonte : Gillespie (1992)

Onde  $W_f$  e  $W_r$  são às forças que agem sobre os eixos dianteiro e traseiro, L é a distância entre eixos do veículo, b e c, são as distâncias do centro de gravidade até o eixo dianteiro e traseiro, e W é a força peso do veículo.

Para o caso em questão utilizaremos como base, dados comuns baseados em veículos Baja, usualmente criados para a competição BAJA SAE, considerando um veículo com motorização na parte da traseira, podemos estimar o centro de gravidade deslocado para trás do veículo, sendo 60% sobre o eixo traseiro e 40% sobre o dianteiro, assim a tabela 4 mostra os parâmetros de veículo que utilizaremos na simulação.



Tabela 4 – Parâmetros do Veículo

L (mm)	1500
b (mm)	900
c (mm)	600
Peso (Kg)	200

Fonte : Autor (2018)

Considerando o veículo no plano reto e estático, chegamos nas seguintes equações para carregamento dos eixos dianteiro e traseiro. (GILLESPIE, 1992)

$$W_f = W \frac{c}{L} \quad (6)$$

$$W_r = W \frac{b}{L} \quad (7)$$

Para uma análise dinâmica, com o veículo acelerando em um plano horizontal, se faz necessário a consideração da componente de transferência de carga, com isso a equação para a carga sobre os eixos fica da seguinte forma.

$$W_{fa} = W \left( \frac{c}{L} - \frac{a h}{g L} \right) \quad (8)$$

$$W_{ra} = W \left( \frac{b}{L} + \frac{a h}{g L} \right) \quad (9)$$

Como podemos perceber pela equação quando o veículo acelera, carga é transferida do eixo da frente para o traseiro, logo o carregamento é mais severo no eixo traseiro quando em aceleração. Como o objetivo do presente trabalho é uma análise estrutural da suspensão dianteira, logo para fins de cálculo iremos considerar o veículo estático, sem a componente de transferência de carga, uma vez que essa diminui o esforço no eixo dianteiro, e contraria o nosso objetivo principal que é simular uma situação crítica de funcionamento.

Tabela 5 – Carregamento sobre o eixo

W (N)	1962
Wf (N)	784,8
Wr (N)	1177,2

Fonte : Autor (2018)

Utilizamos como condição de contorno para simulação estrutural, um carregamento sobre o acoplamento do amortecedor de 392,4N, que é metade do carregamento total sobre o eixo dianteiro, uma vez que nosso objetivo é analisar apenas um lado da suspensão.

#### 4.1.4 Análise de Forças

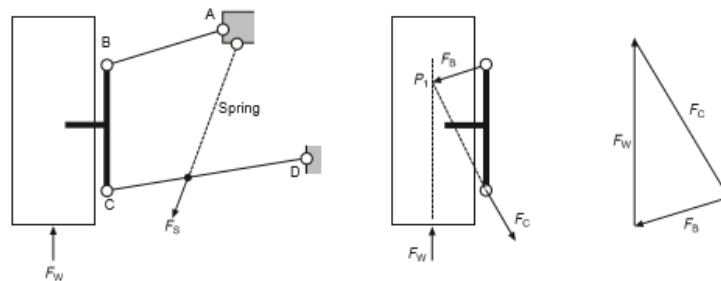
Para uma análise mais detalhada e confiável das forças agindo nos elementos da suspensão, se faz necessário o uso de um programa específico para isso, porém podemos com a utilização de um diagrama de corpo livre, ter uma noção das forças que agem na suspensão do tipo duplo A em uma situação estática. (HAPPIAN-SMITH, 2002)

Onde:

$F_s$  = força no amortecedor.

$F_w$  = força na roda.

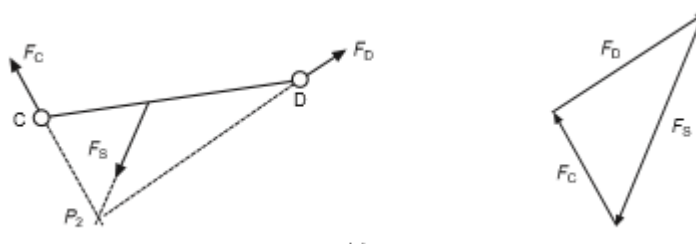
Figura 28 – Diagrama de corpo livre da suspensão



Fonte : Happian (2012)

Fazendo a análise das reações nas juntas dos elementos também por meio do diagrama de corpo-livre, conforme mostrado na Figura 29.

Figura 29 – Diagrama das ligações



Fonte : Happian (2012)

## 4.2 SELEÇÃO DO MATERIAL

A seleção do material que será utilizado na peça, para realizar a simulação estrutural é um dos pontos mais importantes da análise estrutural, dependendo do material o comportamento da peça em relação a ação da força é distinto, resultando em diferentes tensões para diferentes materiais, bem como diferentes limites para deformação plástica e ruptura.

O material selecionado para simulação é o Aço Estrutural, o motivo da escolha é devido a ser um material comumente utilizado, e também estar disponível na biblioteca de material do ANSYS®. O material possui boa resistência mecânica em comparação ao alumínio e cobre, apesar de ser mais pesado, e também possui um custo menor, o que torna o projeto viável. As propriedades do material são mostradas na Tabela 6:

Tabela 6 – Propriedades do material da suspensão

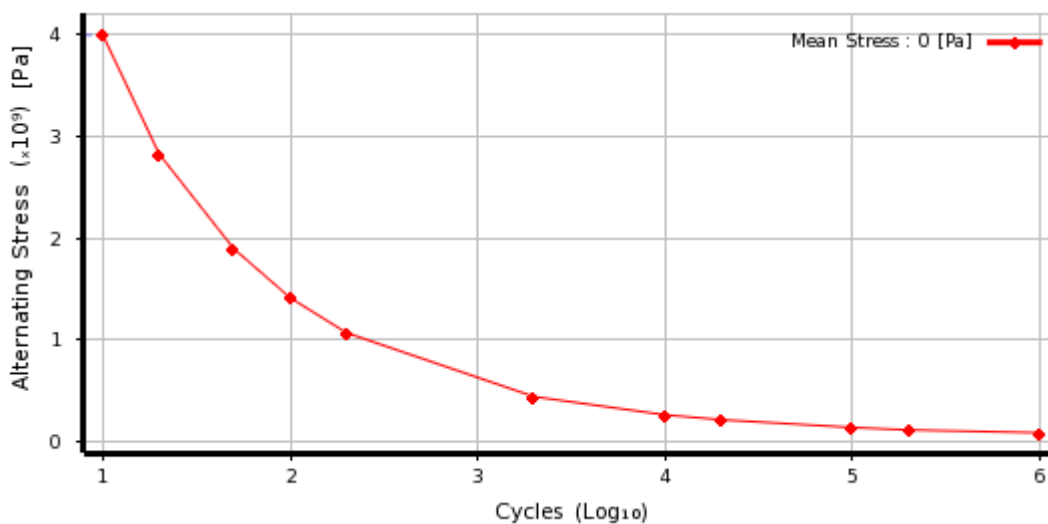
Tensão de escoamento para Tração	250	MPa
Tensão de escoamento para Compressão	250	MPa
Tensão de ruptura	460	MPa
Densidade	7850	Kg/m <sup>3</sup>
Modulo de elasticidade	200	GPa
Coefficiente de Poisson	0,3	

Fonte: Ansys (2018)

O mesmo Aço estrutural, também possui dados na biblioteca do ANSYS® para fadiga, e como nosso objetivo também é entender a resistência do material sendo exposto a um carregamento dinâmico. A escolha se tornou conveniente.

Os dados são a curva S-N do material que faz uma relação dos limites de resistência a tensão alternada do material , para um determinado número de ciclos. A curva é mostrada na Figura 30.

Figura 30 – Curva S-N do Material



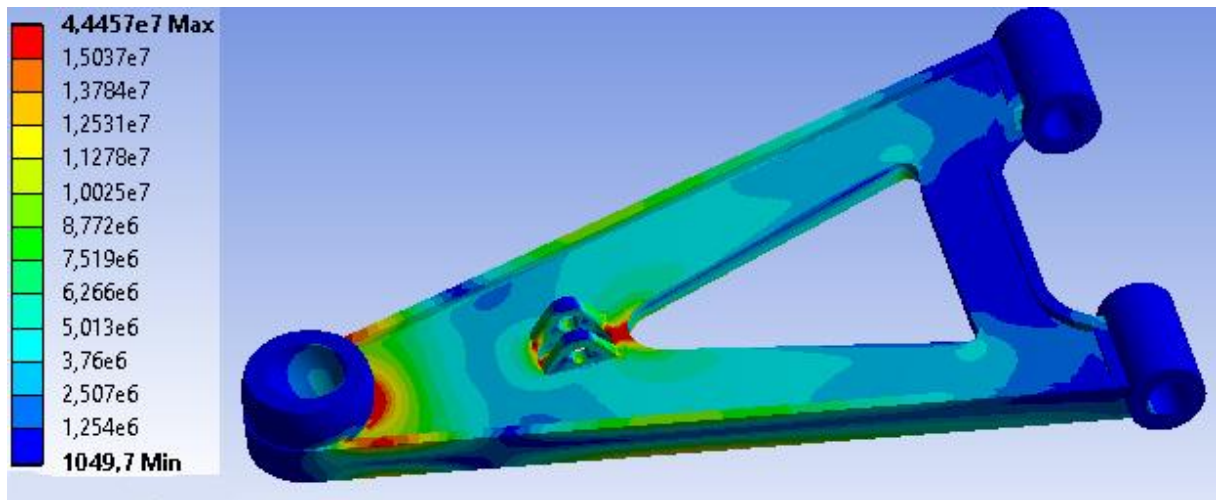
Fonte: Ansys (2018)

#### 4.3 ANÁLISE DE TENSÃO.

Com a finalidade de dimensionamento da peça, precisamos entender em quais áreas devido ao carregamento imposto, há uma maior concentração de tensão, dessa forma conheceremos se a peça resiste às forças aplicadas, e não tão somente se resiste, mas que áreas são mais críticas, e assim otimizar o projeto evitando possíveis falhas futuras.

Para isso foi realizado uma simulação estática estrutural, de primeira ordem, nesse caso considerando apenas deformação elástica, considerando um unico ciclo de aplicação da força na peça, utilizando as condições de contorno já mencionadas, a propagação da tensão equivalente de von Mises ao longo da peça é mostrada na Figura 31:

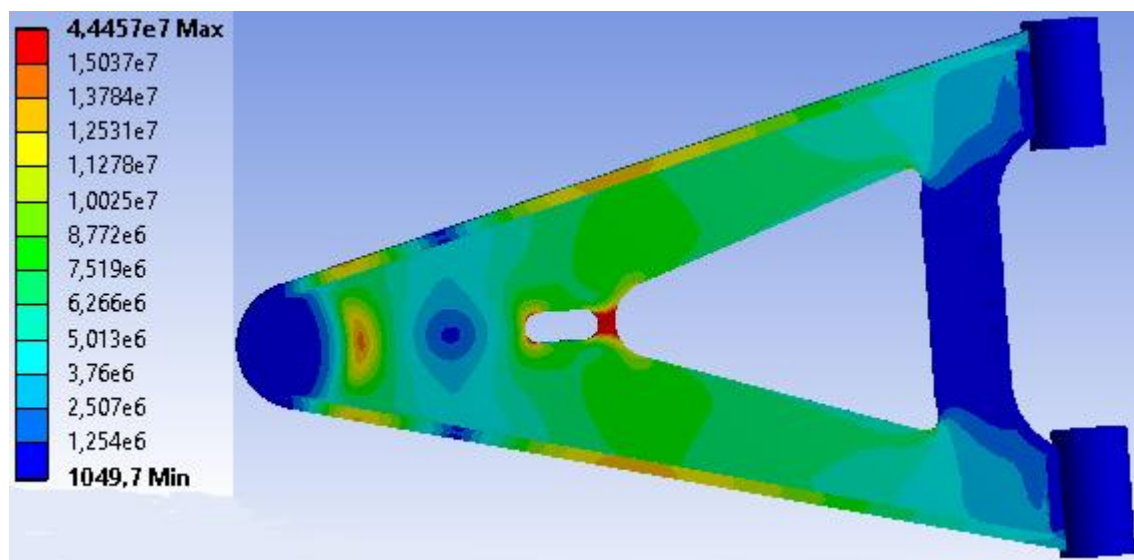
Figura 31 – Resultado para tensão de von Mises [Pa]



Fonte: Autor (2018)

Os resultados mostram que na parte superior da peça a tensão se concentra em áreas específicas. A principal região de concentração de tensão, ocorre próximo ao acoplamento do amortecedor, região onde é aplicada a carga, com maior relevância na área entre o acoplamento e o espaço livre. Mas também no outro lado do acoplamento, de maneira particular, nas curvas do elemento onde são áreas de concentração de tensão. Outra região crítica para tensão, se demonstrou próximo a ligação da junta esférica, principalmente na junção entre a ligação e o corpo do peça, também área de concentração de tensão, Outra região que demonstrou um alto resultado para tensão, foram às extremidades da peça, de maneira particular próximo a ligação da junta esférica.

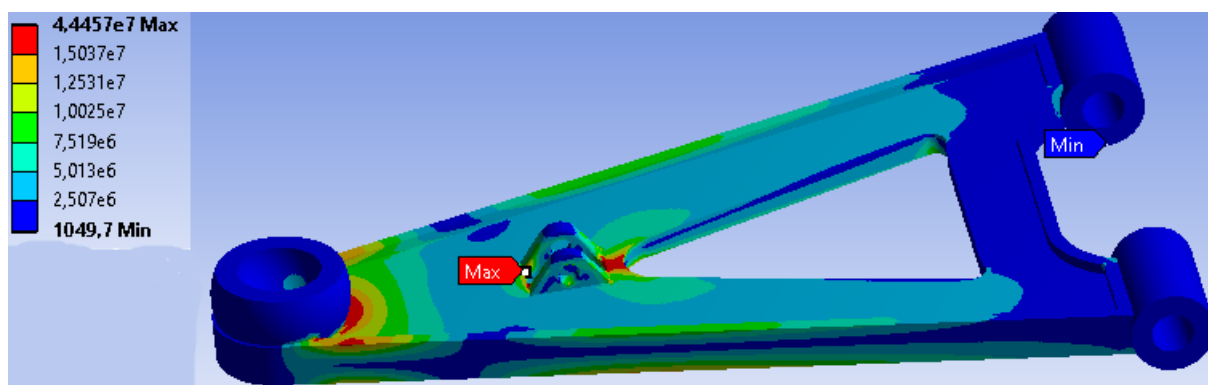
Figura 32 – Resultado para tensão von Mises vista inferior [Pa]



Fonte: Autor (2018)

Para a parte inferior da peça (Figura 32), às áreas onde a tensão foi maior são similares às da parte superior da peça, ao redor do rasgo do acoplamento do amortecedor, principalmente mais próximo do espaço livre da peça, e na região próxima onde na parte superior se localiza a ligação da junta esférica, também são pontos críticos de tensão às extremidades da peça, principalmente próximo da parte central da peça, e da ligação da junta esférica. As partes onde é às juntas de revolução e esférica mostraram resultados para tensão não representativos da ordem de pouco mais de 1 KPa, de maneira semelhante a parte superior, devido a liberdade de movimento da peça, nesses pontos.

Figura 33 – Resultado para tensão máxima/mínima [Pa]



Fonte: Autor (2018)

Os resultados apontam o nó com maior tensão no acoplamento do amortecedor, exatamente na ligação onde termina a curva de acabamento do elemento com o corpo da peça

(Figura 33). O resultado indica uma tensão de 44,46 MPa, em comparação com a tensão máxima de escoamento 250 MPa, temos um fator de segurança de 5,62 para alongamento plástica, e contrapondo com tensão máxima de ruptura 460 MPa, o fator de segurança para falha em um único ciclo é de 10,34, o resultado ocorreu em somente um nó e os nós ao redor do mesmo, demonstraram um valor bem menor de tensão, para esse resultado, podemos considerar o projeto como conservador, sem apontar falha, e nem mesmo deformação plástica em regime estático, em contraponto uma análise mais detahada da vida em fadiga da peça submetida a varias ciclos é ideal para afirmar de maneira mais concreta a viabilidade do projeto, para entender melhor o tamanho da vida da peça em fadiga se faz necessário um simulação de dinâmica da peça, e um estudo mais detalhado.

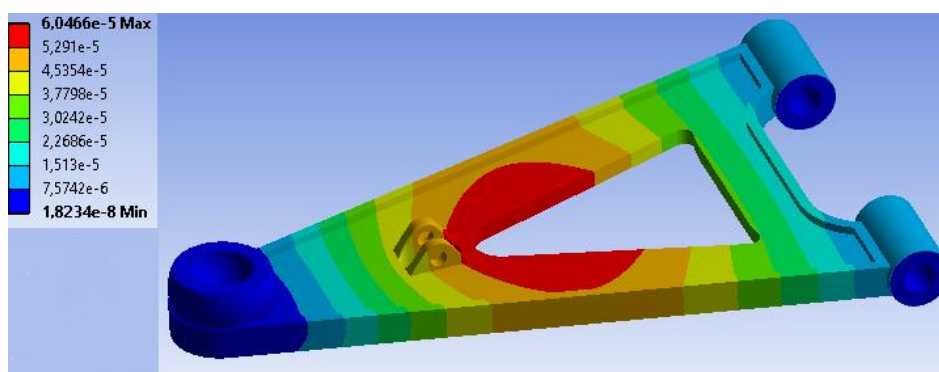
A tensão mínima foi da ordem de 1049,7 Pa, e ocorreu na região da junta de revolução.

#### 4.4 ANÁLISE DE ALONGAMENTO

Outro parâmetro analisado foi o alongamento causado na peça devido à aplicação da força na peça, o alongamento é um parâmetro importante, até mesmo dependendo do local, podem levar à mal funcionamento do componente.

Como podemos observar na figura 34, à região que teve uma maior alongamento está localizada no centro da peça, principalmente na região próxima ao vão livre, e nas proximidades do acoplamento do amortecedor onde é aplicado o carregamento, o alongamento diminui gradativamente à medida que se afastamos dessa região, e se aproxima das regiões das juntas de revolução, e esférica onde temos liberdade de movimento.

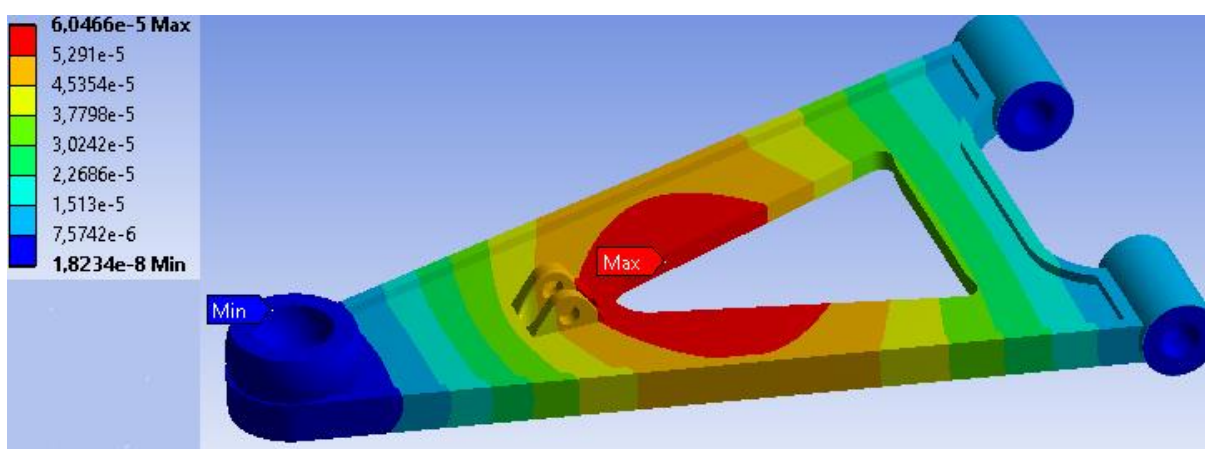
Figura 34 – Resultado para alongamento [mm]



Fonte: Autor (2018)

O ponto em que tivemos o maior resultado para alongamento (Figura 35) se localiza no centro da peça próximo ao vão livre, nesse ponto específico o resultado foi de 0,06047mm, o resultado não é expressivo e não representa um risco para o bom funcionamento do componente, ou alguma interferência com outro componente, o resultado pode ser considerado conservativo, já o ponto onde tivemos menor alongamento é no acoplamento da junta esférica, o resultado foi de 0,000018234mm, nesse ponto temos liberdade de movimento, logo o resultado é razoável.

Figura 35 – Ponto máximo e mínimo para alongamento [mm]



Fonte: Autor (2018)

#### 4.5 ANÁLISE DE FADIGA

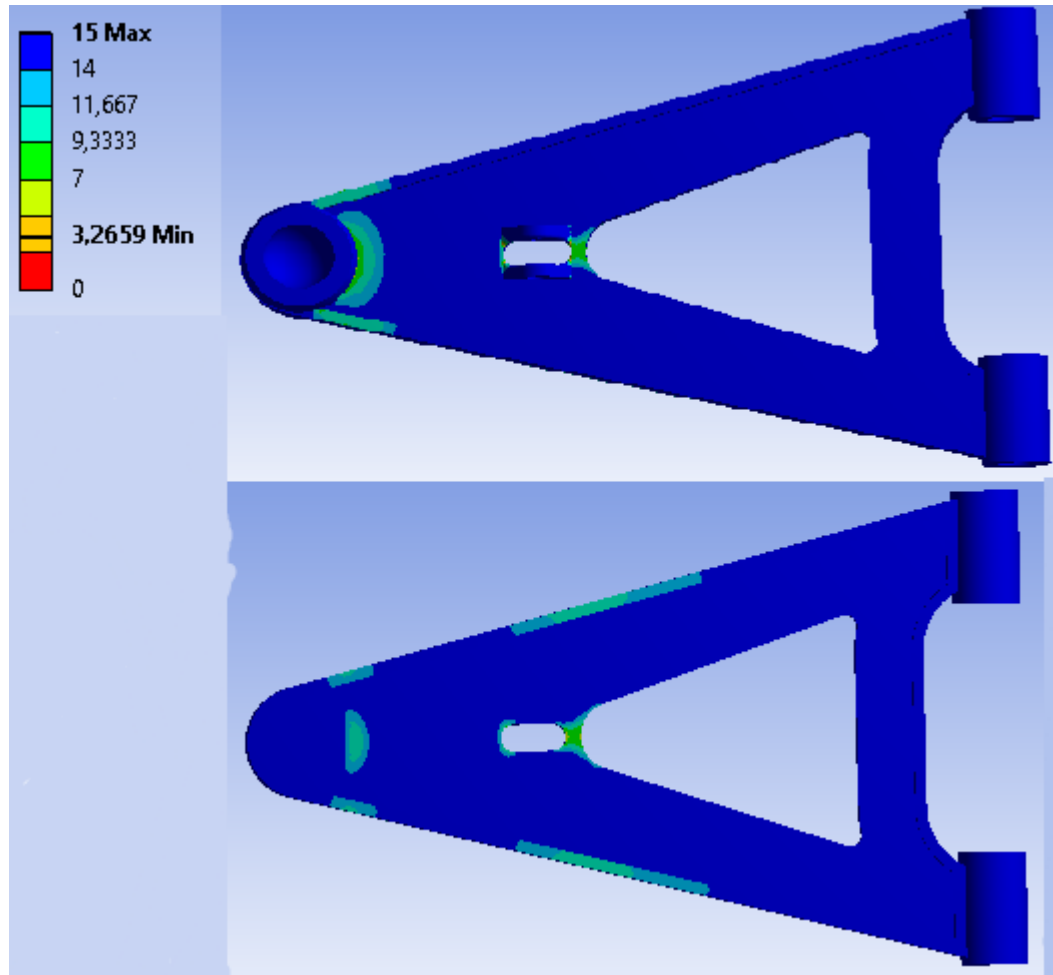
Enquanto os resultados para tensão máxima nos dão uma visão de quais pontos são mais críticos para o projeto do braço de suspensão, pouco nos dizem em relação à vida do componente em funcionamento, uma vez que os resultados para tensão nos mostram a tensão máxima para aplicação da força somente uma vez, porém em um funcionamento real a peça está sujeita a diversos ciclos de aplicação, para entender a resistência da peça ao longo do tempo é necessária uma simulação da vida em fadiga da peça.

O carregamento da peça ao longo do tempo é variável em termos de magnitude, e também mostra um comportamento completamente aleatório no que diz respeito à direção da aplicação da força, para simularmos a vida em fadiga da peça precisamos fazer algumas aproximações, consideramos o mesmo carregamento utilizado na simulação estática e variando de forma repetida, conforme já explicado anteriormente no trabalho. Para fins de



obtenção do coeficiente de segurança para vida infinita, considerando  $10^6$  ciclos, foi utilizado a curva de Goodman, o resultado para o coeficiente de segurança é mostrado na figura 36.

Figura 36 – Resultado para fadiga



Fonte: Autor (2018)

Os resultados obtidos mostram os mesmos pontos de criticidade já obtidos na simulação estática como esperado, o ponto mais crítico aponta um coeficiente de segurança de 3,27, podemos considerar o resultado como conservador.

## 5 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos mostram que a fabricação do braço de suspensão do tipo duplo A, aplicado à um veículo Baja utilizado na competição BAJA SAE, com o material aço estrutural é viável, Os resultados da simulação estática de primeira ordem como tensão máxima de von Mises, alongamento máximo, ou até mesmo os resultados para vida em fadiga, se mostraram bem conservativos e satisfatórios com o objetivo do projeto.

Com base nos resultados obtidos podemos concluir que possivelmente o melhor material à ser utilizado para fabricação do componente seja o alumínio, uma vez que tivemos uma boa margem em relação ao limite de falha da peça para o carregamento utilizado, apesar da utilização do alumínio representar um aumento no custo, teríamos uma otimização no que diz respeito ao peso da peça, evidentemente precisaríamos realizar novas simulações para garantir que não haveria qualquer falha, uma vez que os limites de escoamento, e ruptura são menores.

Também podemos concluir a partir da análise de convergência e a identificação de pontos de singularidade na peça que poderíamos otimizar o projeto ainda trabalhando no dimensional da peça, com à utilização de filetes, e melhor definição de raios de acabamento da peça, possivelmente nos trariam menos áreas de concentração de tensão, e um melhor coeficiente de segurança, logo fica como sugestão para trabalhos futuros a realização de novas análises estrutural na mesma peça, utilizando com material o alumínio.

## REFERÊNCIAS

ALVES, Fabio Dias. **APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS NA ANÁLISE E PROJETOS DE ESTRUTURAS COAXIAIS**. Rio de Janeiro: Maxwell, 2007.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2000.

ANSYS® Product Launcher Release 16.0. ANSYS 16.0. Help

CALLISTER JUNIOR, Willian D. **Ciência e Engenharia de Materiais uma introdução**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2000.

COSSOLINO, Leiliane Cristina; PEREIRA, Antônio Henrique Alves. **Módulos elásticos: visão geral e métodos de caracterização**. Ribeirão Preto: Atcp, 2010.

DARGE, Sagar; SHILWANT, S.c.. Finite Element Analysis and Topography Optimization of Lower Arm of Double Wishbone Suspension Using Abacus and Optistruct. **Journal Of Engineering Research And Applications**, Pune, v. 4, n. 7, p.112-117, jun. 2014.

DESCONHECIDO. **SLA Suspension**. Disponível em: <<http://www.moogparts.eu/>>. Acesso em: 22 mar. 2018.

DESCONHECIDO. **Modeling Degrees of Freedom**. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/physmod/sm/mech/ug/modeling-degrees-of-freedom.html>>. Acesso em: 10 maio 2018.

FELIPPA, Carlos. **Advanced Finite Element Methods (ASEN 6367)**. Boulder: University Of Colorado, 2017.

GONZÁLEZ, Marcos Acín. **Stress singularities and concentrations - Mesh convergence in FEA**. 2015. Disponível em: <<https://www.linkedin.com/pulse/stress-singularities-concentrations-mesh-fea-marcos-acín-gonzález>>. Acesso em: 05 jun. 2018.

GILLESPIE, Thomas D.. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Sae, 1992..

HAPPIAN-SMITH, Julian. **An Introduction to Modern Vehicle Design**. Delhi: Butterworth-heinemann, 2002.

HEIßING, Bernd. **Chassis Handbook**. Berlin: Vieweg+teubner Verlag, 2011.

HIBBELER, R.c.. **Resistência dos Materiais**. São Paulo: Pearson, 2010.

MARTHA, Luiz Fernando. **Notas de aula do curso: CIV 2118 - Método dos elementos finitos**. Rio de Janeiro: Puc-rio, 1994.

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas**. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PILTAN, Farzin. **Research Gate**. Disponível em: <[https://www.researchgate.net/figure/Three-Degrees-of-Freedom-Spherical-Joint-Multi-degrees-of-freedom-DOF-actuators-are\\_fig3\\_311414943](https://www.researchgate.net/figure/Three-Degrees-of-Freedom-Spherical-Joint-Multi-degrees-of-freedom-DOF-actuators-are_fig3_311414943)>. Acesso em: 30 mar. 2018

SICILIANO, Bruno; KHATIB, Oussama. **Handbook of Robotics**. Berlin: Springer, 2007.

TSCHIPTSCHIN, André Paulo. **Seleção de Materiais e Análise de Falhas**. São Paulo: Poli-usp, 2008.

