

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

JONATHAN ORSI CHIU

**DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE
UMA CARÇAÇA DE AJUSTADOR AUTOMÁTICO COM HASTE DESLOCADA
(*OFF SET*) E FORQUILHA**

CAXIAS DO SUL

2013

JONATHAN ORSI CHIU

**DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE
UMA CARÇAÇA DE AJUSTADOR AUTOMÁTICO COM HASTE DESLOCADA
(OFF SET) E FORQUILHA**

Trabalho de conclusão de curso II apresentado
a Universidade de Caxias do Sul para obtenção
do título de Engenheiro Mecânico.

Área de concentração: Engenharia Mecânica

Supervisor: Professor MSc. Joel Vicente
Ciapparini

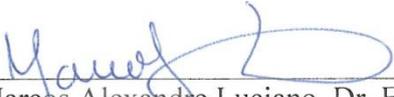
CAXIAS DO SUL

2013

JONATHAN ORSI CHIU

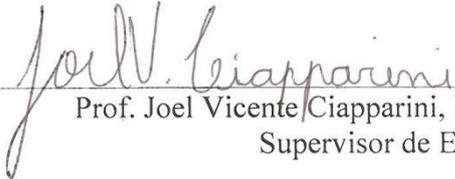
DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE
UMA CARÇAÇA DE AJUSTADOR AUTOMÁTICO COM HASTE DESLOCADA
(OFF SET) E FORQUILHA

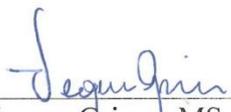
ESTE RELATÓRIO DE ESTÁGIO DO CURSO DE
ENGENHARIA MECÂNICA FOI APROVADO


Prof. Marcos Alexandre Luciano, Dr. Eng. Produção
Coordenador de Estágio II em Engenharia Mecânica

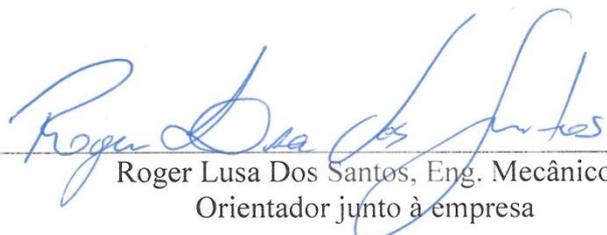
CONCEITO FINAL:

COMISSÃO EXAMINADORA:


Prof. Joel Vicente Ciapparini, MSc. Eng. Mecânico
Supervisor de Estágio


Prof. Vagner Grison, MSc. Eng. Automotiva
Professor convidado


Prof. Leandro Luís Corso, Dr. Eng.
Professor convidado


Roger Lusa Dos Santos, Eng. Mecânico
Orientador junto à empresa

RESUMO

Este trabalho apresenta uma proposta de desenvolvimento de um novo modelo matemático de ajustador automático de freio para utilização em veículos comerciais, utilizando-se de uma nova carcaça de ajustador, com haste deslocada, e de uma nova forquilha. O desenvolvimento destes novos componentes é devido às necessidades do mercado, uma vez que componentes similares a estes existem apenas no mercado estrangeiro a um custo pouco acessível. Para análise dos modelos, utilizou-se o método dos elementos finitos, onde se realizou uma análise linear estática e implícita, utilizando o software de engenharia ANSYS, com o objetivo de comparar com os critérios de falha exigidos pela empresa. Como resultados, encontraram-se tensões acima do especificado para a carcaça, sendo necessárias futuras correções do modelo para garantir tensões dentro dos limites especificados. E para a forquilha, o fator de segurança encontrado na análise de tensões ficou dentro do especificado.

Palavras-chaves: Ajustador Automático. Forquilha. Método de Elementos Finitos. ANSYS.

ABSTRACT

This work presents a proposal to develop a new mathematical model of automatic slack adjuster for use in commercial vehicles, using a new offset housing adjuster and a new clevis. The development of these new components is due to market needs, since there are similar parts only in the foreign market at a cost less accessible. To analyze the models, finite element method was used, where a linear static and implicit analysis was held, using the ANSYS computer aided engineering (CAE) software, in order to compare with the failure criteria required by the company. As results, stresses found on the housing were higher than specified by the company, future corrections on the model are necessary to ensure stresses within the specified limits. The clevis met the requirement for the safety factor on stresses analysis.

Keywords: Automatic Slack Adjuster. Clevis. Finite Element Method. ANSYS.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – ASA haste reta.....	13
Figura 2 – SASA haste deslocada (<i>off set</i>)	13
Figura 3 – Freio a tambor e freio a disco.....	15
Figura 4 – Principais componentes do freio	16
Figura 5 – Condição de alavanca do freio a tambor	17
Figura 6 – Detalhe interno do ajustador automático.....	18
Figura 7 – Mudança de deslocamento linear	21
Figura 8 – Tipos de elementos unidimensionais	22
Figura 9 – Tipos de elementos bidimensionais	23
Figura 10 – Tipos de elementos sólidos	23
Figura 11 – Malha de Elementos Finitos.....	24
Figura 12 – Elemento solido do tipo triangular	25
Figura 13 – Tipos de restrições	26
Figura 14 – Teorias de Tresca e von Mises	27
Figura 15 – Montagem do freio no eixo do veículo	28
Figura 16 – Fluxo das atividades a serem realizadas.....	29
Figura 17 – <i>Softwares</i> utilizados para desenvolvimento do trabalho	30
Figura 18 – Modelamento da caixa do ASA e da forquilha (com <i>offset</i>).....	31
Figura 19 – Comparação dos modelos do ASA	31
Figura 20 – Comparação dos modelos da forquilha	32
Figura 21 – Conjunto do ASA com <i>offset</i>	32
Figura 22 – Conjunto do freio pré-simplificado	33
Figura 23 – Modelo simplificado do conjunto do ASA	34
Figura 24 – Modelo simplificado para o MEF	34
Figura 25 – Modelo numérico do freio no ANSYS	35
Figura 26 – Componentes com contatos do tipo <i>Bonded</i> (colado).....	36
Figura 27 – Contato do tipo <i>No Separation</i> (sem separação) no eixo “S”	36
Figura 28 – Ferramentas <i>No Separation</i> e <i>Pinball Radius</i> entre ASA e “S”.....	37
Figura 29 – Contato <i>Bonded</i> entre forquilha e caixa do ASA	37
Figura 30 – Malha inicial do modelo	38
Figura 31 – Malha refinada da caixa do ASA	39
Figura 32 – Malha refinada da forquilha com <i>offset</i>	39

Figura 33 – Topologia Virtual das superfícies	40
Figura 34 – Malha do modelo final	40
Figura 35 – Qualidade dos elementos.....	41
Figura 36 – Apoio fixo do modelo	42
Figura 37 – Apoio cilíndrico do modelo	43
Figura 38 – Cargas aplicadas no modelo.....	43
Figura 39 – Diagrama de corpo livre do modelo.....	44
Figura 40 – Condições de contorno da forquilha	47
Figura 41- Análise estática por von Mises	48
Figura 42 – análise estática por Tresca.....	48
Figura 43 – Detalhe do alojamento da coroa (von Mises).....	49
Figura 44 – Detalhe do alojamento da coroa (Tresca).....	49
Figura 45 – Região de ligação do braço e do corpo do ASA (von Mises)	50
Figura 46 – Região de ligação do braço e do corpo do ASA (Tresca)	50
Figura 47 – Região do <i>off set</i> do braço (von Mises).....	51
Figura 48 – Região do <i>off set</i> do braço (Tresca).....	51
Figura 49 – Análise da forquilha (von Mises).....	52
Figura 50 – Análise da forquilha (Tresca).....	52

LISTA DE SIGLAS

ABS	<i>Anti-Lock Brake System</i> – Sistema anti-bloqueio de frenagem
ASA	<i>Automatic Slack Adjuster</i> – Ajustador Automático
BF	<i>Brake Factor</i> – Fator de Freio
CAD	<i>Computer Aided Desing</i> – Projeto auxiliado por computador
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i> – Engenharia auxiliada por computador
DE	<i>Distortion Energy</i> – Energia de distorção
MEF	Método de Elementos Finitos
MSA	<i>Manual Slack Adjuster</i> – Ajustador Manual
MSS	<i>Maximum Shear Stress</i> – Tensão de cisalhamento máxima

LISTA DE SÍMBOLOS

C_{CS}	Carga distribuída normal a superfície caixa ASA
C_{CS_x}	Componente “x” carga distribuída normal à superfície caixa ASA
C_{CS_y}	Componente “y” carga distribuída normal à superfície caixa ASA
d	Distância
F	Força
F_c	Força da câmara
$\{F\}$	Vetor de força ou qualquer influencia externa aplicada nos nós
$[K]$	Matriz propriedade ou rigidez do elemento
L_0	Distância furo pino da forquilha e centro eixo “S”
L_1	Distância ponto de contato dentes coroa/sem-fim e centro eixo “S”
M	Momento
R_{DCS}	Reação no dente coroa e sem fim
R_{DCS_x}	Reação no dente coroa e sem fim, eixo “x”
R_{DCS_y}	Reação no dente coroa e sem fim, eixo “y”
t	Tempo
Δt	Varição do tempo
T	Torque
$\{u\}$	Vetor deslocamento do nó

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	EMPRESA	11
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	12
1.3	OBJETIVOS	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	FREIOS.....	15
2.1.1	Freio “S” came	16
2.2	AJUSTADOR AUTOMÁTICO	18
2.3	MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	19
2.4	TIPOS DE ANÁLISE	19
2.4.1	Análise estática ou dinâmica	19
2.4.2	Análise linear ou não linear	20
2.4.3	Análise implícita ou explícita	20
2.5	TIPOS DE ELEMENTOS	21
2.5.1	Elemento tipo Viga	22
2.5.2	Elemento tipo Casca	22
2.5.3	Elemento tipo Sólido	23
2.6	GERAÇÃO DE MALHA	24
2.7	RESTRIÇÕES E CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	25
2.8	CRITÉRIOS DE FALHA	26
3	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	28
3.1	METODOLOGIA	29
3.2	PREPARAÇÃO DOS MODELOS.....	30
3.3	MODELO NUMÉRICO PARA MEF	35
3.3.1	Pré-processamento do modelo numérico	35
3.3.1.1	Geração dos contatos	35
3.3.1.2	Geração da malha.....	38
3.3.1.3	Caracterização dos materiais	41
3.3.1.4	Condições de contorno.....	42
3.3.2	Pós-processamento do modelo numérico	47

3.3.2.1	Avaliação dos resultados	47
4	CONCLUSÃO	53
5	TRABALHOS FUTUROS	54
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	55
	APÊNDICE A – ANÁLISE MODAL	56
	ANEXO A – PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO.....	59
	ANEXO B – PROPRIEDADES MECÂNICAS DO FERRO FUNDIDO	61

1 INTRODUÇÃO

Uma das maiores criações do ser humano e que certamente contribuiu muito para a mobilidade da humanidade foi o sistema automotivo. Os meios mais comuns de transporte atualmente são os carros, os ônibus e os caminhões. A maioria, compostos por motores de combustão interna (alguns já são movidos a eletricidade), rodas, suspensões, freios, entre outros componentes que possibilitam o funcionamento dos veículos, são frutos de uma Engenharia.

Dentre os componentes que compõe um veículo, sejam carros, caminhões ou ônibus, existe um que é de suma importância para todos: o freio. O freio é um sistema de segurança que deve permitir que o veículo reduza sua velocidade, esteja ele em baixa ou alta. Neste trabalho foram apresentados alguns tipos existentes de freios, tratando principalmente de freios pneumáticos a tambor para veículos pesados como caminhões, com foco em ajustadores automáticos.

Como a tecnologia avança cada vez mais rápido a cada dia, muitos engenheiros estão otimizando os projetos de engenharia, seja no âmbito de reduzir custos com materiais diferentes, seja em padronização. No caso dos freios, esta prática não é diferente. Devido ao mercado estar cada vez mais competitivo, inovação é uma das chaves para manter uma empresa competitiva no mercado.

Conceituando brevemente o ajustador: este, é uma alavanca responsável por gerar o torque do freio, necessário para reduzir a velocidade da roda do veículo. Existem duas famílias de ajustadores, o ajustador manual (MSA) e o ajustador automático (ASA). Cada um destes componentes possuem diversos tipos de geometria de acordo com a aplicação do veículo. Conforme descrito anteriormente, este trabalho de conclusão de curso se focou em ajustadores automáticos, sendo que o tema proposto foi a validação de uma nova carcaça para o mesmo.

1.1 EMPRESA

A Master Sistemas Automotivos Ltda., fundada em 1986, é uma *joint-venture* entre Randon e Meritor, sendo que a empresa brasileira detém 51% do capital social. A Master é líder no segmento de freios pneumáticos a tambor. Atualmente, as linhas de produtos fabricados são: freio pneumático do tipo “S” came, freio pneumático do tipo “Z” came, freio

pneumático a disco, freio hidráulico a disco (quadraulic), Ajustadores Automáticos (ASA), Ajustadores Manuais (MSA) e Câmaras de freios ou Atuadores.

A empresa também está crescendo no segmento de válvulas e sistemas anti-bloqueio de frenagem ou *Anti-Lock Brake System* (ABS), produtos que se complementam e que de acordo com a nova legislação serão de obrigatoriedade em todos os veículos a partir do ano de 2014. Os principais clientes são: MAN, Ford, Iveco, Mercedes, Agrale, Randon Implementos, Hino, Guerra e DAF.

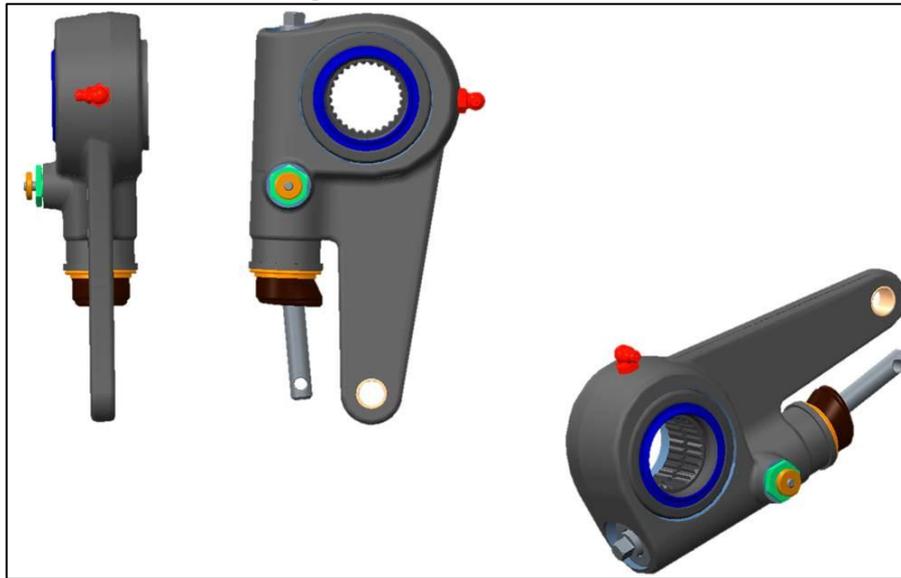
A engenharia do produto, área de atuação deste trabalho de estágio, é responsável pelo desenvolvimento de novos produtos, assim como adequações de projetos existentes para novas aplicações. A mesma é dividida em duas áreas: Engenharia de desenvolvimento e Engenharia de aplicação. A Engenharia de desenvolvimento é responsável pela inovação dos produtos, ou seja, a criação de novos conceitos, enquanto que a Engenharia de aplicação é responsável pela adequação dos produtos novos nos clientes. A engenharia de desenvolvimento é composta por um coordenador, um analista de engenharia de CAE, cinco analistas de engenharia e um estagiário. A engenharia de aplicação é composta por um coordenador, nove analistas de engenharia e um estagiário. As engenharias são gerenciadas por um gerente.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Devido à nova legislação, com a entrada do sistema ABS, outra alteração importante deverá ser aplicada, onde todos os freios pneumáticos a tambor do tipo “S” came deverão ser fabricados com ajustadores automáticos. Conforme mencionado anteriormente, os ajustadores possuem diversos tipos de geometria. Atualmente, a Master possui apenas um conceito de ajustador automático: o ajustador com geometria de haste reta, conforme mostrado na Figura 1.

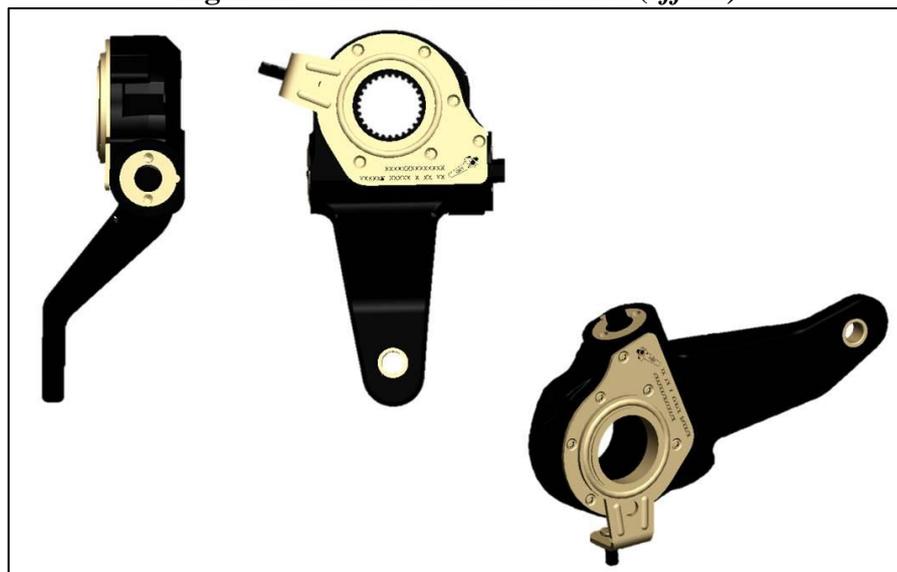
Existem pelo mundo diversos fabricantes de componentes de freio. O ajustador automático sensível à folga, por exemplo, é produzido por países como a Índia e os mesmos já possuem ajustadores automáticos com haste deslocada (*off set*), conforme Figura 2. Além disso, é importante mencionar que uma das maiores nações do mundo, a China, está se tornando cada vez mais presente no mercado devido ao seu preço competitivo. Para que a Master possa garantir seu espaço no mercado de autopeças é necessário desenvolver com excelência na qualidade e custos baixos, inovando sempre que possível.

Figura 1 – ASA haste reta



Fonte: o autor.

Figura 2 – SASA haste deslocada (*off set*)



Fonte: o autor.

E justamente por este motivo, este trabalho vem a contribuir para que a Master se torne mais competitiva no mercado de ajustadores, procurando desenvolver um conceito de ajustador automático com haste deslocada para projetos de freios que requerem este tipo de aplicação.

Sendo assim, será uma forma de agregar conhecimento tanto para o autor quanto para a empresa na qual este projeto será desenvolvido. E também terá a finalidade de aumentar o valor agregado do produto nacional, reduzindo a compra de componentes importados.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é desenvolver e analisar, pelo método de elementos finitos, uma nova carcaça de ajustador automático, com a haste deslocada - *off set* (desenvolvida com base no modelo de ajustador automático sensível ao curso produzido pela Master), bem como desenvolver e analisar um novo modelo de forquilha para esse tipo de ajustador.

Como objetivos específicos, serão abordados os seguintes itens:

- a) Deslocar a haste da carcaça do ajustador, mantendo o mesmo conceito de sistema de ajuste das engrenagens e pinhão sem-fim dentro do corpo da carcaça do ajustador;
- b) Desenvolver um novo modelo de forquilha com centro deslocado – *off set*;
- c) Analisar numericamente pelo Método de Elementos Finitos (MEF) o conjunto ajustador com haste deslocada e forquilha utilizando o *software* ANSYS.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo foram apresentados, brevemente, alguns conceitos de freio para veículos pesados, com um detalhamento maior do funcionamento do freio a tambor até enfatizar o componente foco deste trabalho, que é o ajustador automático. Este detalhamento foi necessário para o entendimento dos critérios de falha que foram utilizados para analisar a proposta deste estágio.

Como base complementar para suportar este trabalho também foi apresentada alguma teoria de estática, mecânica dos sólidos, bem como métodos de elementos finitos, que foram utilizados nos próximos capítulos.

2.1 FREIOS

Atualmente, os freios mais comuns utilizados no mercado, segundo Gillespie (1992, p. 50), são o freio a tambor e o freio a disco, conforme mostrado na Figura 3. Estes podem ser do tipo hidráulico ou pneumático.

Figura 3 – Freio a tambor e freio a disco



Fonte: Banco de imagens Master.

Ainda segundo Gillespie (1992, p. 50), o freio do tipo tambor, a esquerda da imagem, é um dos freios mais comuns devido ao seu Fator de Freio (BF) ser alto. Entretanto, quando se trata de ter um torque mais eficiente, o freio a disco leva vantagem.

Limpert (2011, p. 184) reforça também que, praticamente, a maioria dos veículos de carga média e carga pesada, utilizam o freio a ar do tipo tambor, sendo que o mais comum equipado nos veículos pesados é o do tipo “S” came.

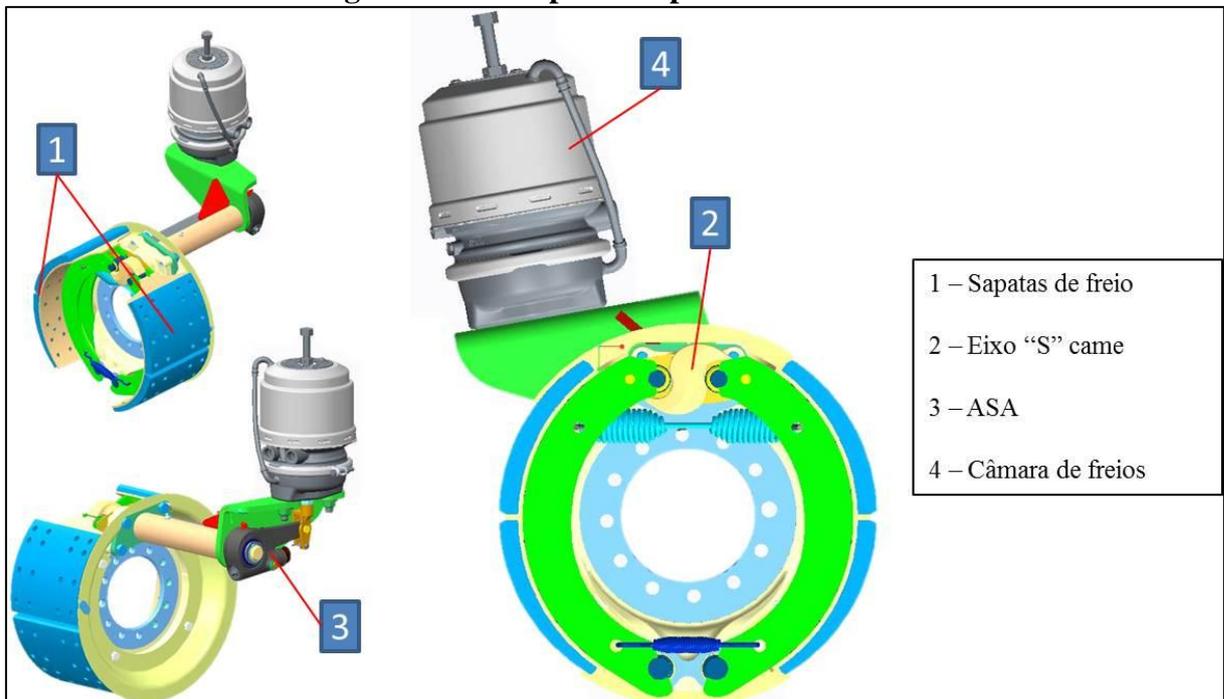
Ambos os freios mostrados na Figura 3 pertencem à família de freios pneumáticos, ou seja, utilizam ar comprimido como fonte de energia.

2.1.1 Freio “S” came

O freio “S” came possui duas sapatas rebitadas com lonas (material de atrito) responsáveis por gerar o atrito com o tambor, capaz de reduzir a velocidade da roda do veículo. O acionamento destas sapatas ocorre pela rotação de um eixo came com o perfil de um “S”, por este motivo, o nome de freio “S” came. O eixo realiza o acionamento das sapatas por intermédio de roletes fixados nas extremidades das sapatas, permitindo o deslizamento dos mesmos pelo perfil do “S” à medida que o came rotaciona.

Para Limpert (2011, p. 184) o acionamento do freio todo, somente ocorre devido a um conjunto de partes interligadas entre si, sendo que estas partes são: as sapatas rebitadas com lonas, o eixo “S”, o ajustador automático (ASA) e a câmara de freio. A Figura 4 ilustra estes componentes citados.

Figura 4 – Principais componentes do freio



Fonte: Criado pelo próprio autor.

A rotação do came ocorre devido a um torque gerado pelo ajustador automático, que por sua vez é acionado por uma força gerada pela câmara de freio, conforme Figura 5.

Segundo Meriam e Kraige (2004, p. 21), uma força pode rotacionar um corpo em relação a um ponto ou eixo, desde que este ponto ou eixo não seja paralelo ou que coincida com a linha de atuação da força (F). No geral, muitos autores denominam essa tendência de girar um corpo em relação a um ponto de referência como momento (M) ou torque (T). O módulo do momento ou torque é dado pelo produto da força pela distância (d), que deve ser perpendicular ao relacionar o eixo ou ponto de referência à linha de ação da força, conforme mostrado na Equação (1).

$$M = T = F \cdot d \quad (1)$$

Onde:

M = Momento [N.mm];

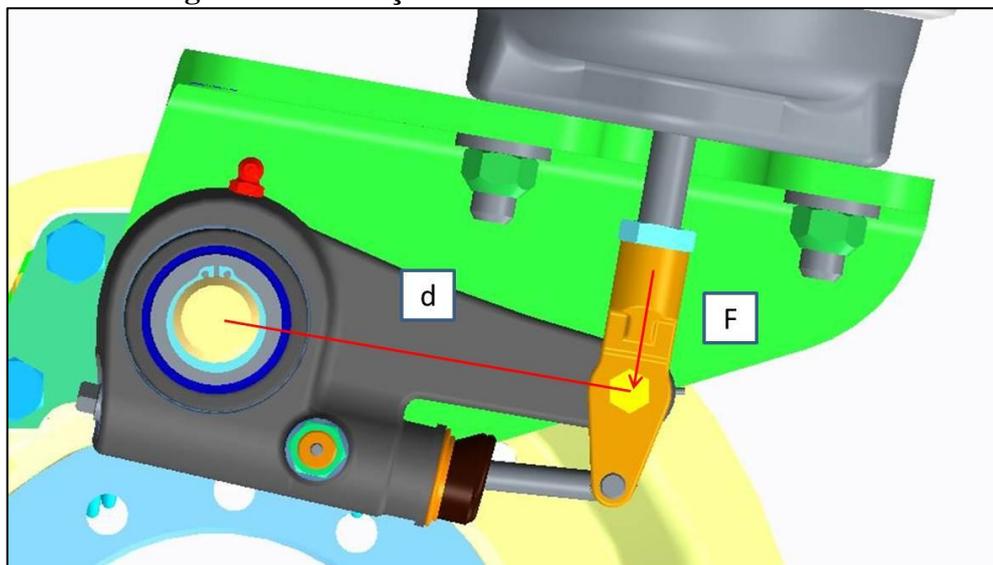
T = Torque [N.mm];

F = Força [N];

d = Distância [mm].

No caso do ajustador, a distância (d) é visualizada pela sua alavanca, que vai desde o centro da engrenagem que é acoplada ao eixo “S” came, até o centro do pino da forquilha da câmara. Por sua vez, a câmara, através da força pneumática do ar, é responsável por gerar a força (F) necessária para garantir o torque requerido no ajustador.

Figura 5 – Condição de alavanca do freio a tambor



Fonte: Criado pelo próprio autor.

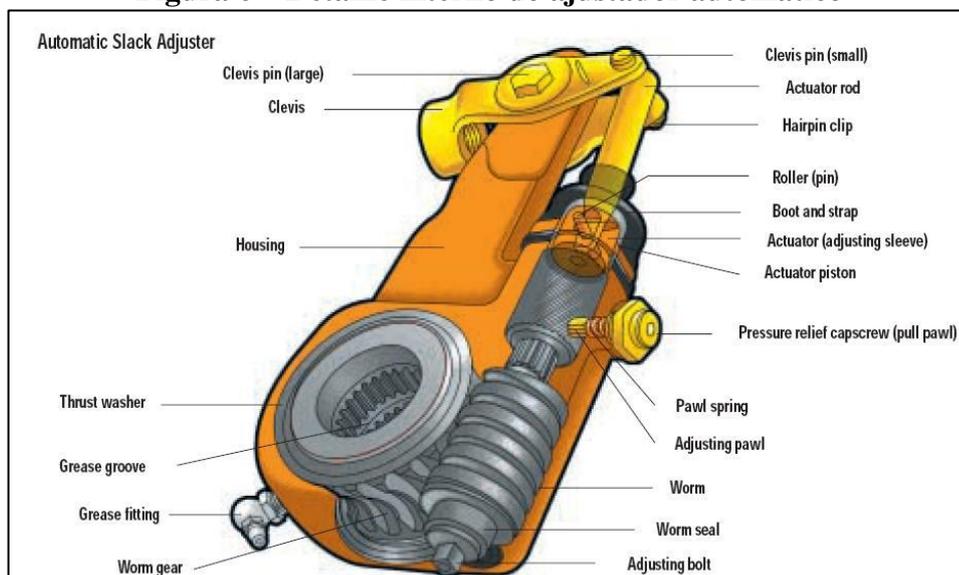
2.2 AJUSTADOR AUTOMÁTICO

Em geral, os ajustadores automáticos mais comuns possuem os seguintes tamanhos de alavanca: 5" (127 mm), 5,5" (139,7 mm) e 6" (152,4 mm). Segundo Ramarathnam (2008), este componente possui duas funções principais, que são: transmitir torque e fazer a regulagem do freio devido ao desgaste das lonas. Conforme já abordado anteriormente, a primeira função do ajustador é realizar o torque necessário no eixo "S" came, para que este, transmita a força necessária a sapata de freio.

Conforme o freio vai sendo solicitado, as lonas irão se desgastar devido ao atrito gerado com o tambor de freio. Este desgaste, por sua vez, fará com que exista uma folga entre a lona e o tambor. Conseqüentemente, as sapatas deverão avançar mais até tocar o mesmo. Para que isso aconteça, a haste da câmara de freio precisará ter um deslocamento maior no curso, sendo que o ajustador também deverá avançar mais. Com isso, o ângulo formado entre a linha de atuação da força e a linha que liga o centro da engrenagem ao centro do pino da forquilha, será diferente de 90°. Segundo Limpert (2011, p. 189), para que o freio obtenha um torque máximo, é necessário que a haste da câmara e o braço da alavanca do ajustador formem um ângulo de exatamente 90°, sendo que o curso da haste deve ser menor ou igual à metade do curso total.

Sendo assim, a segunda função do ajustador é realizar o ajuste da folga que se cria à medida que as lonas se desgastam. A Figura 6 mostra os componentes internos do ajustador, responsáveis por gerar o ajuste automático.

Figura 6 – Detalhe interno do ajustador automático



Fonte: Ramarathnam (2008).

2.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Segundo Azevedo (2003, p. 1), o método dos elementos finitos tem o propósito de determinar o estado de tensões e deformações de corpos sólidos de diversos tipos de geometria sujeitos a ações exteriores. É comum, na Engenharia Mecânica, estudar estruturas limitadas a vigas, pórticos, treliças e grelhas, que são estruturas conceituadas de reticuladas, por serem constituídas por barras prismáticas cuja seção transversal apresenta dimensões menores do que o comprimento do seu eixo. Existe também o conceito de não reticulado, que é estudado como um meio contínuo, como por exemplo, paredes e lajes.

Basicamente, o processo de resolução por elemento finito, considerando uma barra linear como uma viga, pode ser expressa matematicamente na forma matricial conforme Equação (2).

$$\{F\} = [K]\{u\} \quad (2)$$

Onde:

$\{F\}$ = Vetor de força ou qualquer influência externa aplicada nos nós [N];

$[K]$ = Matriz propriedade ou rigidez do elemento [N/mm];

$\{u\}$ = Vetor deslocamento do nó [mm].

2.4 TIPOS DE ANÁLISE

Conforme Azevedo (2003, p. 2), quando se quer resolver um problema de análise de uma estrutura, é necessário levantar algumas questões como: a classificação de sua geometria, o modelo do material e as ações aplicadas. Para tanto, antes de analisar uma estrutura, deve-se levar em consideração os seguintes aspectos: se a análise será estática ou dinâmica; linear ou não linear, implícita ou explícita e o tipo de estrutura.

2.4.1 Análise estática ou dinâmica

Conforme Azevedo (2003, p. 3), uma análise dinâmica leva em consideração as forças de inércia associadas às acelerações que cada componente está sujeito. Porém, é razoável, em muitas situações, levar em consideração que as ações que estão sendo aplicadas

são lentas o suficiente para desprezar as forças de inércia. Nestes casos, denomina-se a análise como sendo estática.

2.4.2 Análise linear ou não linear

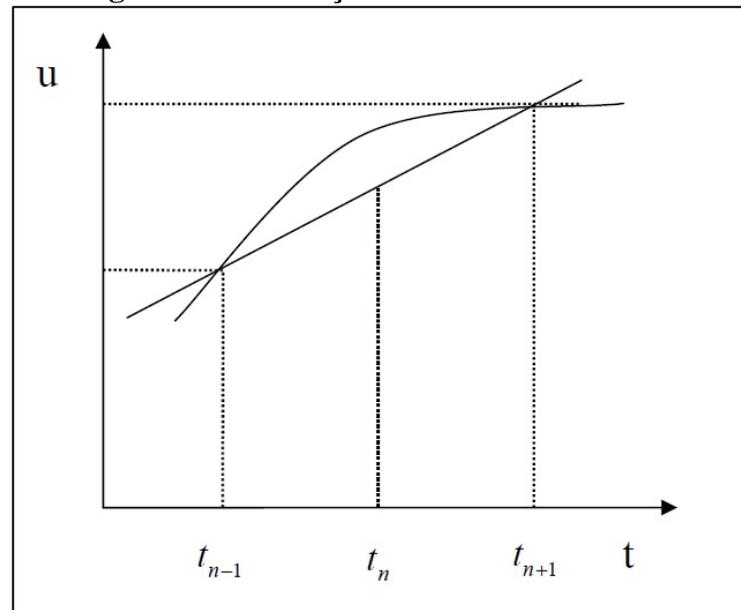
Para Azevedo (2003, p. 3), ao analisar uma estrutura sólida, é comum considerar que os deslocamentos gerados pelas ações exteriores são muito pequenos quando comparados com as dimensões dos componentes da estrutura. Nestes casos, é possível admitir que não há influência da alteração da geometria da estrutura na distribuição de esforços e tensões, ou seja, ao realizar um estudo, é considerado uma geometria inicial sem deformações. Caso esta hipótese seja desconsiderada a análise é dita não linear geométrica.

Segundo Hearn (1997), considera-se como análise linear quando as análises de tensões de uma aplicação estão na sua região elástica. Ao contrário disso, para grandes deslocamentos será considerado como não linear. Neste trabalho, focou-se para o tipo de análise linear.

2.4.3 Análise implícita ou explícita

Para Ciapparini (2012), análises pelo método explícito são utilizados em situações que envolvem grandes deformações, assim como em uma análise não linear; impactos e explosões. Um exemplo de uma análise explícita seria a colisão de um veículo, onde há impacto e grande deformação da estrutura. Resumidamente, a análise explícita utiliza o método das diferenças finitas centrais para solução dos problemas, o gráfico da Figura 7 ilustra este método. Neste caso, a solução do deslocamento acontece no instante t o qual é determinado a partir dos instantes separados por Δt .

Figura 7 – Mudança de deslocamento linear



Fonte: Ciapparini (2012).

Este trabalho foi desenvolvido com o foco no método implícito, que segundo Ciapparini (2012), é um método em que o equilíbrio é considerado no próprio instante ($t + \Delta t$). Para se obter a solução pelo método implícito é utilizada a Equação (3). Neste método a matriz rigidez é invertida para calcular um deslocamento para cada incremento do tempo. Em problemas lineares, como no caso deste trabalho, o método implícito é instável se o incremento de tempo for grande. Normalmente, este método é utilizado para pequenos deslocamentos.

$$\{u_{n+1}\} = [K]^{-1}\{F_{n+1}\} \quad (3)$$

Onde:

$\{u_{n+1}\}$ = Vetor de deslocamento no tempo $t_{n+\Delta t}$;

$[K]^{-1}$ = Matriz propriedade ou rigidez do elemento, invertida;

$\{F_{n+1}\}$ = Vetor de força aplicada no tempo $t_{n+\Delta t}$.

2.5 TIPOS DE ELEMENTOS

Conforme Pereira (2012, p. 34), a definição da forma geométrica do sistema ou estrutura é fundamental para se prosseguir com análises por elementos finitos. A geometria

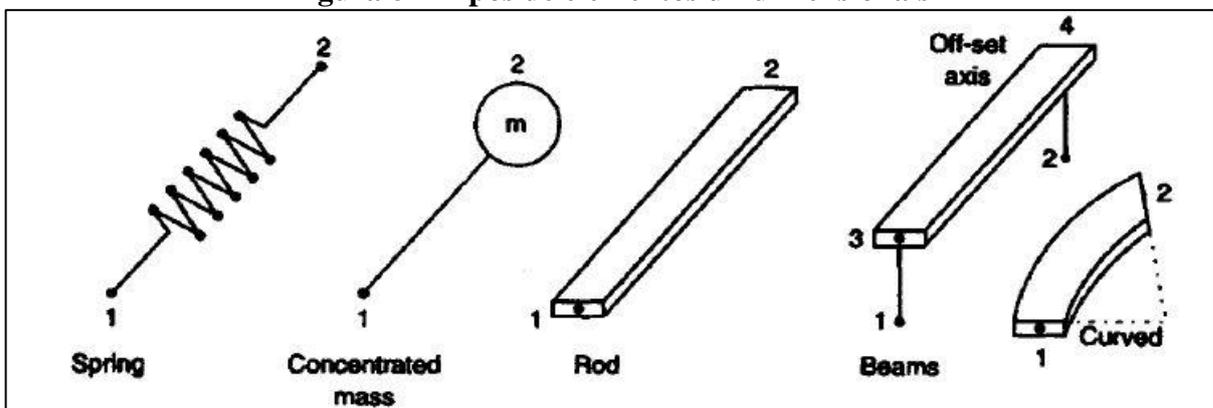
escolhida deve ser simplificada desde que não comprometa a geração de malha posteriormente. Após definida a geometria, é necessário adequá-la ao tipo de elemento selecionado, o qual deve ser bem definido.

Segundo Shigley (2011), existem diversas formas geométricas de elementos para aplicação em MEF, as mais comuns são: elemento linear, também conhecido como elemento do tipo viga ou reticulado; elemento de superfície, ou também chamado de casca; e elemento sólido. Considerando os objetos de trabalho deste estágio – o ajustador automático e sua forquilha – o elemento ênfase focado foi o do tipo sólido. Porém, realizou-se uma breve descrição dos outros elementos citados conforme se sucede.

2.5.1 Elemento tipo Viga

Para Hearn (1997), um elemento do tipo viga possui geometria unidimensional, conforme mostrado na Figura 8. Elementos do tipo Viga estão enquadrados como elementos lineares.

Figura 8 – Tipos de elementos unidimensionais

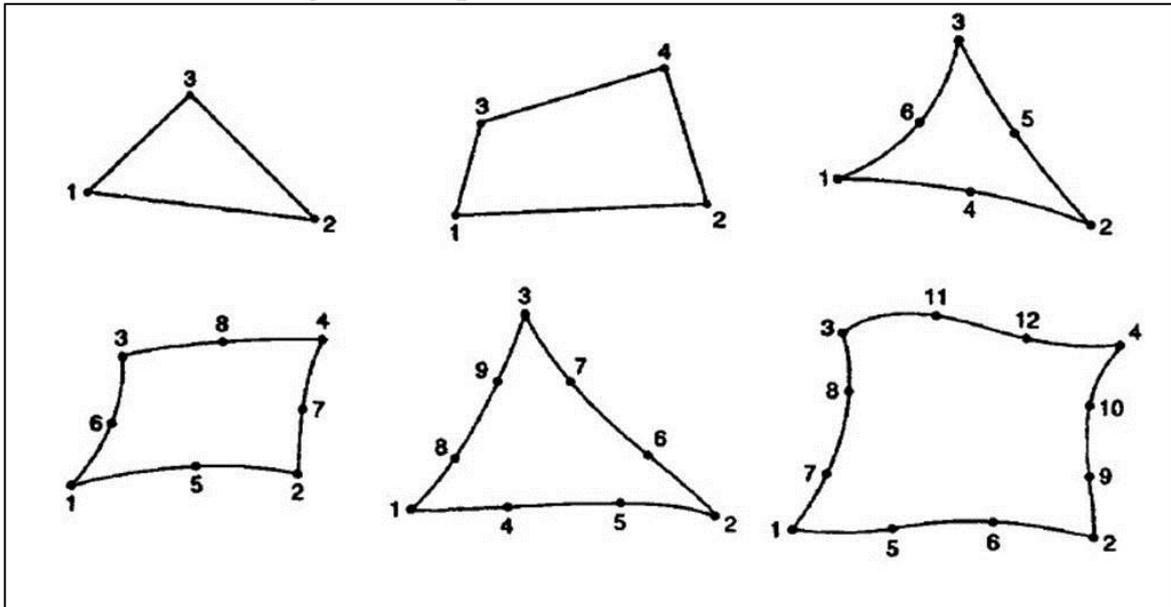


Fonte: Adaptada de Hearn (1997).

2.5.2 Elemento tipo Casca

Elementos do tipo casca são considerados quando a geometria normalmente é bidimensional. Segundo Sousa (2011, p. 21), elementos do tipo casca são utilizados para modelar estruturas onde a espessura da mesma é muito menor do que as outras dimensões. A Figura 9 representa as geometrias que normalmente são utilizadas em elementos de membranas, placas ou cascas, os quais podem ser triangulares ou quadrangulares de primeira, de segunda ou de terceira ordem.

Figura 9 – Tipos de elementos bidimensionais

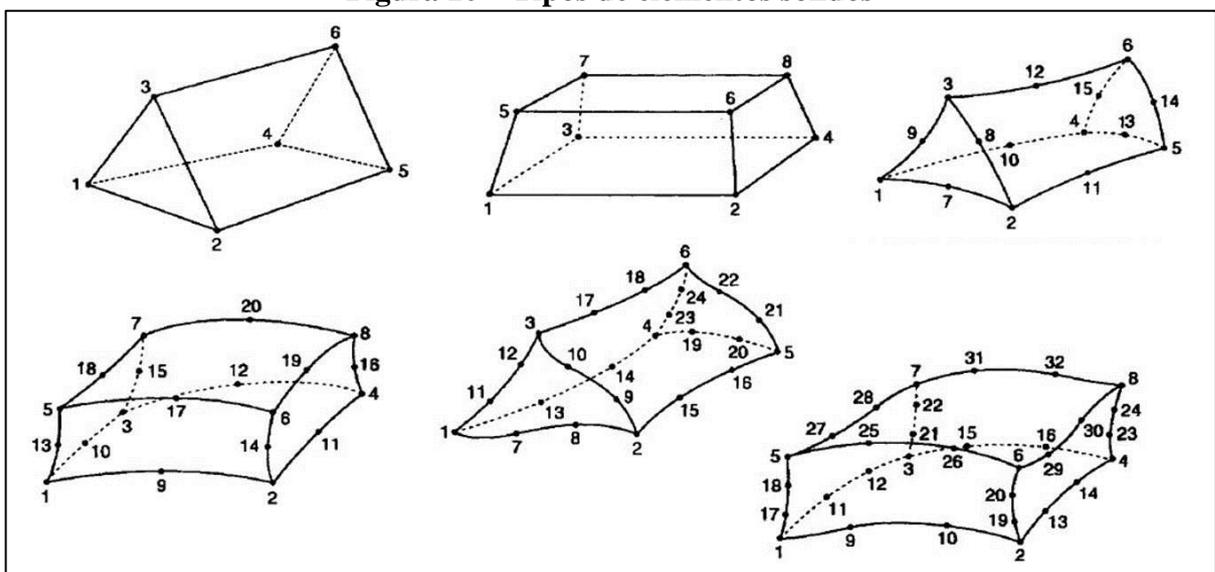


Fonte: adaptada de Hearn (1997).

2.5.3 Elemento tipo Sólido

Para Sousa (SOUSA, 2011), os elementos sólidos geralmente são utilizados em estruturas com geometria complexa, onde as análises são do tipo tensão e deslocamento. Conforme mostrado na Figura 10, este tipo de elemento pode ser do tipo prismático com forma triangular ou hexaédricos. Existem também sólidos tetraédricos. Todos estes elementos, assim como os de casca, podem ser de primeira, de segunda ou de terceira ordem.

Figura 10 – Tipos de elementos sólidos



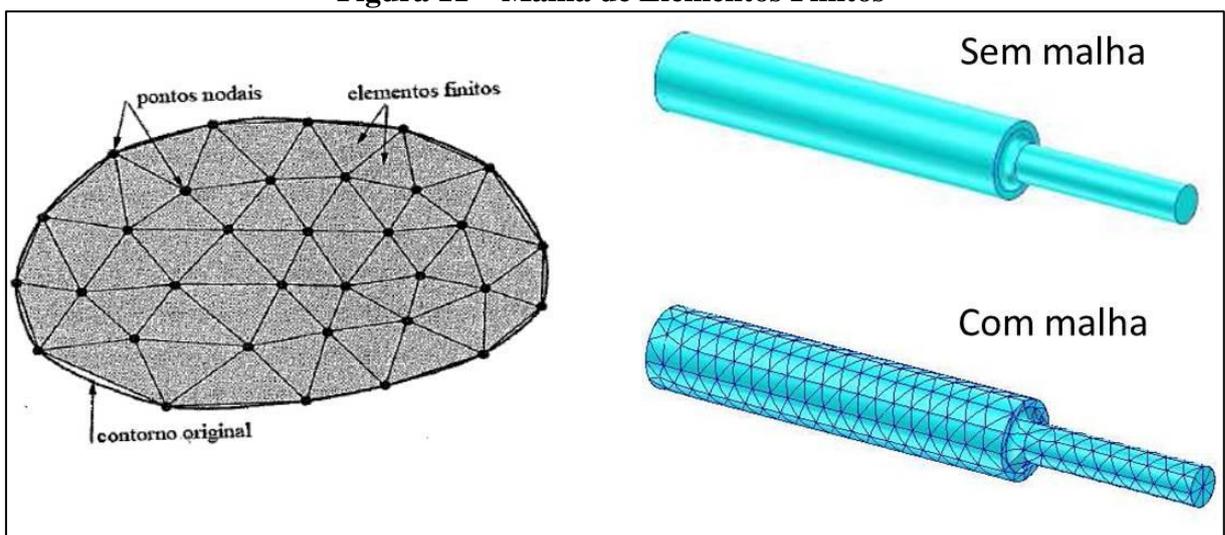
Fonte: adaptada de Hearn (1997).

2.6 GERAÇÃO DE MALHA

Conforme Shigley (2011), malha é uma região discretizada, ou seja, dividida por uma rede de elementos e nós conforme pode ser observado na Figura 11. Um elemento é uma pequena subestrutura elástica finita e bem definida que em um conjunto de elementos formam a estrutura em si. Quando, em uma determinada região, são colocados mais elementos ocorre um aumento da densidade da malha. Na maioria dos casos, o aumento da densidade da malha em regiões onde os gradientes de tensões são elevados os resultados são melhores. É comum em análise de elementos finitos fazer o refinamento de malha, cujo objetivo é melhorar os resultados de análises posteriores alterando a malha.

Segundo Shigley (2011), existem três formas de gerar uma malha: manualmente, semiautomaticamente ou automaticamente. Resumidamente, a geração manual de malha era a forma utilizada nos primórdios do método dos elementos finitos, era uma forma trabalhosa em casos de um modelo complexo. Com o passar dos anos surgiu a geração semiautomática de malha, onde algoritmos computacionais foram implementados permitindo ao usuário gerar automaticamente a malha em regiões definidas pelo mesmo. E por fim, com o avanço da tecnologia, os *softwares* mais recentes possuem a capacidade de gerar malha automaticamente, além de serem autoadaptativas, ou seja, possuem a capacidade de refinar a malha até convergir no resultado desejado, ou pelo menos próximo disso, com a mínima intervenção do usuário.

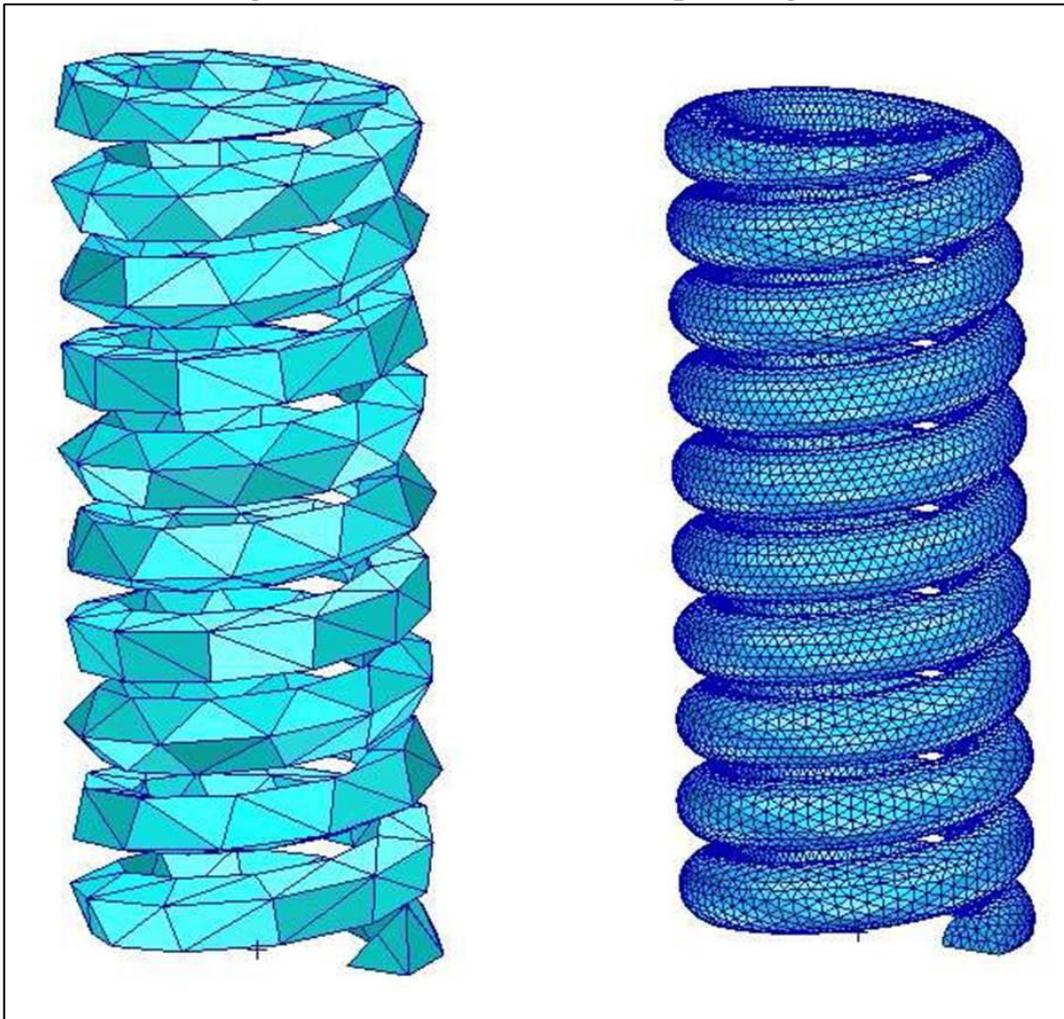
Figura 11 – Malha de Elementos Finitos



Fonte: Adaptado de Borgmann (2012) e MSC Software (2003).

Em geral a malha pode ser gerada por diversos tipos de elementos, como triangulares, tetraédricos, hexaédricos, entre outros. Conforme abordado no tópico 2.5 é importante selecionar corretamente a geometria para que a mesma não comprometa a malha do sistema conforme pode ser observado na distorção da estrutura na Figura 12.

Figura 12 – Elemento sólido do tipo triangular



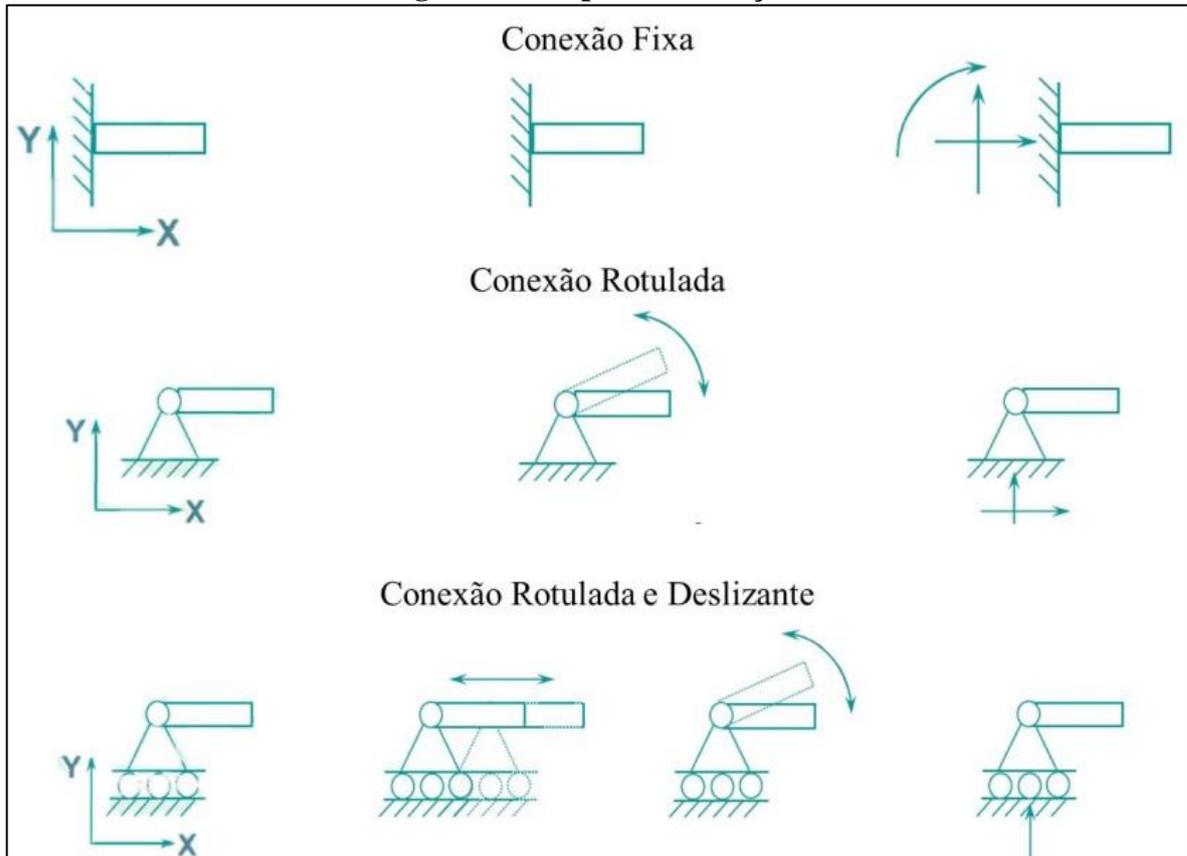
Fonte: Adaptado de MSC Software (2003).

2.7 RESTRIÇÕES E CONDIÇÕES DE CONTORNO

Depois de criada a malha da estrutura é necessário definir condições de contorno do modelo. As condições de contorno variam dependendo do modelo, estas podem ser: restrições, cargas estruturais, cargas de transferência de calor ou especificações de nós ativos ou inativos. Segundo Shigley (2011), as condições de contorno provavelmente é uma das partes mais difíceis da modelagem precisa de estruturas, pois ao se especificar restrições é muito fácil de cometer erros de interpretação ou mesmo a omissão da mesma. As restrições

podem ser definidas tanto em deslocamentos como rotações. Um modelo sem restrições pode apresentar problemas numéricos durante sua resolução. Os tipos de restrições existentes são apresentados na Figura 13.

Figura 13 – Tipos de restrições



Fonte: Adaptado de MSC Software (2003).

2.8 CRITÉRIOS DE FALHA

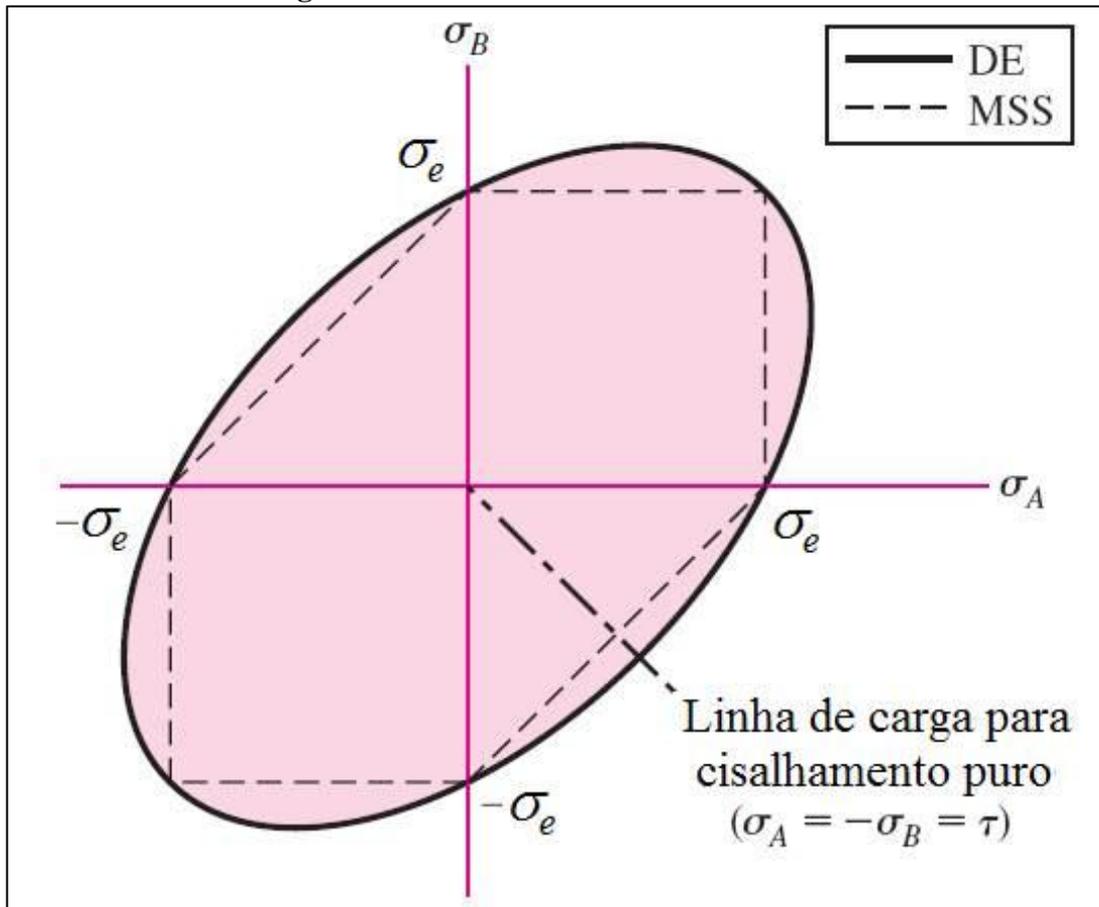
Para que um projeto seja robusto suficiente para garantir sua integridade estrutural é necessário aplicar alguns conceitos para prevenir falhas. Para que isso seja possível, existem alguns critérios de falha que devem ser levados em consideração. Muitos *softwares* de análise estrutural utilizam os conceitos que foram citados neste tópico.

Shigley (2011) define os critérios de falha com algumas teorias de falha, que geralmente são definidos conforme o tipo de material, que pode ser dúctil (critério de escoamento) ou frágil (critério de fratura).

No caso de materiais dúcteis, as teorias utilizadas são: tensão de cisalhamento máxima (MSS), energia de distorção (DE) e Coulomb Mohr dúctil. Enquanto que para materiais frágeis, tem-se: tensão normal máxima, Coulomb-Mohr frágil e Mohr modificada.

Neste trabalho, focou-se nas teorias da tensão de cisalhamento máxima (teoria de Tresca) e energia de distorção (teoria de von Mises), que foram utilizadas posteriormente para a análise do projeto. A Figura 14 ilustra o comportamento das duas teorias (Tresca e von Mises). A teoria de Tresca, segundo Shigley (2011), é mais conservativa do que a teoria de von Mises.

Figura 14 – Teorias de Tresca e von Mises



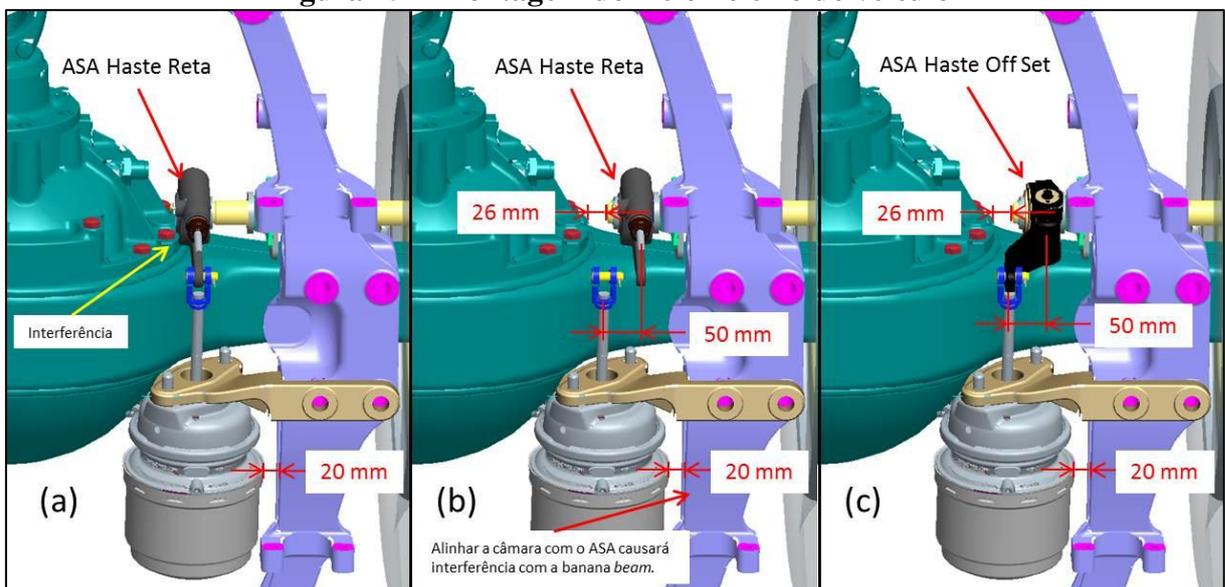
Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Conforme comentado no capítulo 1 (um) deste trabalho, para cada tipo de aplicação (modelos de veículos) é necessário um modelo de freio que seja adequado para a montagem e que seu funcionamento seja ideal para parar o veículo. Levando em consideração o foco deste trabalho – o ajustador automático – nem sempre é possível utilizar o mesmo modelo em todas as aplicações. Os veículos estão agregando mais componentes na sua estrutura para melhorar a *performance* e o conforto, o que acaba reduzindo o espaço para montagem de outras peças.

O ajustador automático produzido pela Master é como uma alavanca reta, possível de se utilizar na maioria das aplicações sem problemas. Entretanto, em alguns veículos, o espaço disponível para a montagem do freio é limitado, e como o projeto deve prever futuras manutenções dos componentes – troca do ajustador automático, por exemplo – é necessário que exista espaço suficiente para a desmontagem do mesmo. Para facilitar a compreensão do leitor, a Figura 15 ilustra uma montagem em que o espaço disponível para o freio é praticamente pequeno.

Figura 15 – Montagem do freio no eixo do veículo



Fonte: o autor

Observando a Figura 15 (a), nota-se interferência da caixa do ASA com o bojo do eixo, caso utilizado o projeto atual Master e mantendo a câmara na posição indicada pela ilustração (com 20 mm de folga em relação a banana *beam*). Ainda no caso (a), mesmo que não houvesse interferência, seria necessário desmontar o freio completamente para retirar o

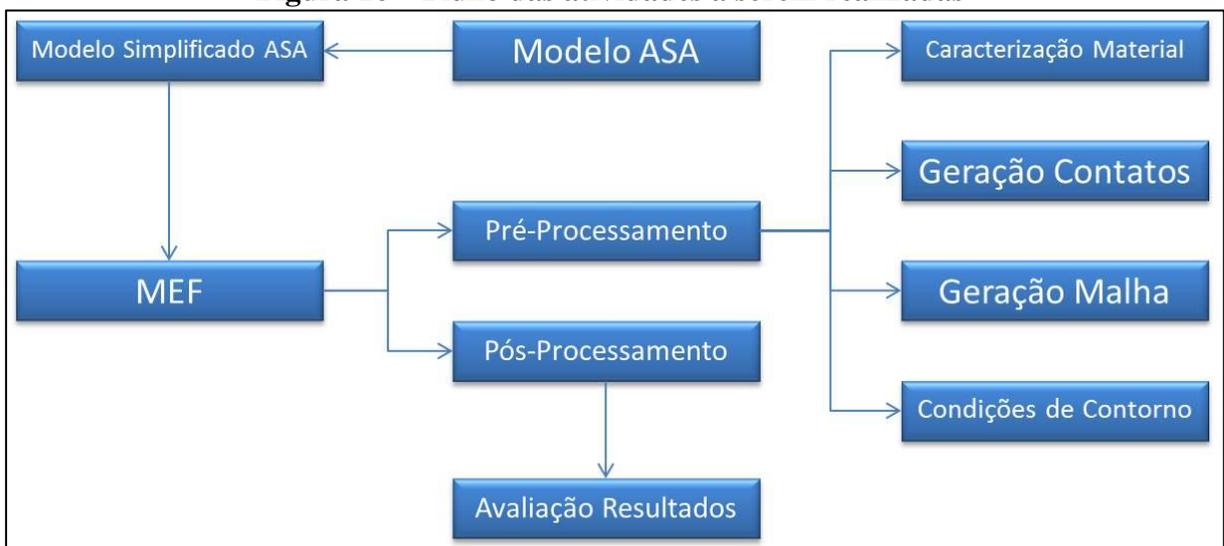
ASA do mesmo, se necessário realizar algum tipo de manutenção do veículo. No caso (b), a utilização do ASA na posição ideal (mantendo uma folga de 26 mm entre eixo “S” e bojo) necessitaria o deslocamento da câmara, o que ocasionaria interferência da mesma com a banana *beam*. Para eliminar este tipo de problema, existem projetos em que se utiliza um ajustador automático com haste deslocada, conforme mostrado no caso (c), reduzindo assim o comprimento do conjunto do suporte e do eixo “S” came, resultando em uma melhor montagem ou desmontagem do ajustador no espaço disponível e mantendo a posição, com folga, da câmara de freio.

Porém, para suprir esta necessidade, a empresa importa ajustadores automáticos com haste deslocada devido o mesmo não possuir este projeto atualmente. Com base nisso, este capítulo apresenta o desenvolvimento do modelo 3D da nova caixa do ajustador automático e da sua nova forquilha, bem como os resultados obtidos através do modelo numérico pelo método dos elementos finitos.

3.1 METODOLOGIA

O trabalho se desenvolveu com base no fluxograma observado na Figura 16. Como atividade inicial, realizou-se o modelamento numérico da carcaça do ajustador automático com haste deslocada e da nova forquilha, utilizando o Pro-e como *software* de projeto auxiliado por computador (CAD). Após a criação dos modelos simplificados das peças, realizou-se a análise das mesmas pelo método dos elementos finitos.

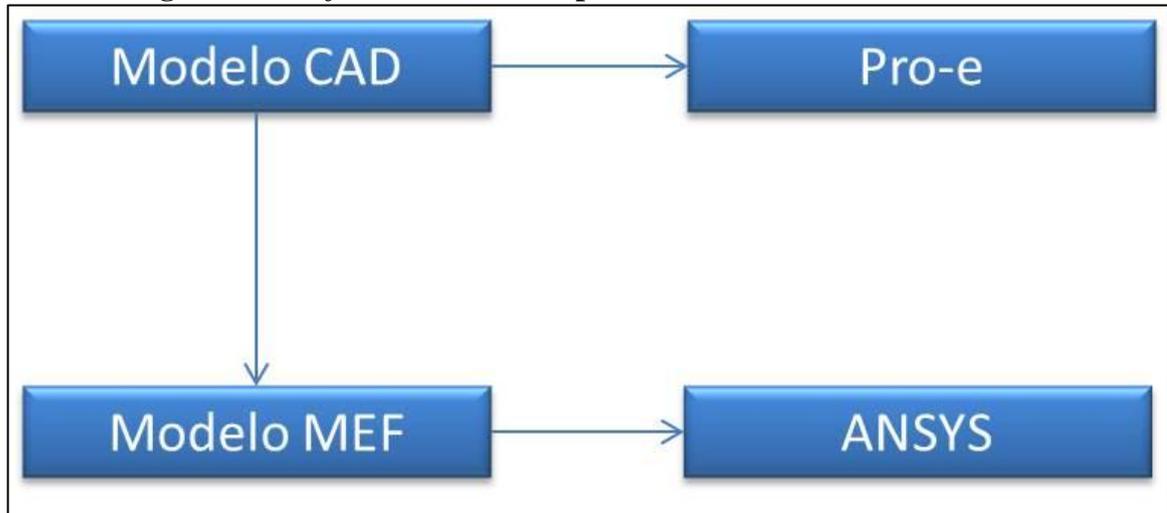
Figura 16 – Fluxo das atividades a serem realizadas



Fonte: o autor.

A ferramenta utilizada para a análise estrutural das peças modeladas foi o *software* ANSYS Workbench 14.0. A Figura 17 ilustra os *softwares* utilizados no desenvolvimento deste trabalho.

Figura 17 – Softwares utilizados para desenvolvimento do trabalho



Fonte: o autor.

Durante a análise pelo MEF, duas etapas foram conduzidas: o Pré-Processamento e o Pós-Processamento. Na fase de Pré-Processamento foram realizadas as seguintes tarefas:

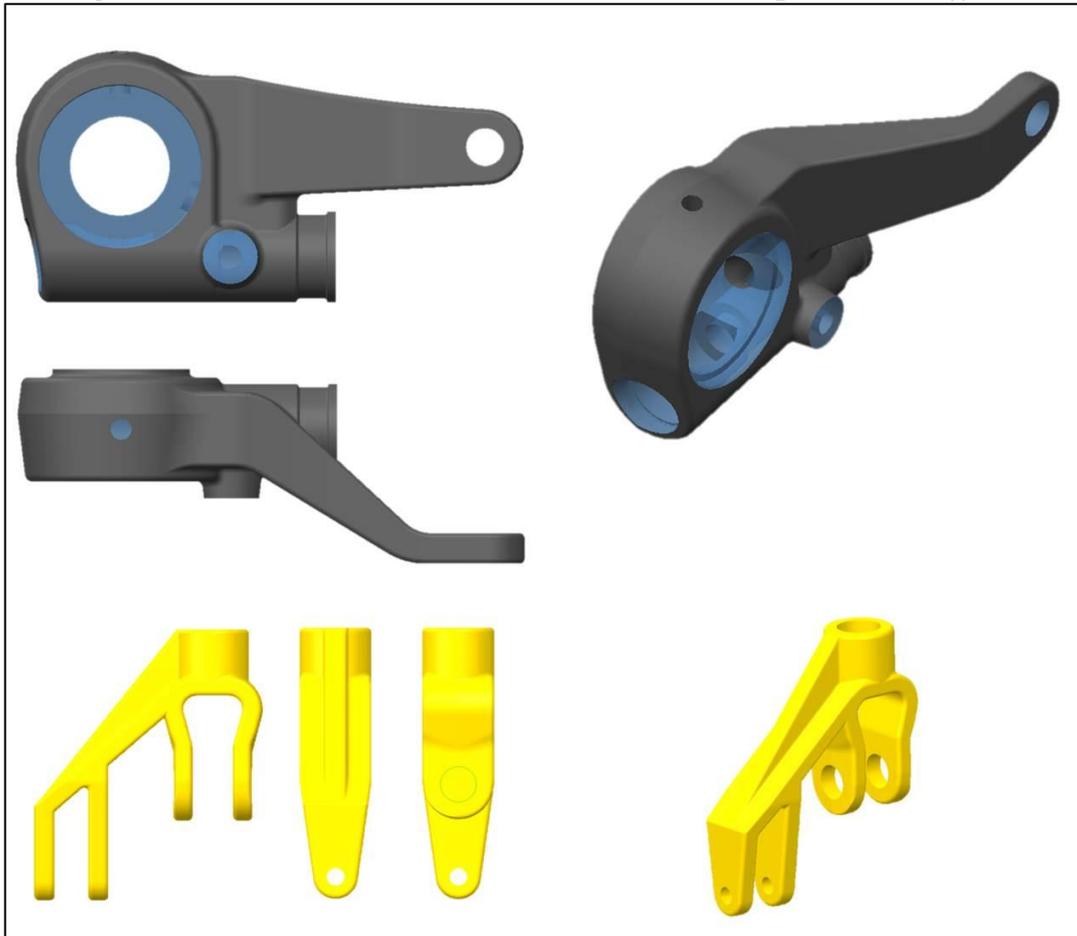
- a) caracterização do Material;
- b) geração dos Contatos;
- c) geração da Malha;
- d) definição das Condições de Contorno.

Na fase de Pós-Processamento se interpretou e validou os resultados.

3.2 PREPARAÇÃO DOS MODELOS

Para a validação do novo projeto da caixa do ASA e de sua forquilha, pelo método dos elementos finitos, foi necessário modelar tridimensionalmente os novos componentes no *software* de modelamento Pro-engineer, conforme mostrado na Figura 18. E de acordo com a premissa inicial deste projeto, procurou-se manter o mecanismo de ajuste do ASA (engrenagem e sem-fim) conforme o projeto original, alterando apenas o perfil do braço. E para o projeto da nova forquilha, procurou-se adequar o perfil atualmente utilizado.

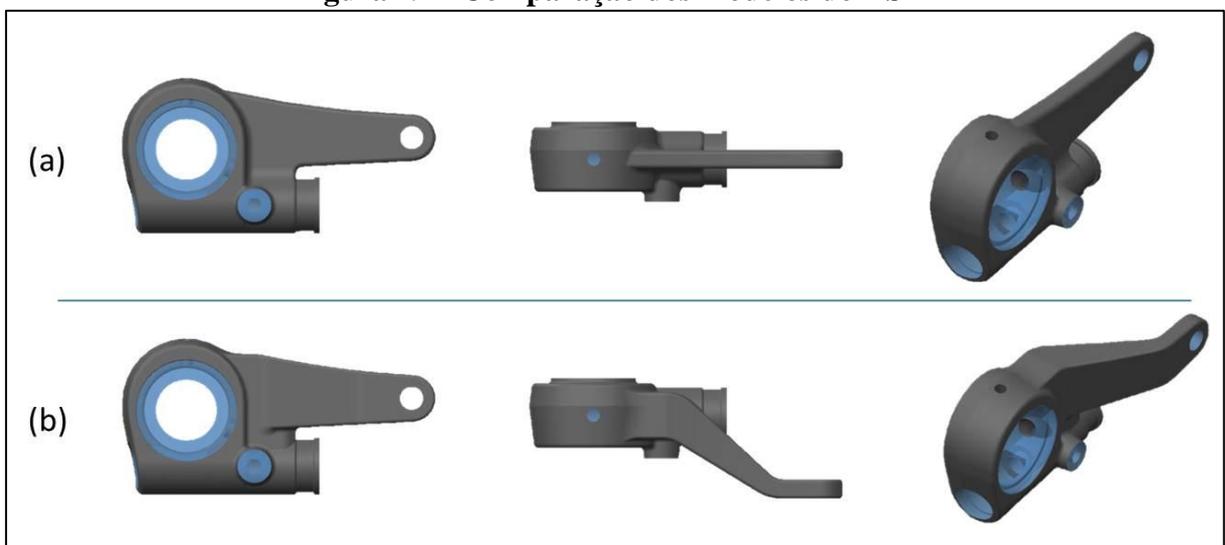
Figura 18 – Modelamento da caixa do ASA e da forquilha (com *offset*)



Fonte: o autor.

A Figura 19 mostra um comparativo entre o projeto atual (a) e o proposto da caixa do ASA (b).

Figura 19 – Comparação dos modelos do ASA

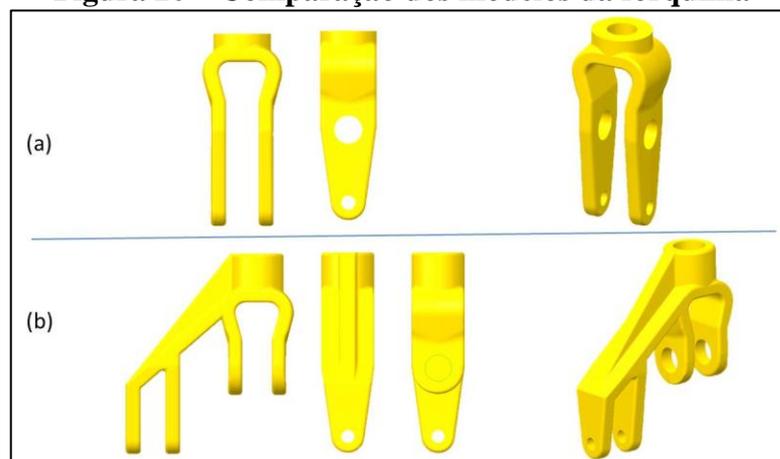


Fonte: o autor.

Durante o modelamento da caixa do ASA, com o braço deslocado, se encontrou algumas dificuldades para criar o braço em questão utilizando o mesmo “corpo” da engrenagem e do sem-fim, pois muitas das *features* do “corpo” estavam sendo referenciadas pelo braço do projeto original. O modelo teve de ser referenciado do zero para que fosse possível refazer o perfil do braço da caixa do ASA.

Na Figura 20 foi realizada uma comparação na geometria entre o projeto atual (a) e o proposto da forquilha com *offset* (b).

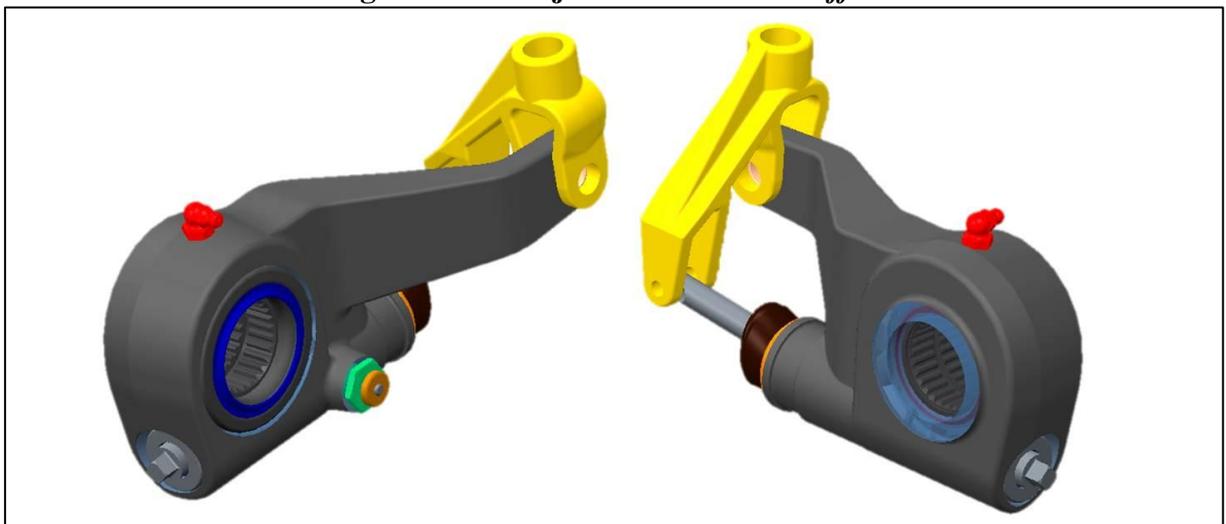
Figura 20 – Comparação dos modelos da forquilha



Fonte: o autor.

Após o modelamento individual de cada componente ter sido concluído, iniciou-se a montagem do conjunto do ajustador como um todo para validar geometricamente o mesmo. Na Figura 21 é possível verificar o conjunto montado.

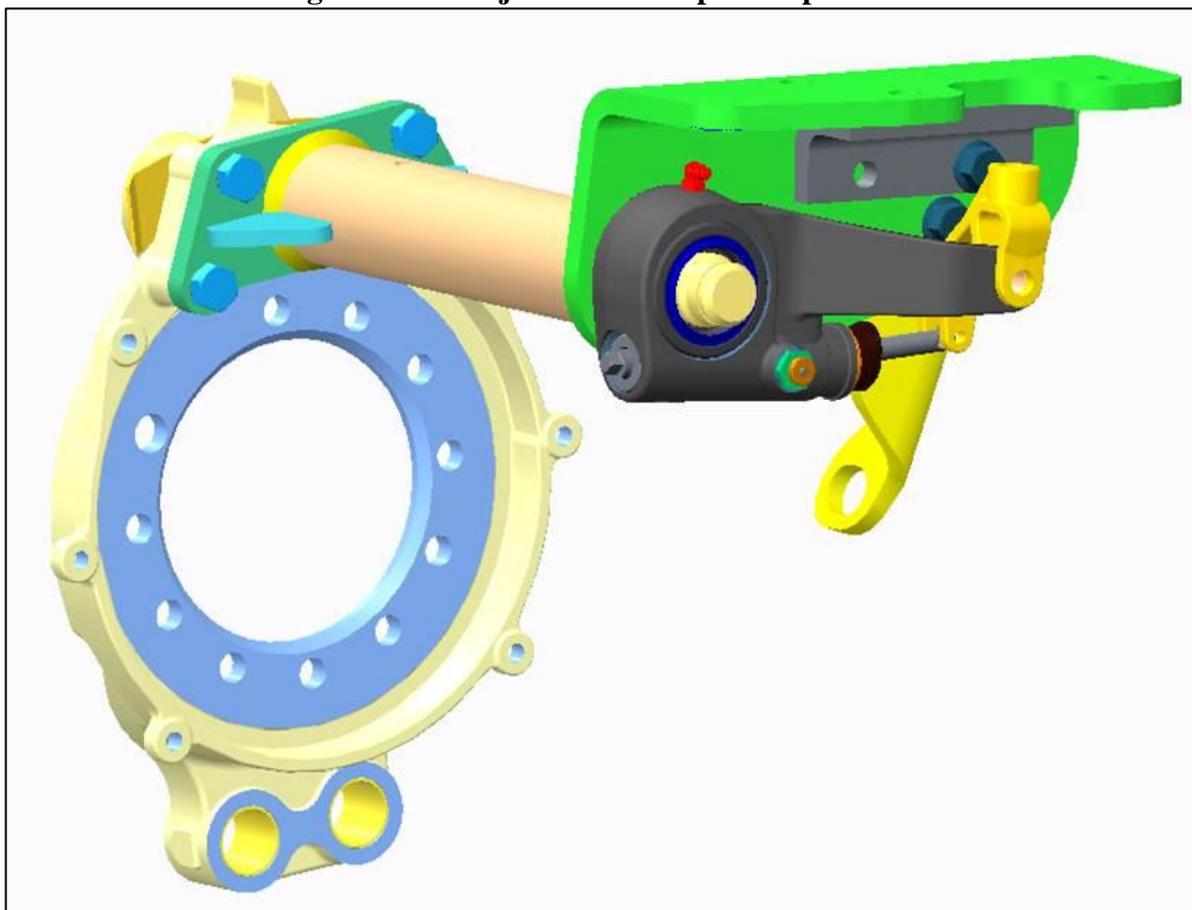
Figura 21 – Conjunto do ASA com *offset*



Fonte: o autor.

No passo seguinte, realizou-se a montagem do conjunto do freio com o objetivo de validar o modelo geometricamente, conforme pode ser observado na Figura 22. A montagem deste modelo foi pré-simplificada para não sobrecarregar a análise de elementos finitos, ou seja, para reduzir o número de elementos e nós. Neste modelo, foram removidos alguns componentes como: atuador de freio e suas respectivas porcas e arruelas, sapatas de freio e seus roletes e buchas, molas de retorno e retenção, entre outros componentes menores que não são relevantes para a análise em questão.

Figura 22 – Conjunto do freio pré-simplificado

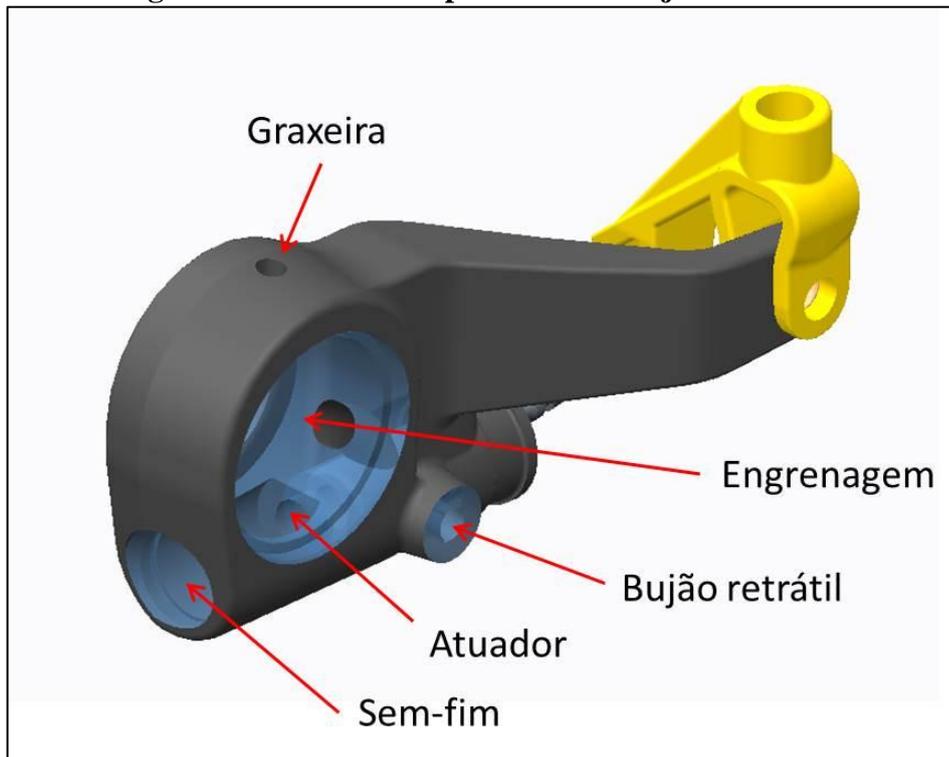


Fonte: o autor.

Validado geometricamente, o modelo do conjunto do ajustador passou por uma segunda simplificação conforme pode ser visto na Figura 23, onde foram removidos os componentes internos do mesmo, como: engrenagem, sem-fim, atuador, graxeira, anel de retenção, bujão retrátil, entre outros elementos menores.

Como o objetivo foi avaliar a carcaça do ASA estes componentes foram removidos para reduzir mais o número de elementos e nós do modelo numérico. No tópico da análise pelo MEF, comentou-se como a remoção destes componentes foi tratada para a análise.

Figura 23 – Modelo simplificado do conjunto do ASA



Fonte: o autor.

E por fim, o modelo simplificado do conjunto do freio pode ser visto na Figura 24.

Figura 24 – Modelo simplificado para o MEF

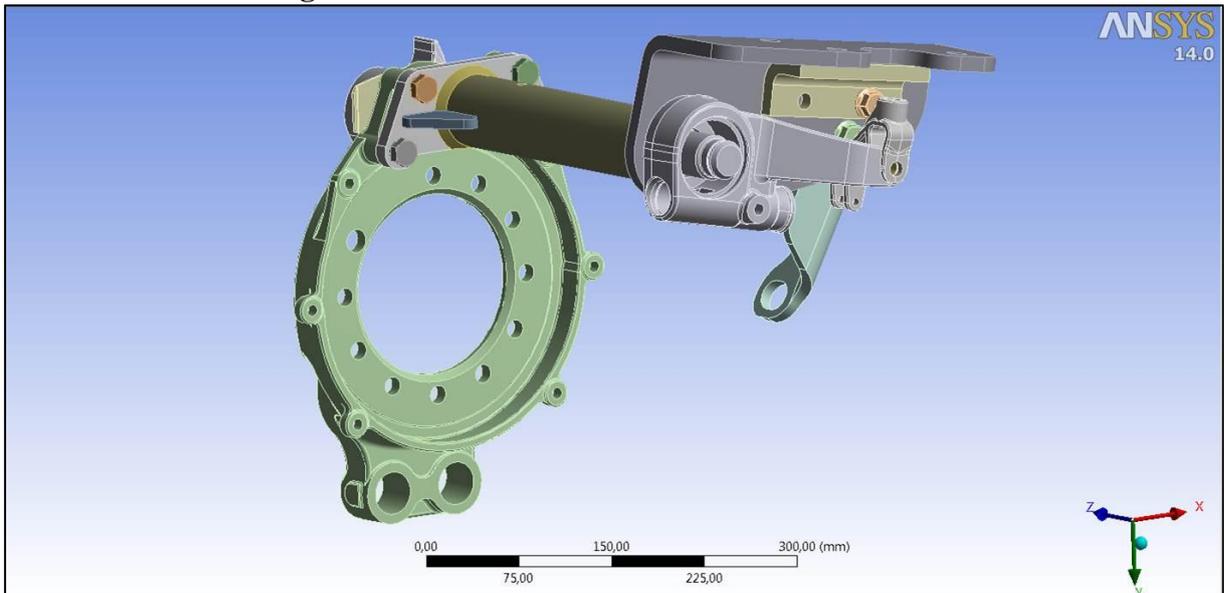


Fonte: o autor.

3.3 MODELO NUMÉRICO PARA MEF

Para geração do modelo numérico do freio simplificado se importou o modelo de CAD, projetado previamente, para o *software* de elementos finitos ANSYS, com o formato de arquivo .step. A Figura 25 ilustra o modelo importado.

Figura 25 – Modelo numérico do freio no ANSYS



Fonte: o autor.

Como ponto de partida para análise do modelo numérico, criou-se um sistema de análise modal, para simular como o modelo responderá ao carregamento estático e para avaliar se todos os componentes estavam conectados. Essa análise não é o foco deste trabalho, mas o mesmo contribuiu para identificar os erros durante a fase de pré-processamento.

3.3.1 Pré-processamento do modelo numérico

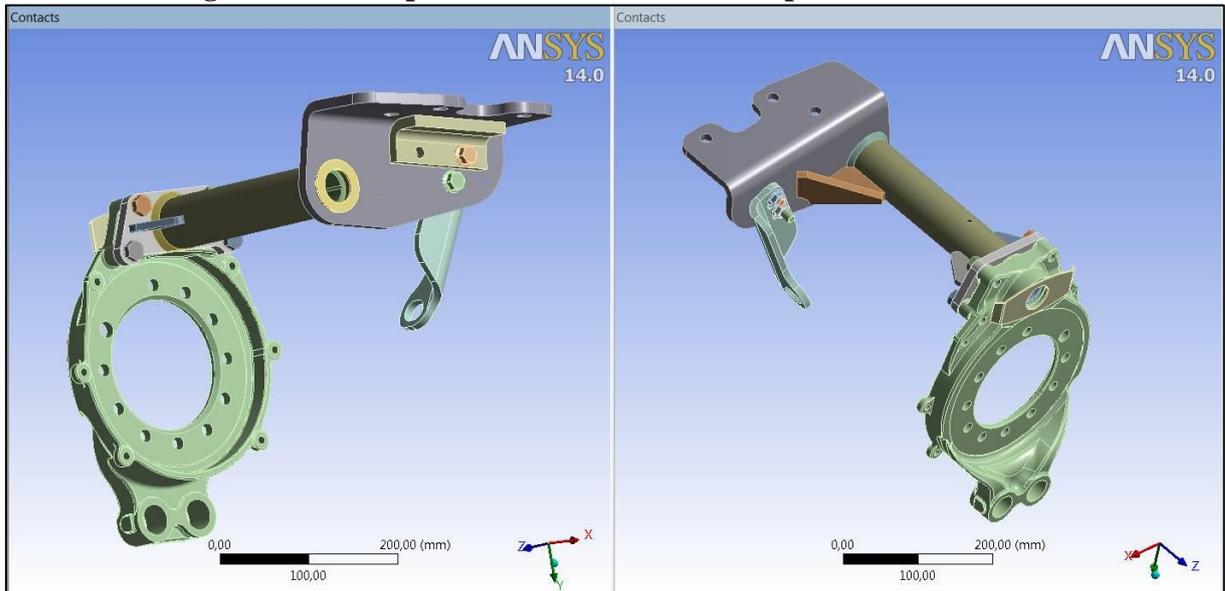
3.3.1.1 Geração dos contatos

A primeira etapa do pré-processamento foi gerar os contatos do modelo, refinando e detalhando os mesmos, dando maior ênfase nos contatos da caixa do ajustador automático e sua forquilha, uma vez que foram os focos deste trabalho.

A ferramenta utilizada para a atividade em questão foi o *Contact*. Para a grande maioria dos componentes se gerou o contato do tipo *Bonded* (colado), como no caso de uma

junta aparafusada ou uma junta soldada. A Figura 26 ilustra somente o conjunto onde foram gerados este tipo de contato. Os componentes que possuem contatos diferenciados foram suprimidos.

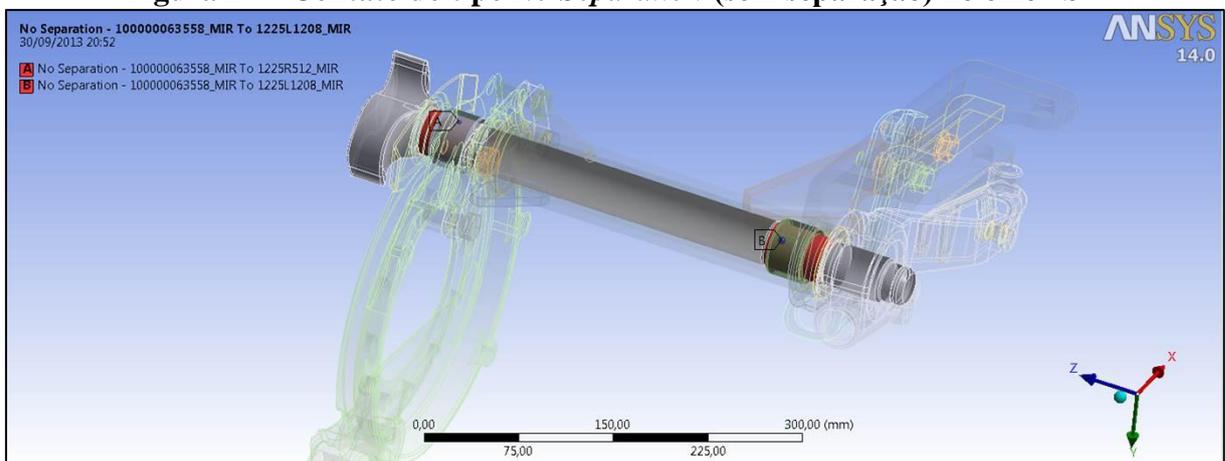
Figura 26 – Componentes com contatos do tipo *Bonded* (colado)



Fonte: o autor.

O segundo tipo de contato utilizado no modelo foi o do tipo *No Separation* (sem separação). Este tipo de contato permite que haja deslizamento entre as faces, porém, não permite a separação entre elas, ressaltando que este também se trata de um contato linear. Este contato foi utilizado na interface entre o eixo “S” e as buchas do conjunto do suporte, com o objetivo de permitir o movimento rotacional do eixo “S” no interior do tubo.

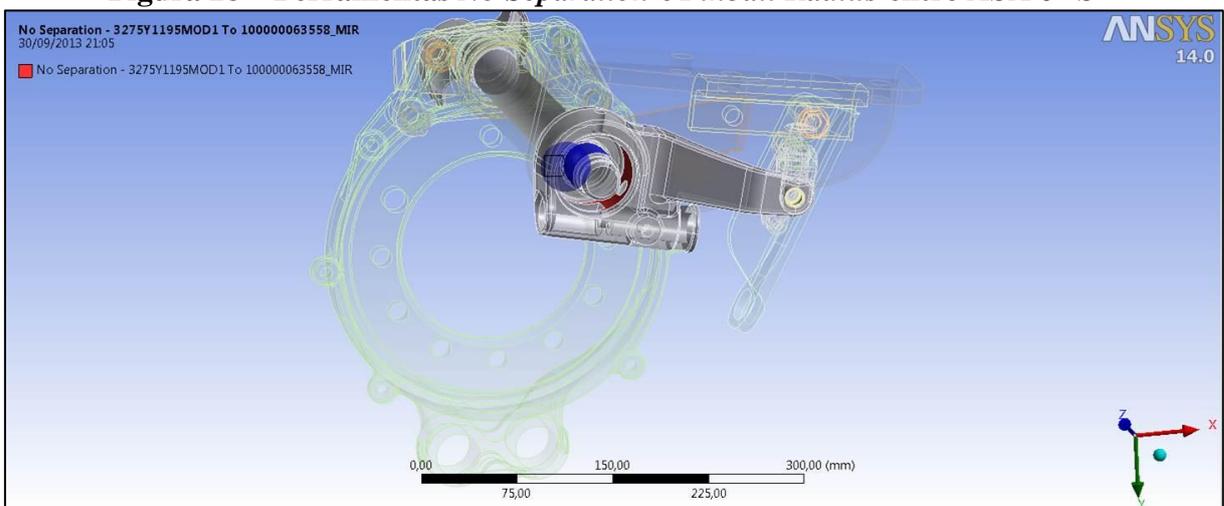
Figura 27 – Contato do tipo *No Separation* (sem separação) no eixo “S”



Fonte: o autor.

O mesmo tipo de contato foi utilizado na caixa do ajustador automático em relação à superfície do eixo “S” e a arruela colada do suporte da câmara. Com a supressão dos componentes internos do ajustador automático a folga existente entre a caixa do ajustador e o eixo “S” foi compensada com a ferramenta avançada *Pinball Region*, do tipo *Radius*. Utilizou-se como *Pinball Radius*, um raio de 20 mm para garantir a união da malha entre o eixo “S” e a caixa do ajustador. Na Figura 28 é possível observar uma esfera na cor azul que está em contato com ambos os componentes, indicando a sua ligação.

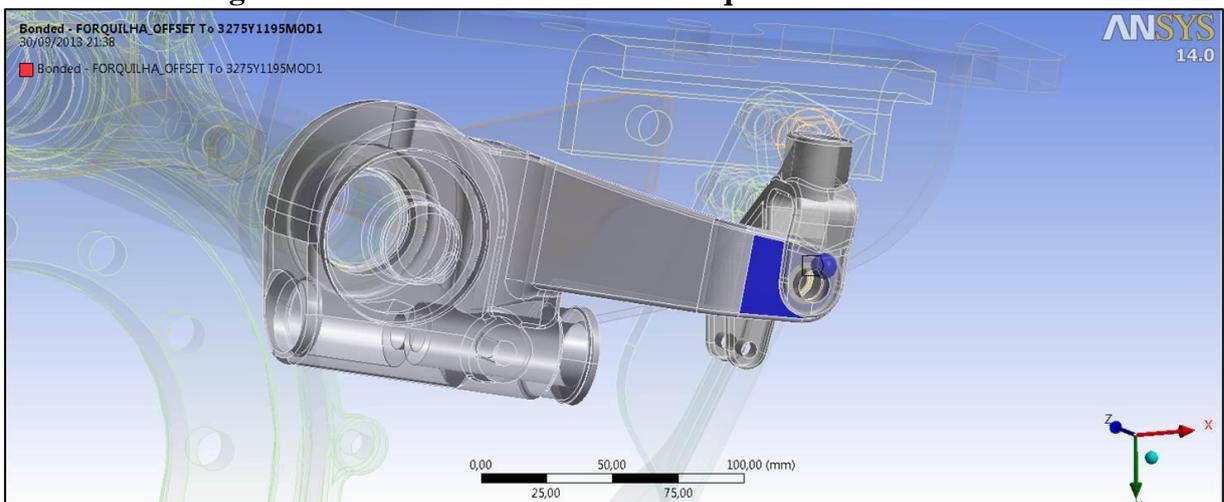
Figura 28 – Ferramentas *No Separation* e *Pinball Radius* entre ASA e “S”



Fonte: o autor.

Para o contato da forquilha em relação à caixa do ajustador, utilizou-se novamente o contato do tipo *Bonded* (ver Figura 29) e a ferramenta *Pinball Radius*, com 5 mm de raio.

Figura 29 – Contato *Bonded* entre forquilha e caixa do ASA



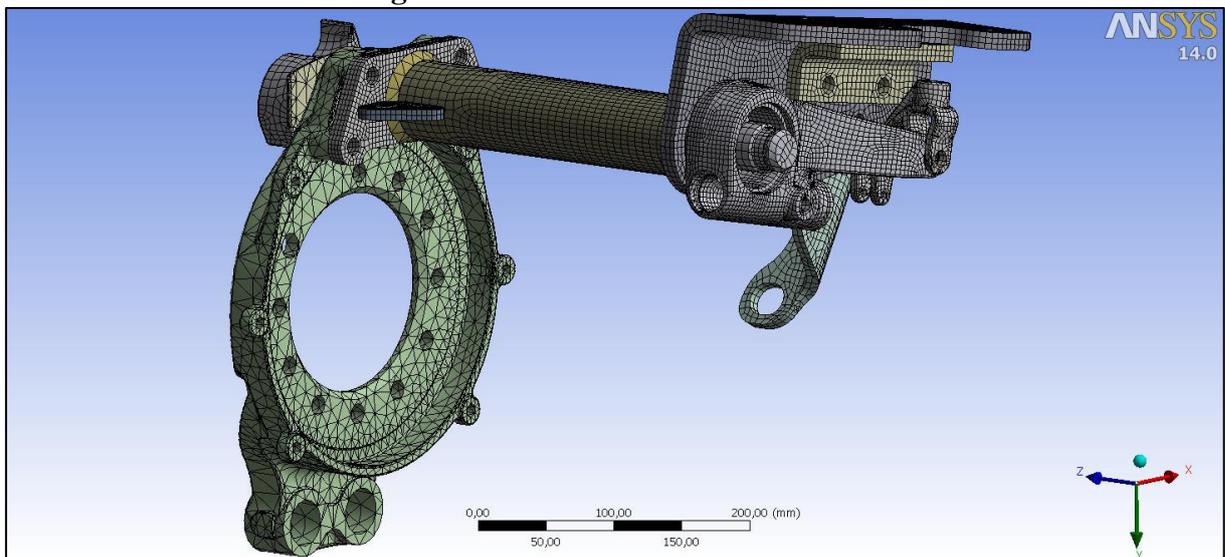
Fonte: o autor.

3.3.1.2 Geração da malha

Depois de gerado todos os contatos necessários, a etapa seguinte foi a geração da malha dos componentes. Para a análise do modelo modal e estrutural foram utilizados elementos do tipo sólido. Alguns componentes receberam malhas do tipo *Hex Dominant* do tipo *All Quad*, ou seja, elementos do tipo hexaédricos devido a sua geometria linear, com elementos variando de 4 a 6 mm no tamanho. Enquanto outros, do tipo *Hex Dominant* do tipo *Quad/Tri*, com elementos triangulares misturados a hexaédricos, por sua geometria não linear, com tamanhos de 7 mm.

Esta malha inicial, mostrada na Figura 30, foi satisfatória para a realização da análise modal, pois a mesma não sobrecarregou o modelo (elevado tempo de processamento do computador), o qual apresentou 99022 elementos e 287314 nós, e garantiu a visualização dos contatos. Os resultados da análise modal podem ser encontrados no Apêndice A ao final deste trabalho.

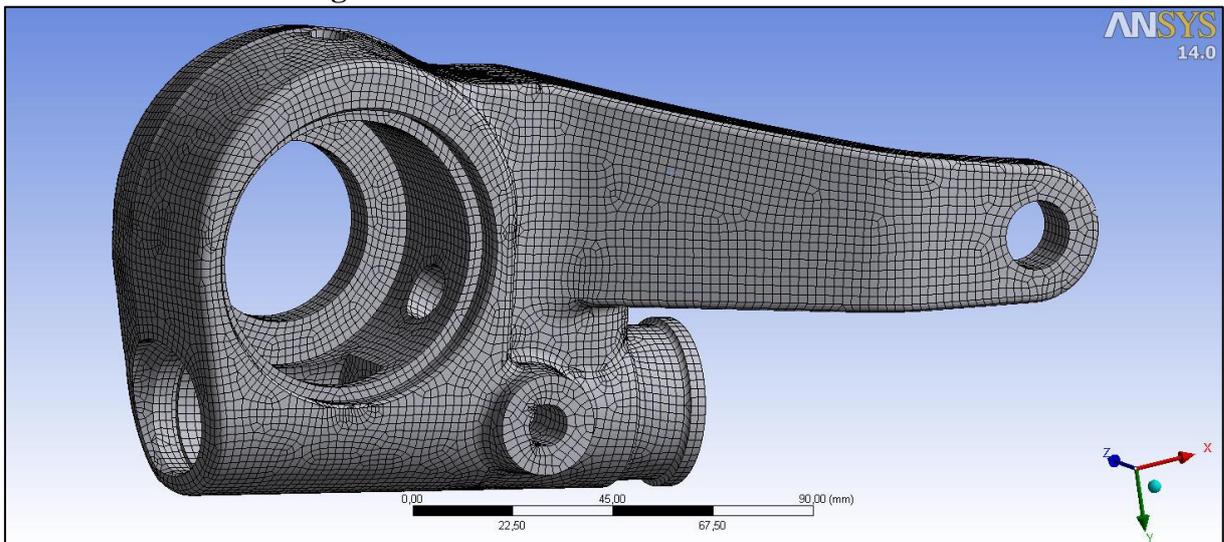
Figura 30 – Malha inicial do modelo



Fonte: o autor.

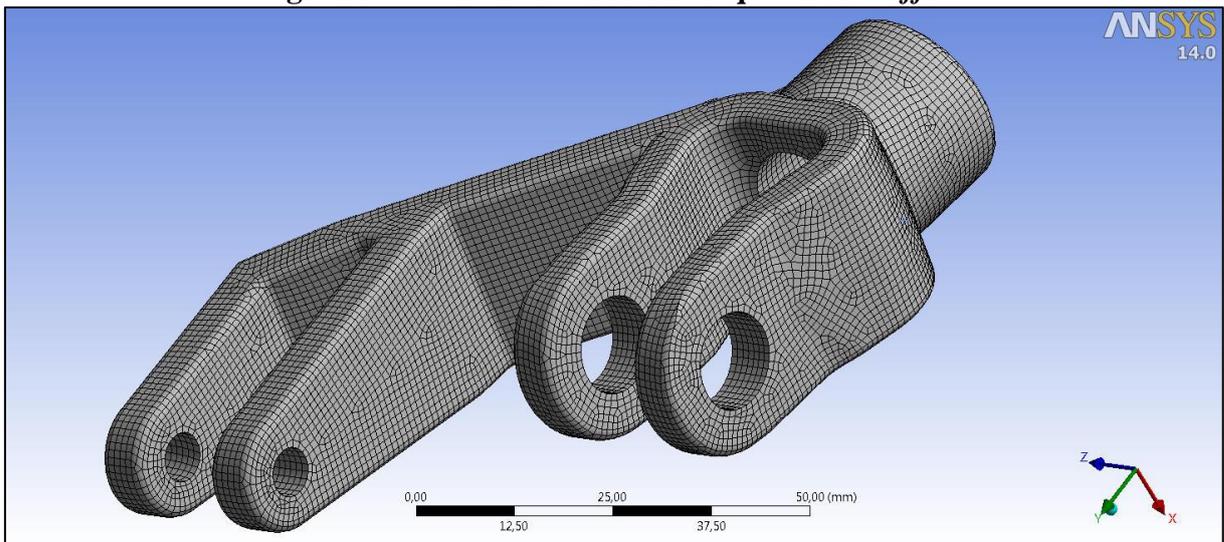
Para a análise estrutural, realizou-se um refinamento da malha dos modelos em estudo, para que os resultados ficassem o mais detalhado possível. Para a caixa do ajustador automático e para a forquilha, manteve-se o elemento do tipo sólido hexaédrico, com uma malha refinada apresentando elementos de 2 mm para a caixa do ajustador e de 1 mm para a forquilha. As Figura 31 e Figura 32 ilustram a malha refinada destes componentes.

Figura 31 – Malha refinada da caixa do ASA



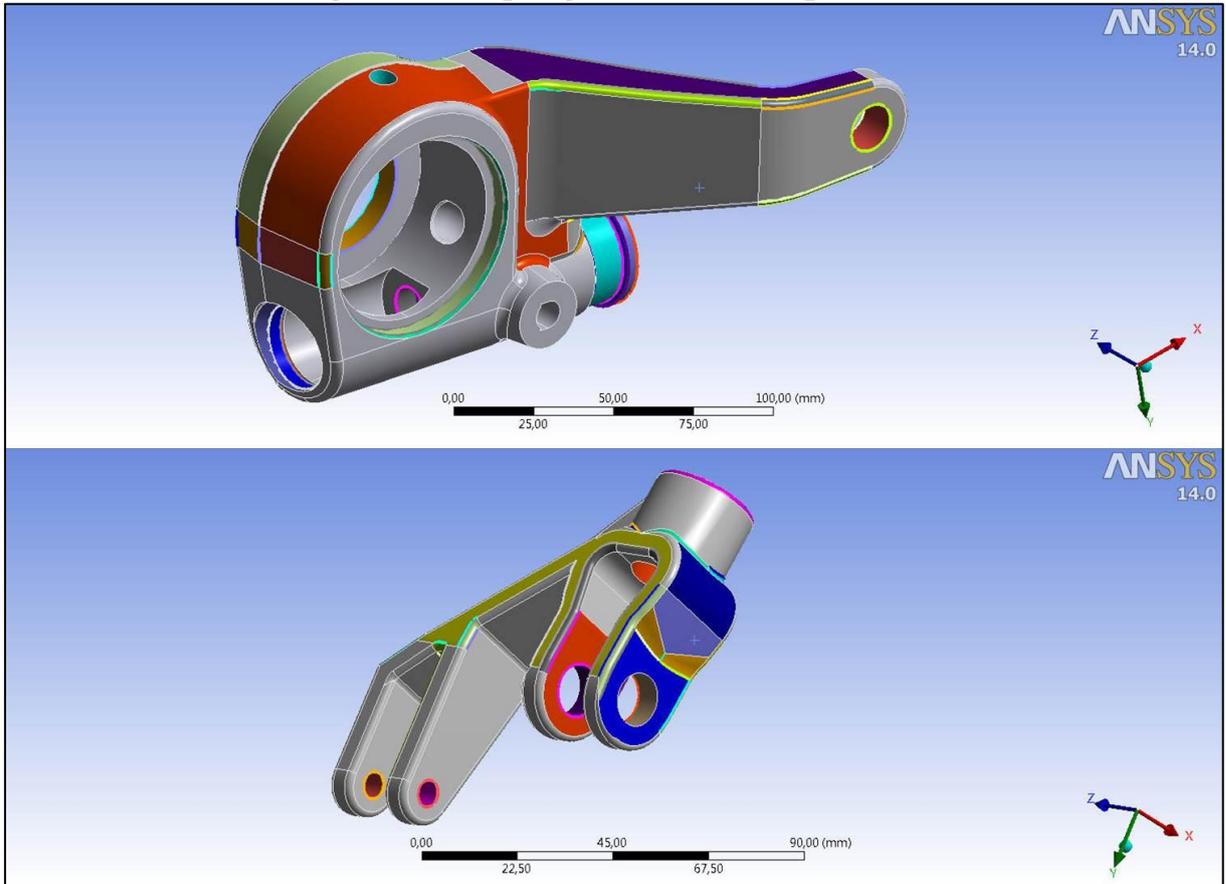
Fonte: o autor.

Figura 32 – Malha refinada da forquilha com *offset*



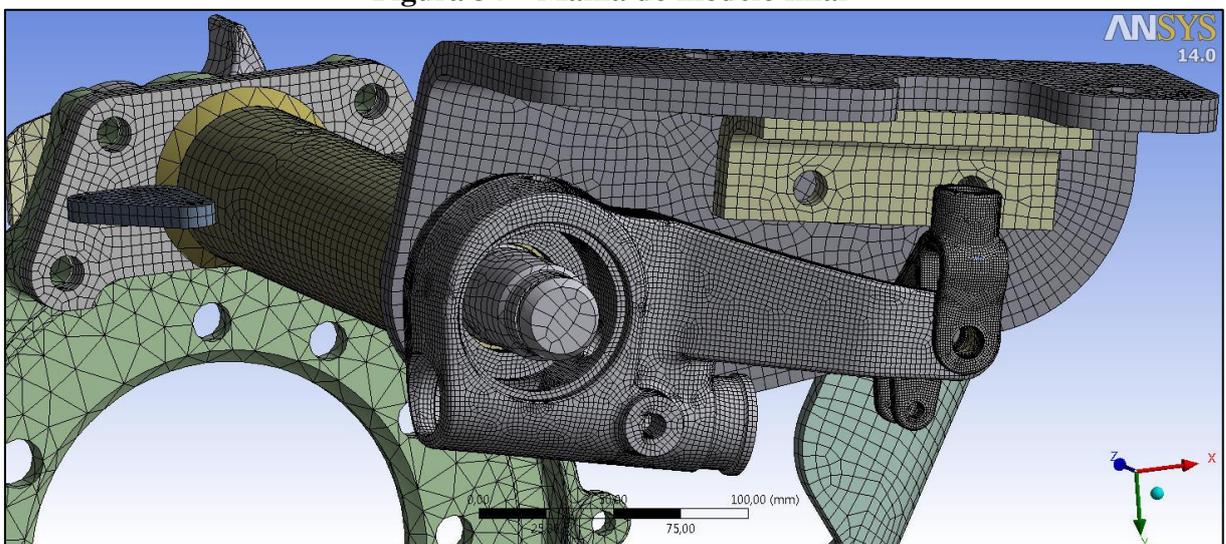
Fonte: o autor.

Para a geração desta malha mais refinada, com detalhes mais suaves nos perfis arredondados, utilizou-se da ferramenta *Virtual Topology* (Topologia Virtual), com o objetivo de permitir uma malha contínua sobre a superfície do modelo. É importante ressaltar que durante a geração da malha destes modelos, sem a topologia virtual, elementos triangulares foram gerados. Com a utilização desta ferramenta, reduziu-se a quantidade de elementos triangulares e se aumentou a quantidade de elementos hexaédricos, tornando o modelo mais próximo do real e conseqüentemente melhorando os resultados de saída. A Figura 33 ilustra os modelos com as superfícies trabalhadas por esta ferramenta.

Figura 33 – Topologia Virtual das superfícies

Fonte: o autor.

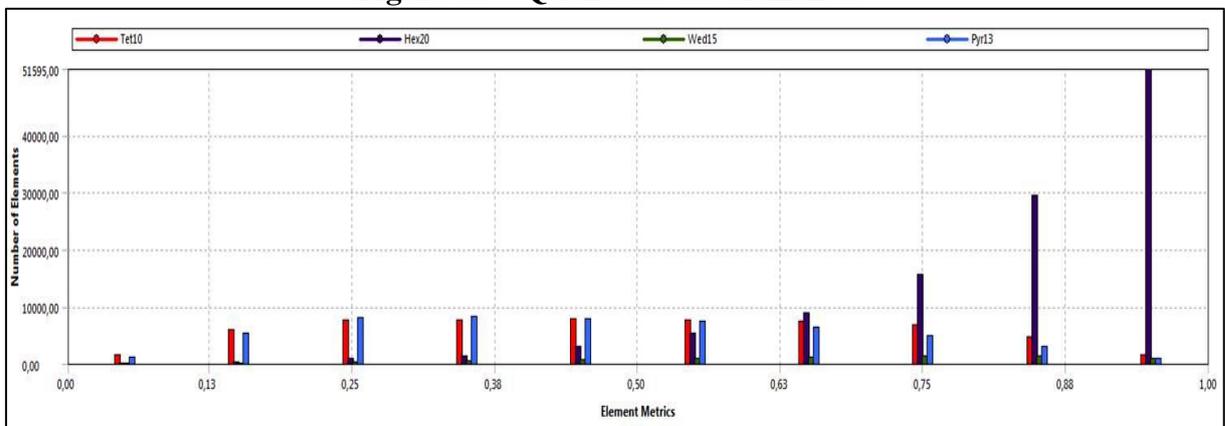
A Figura 34 ilustra o modelo completo, o qual apresentou 233390 elementos e 769239 nós.

Figura 34 – Malha do modelo final

Fonte: o autor.

A Figura 35 mostra a qualidade dos elementos apresentados nessa malha. Observou-se que com o refinamento da malha, grande parte dos elementos gerados foi do tipo hexaédricos. Entretanto alguns elementos tetraédricos e piramidais foram criados devido a algumas geometrias muito complexas, principalmente no componente aranha de freio. Porém, os principais componentes em estudo apresentaram grande quantidade de elementos hexaédricos (em azul escuro). A qualidade do elemento é definida como boa quanto mais próxima do valor um (1,00) no eixo x. No caso de um elemento hexaédrico, quanto mais próximo do valor um (1,00), significa que a geometria deste elemento é mais parecida com a de um cubo perfeito.

Figura 35 – Qualidade dos elementos



Fonte: o autor.

3.3.1.3 Caracterização dos materiais

Para a análise de elementos finitos, os materiais foram definidos conforme projeto definido pela empresa. Basicamente, os materiais utilizados nos componentes do modelo foram o Aço SAE 1010 para todas as peças do conjunto do suporte, SAE 1043 para o eixo “S” came, ferro fundido nodular D4512 para a aranha de freio e a caixa do ajustador automático com haste deslocada. No sistema foram inseridas as características desses materiais, como a densidade ($7,85 \text{ g/cm}^3$ para o aço e $7,5 \text{ g/cm}^3$ para o ferro fundido), o módulo de elasticidade (205000 MPa para o aço 1010, 200000 MPa para o aço 1043 e 152000 MPa para o ferro fundido nodular), o coeficiente de Poisson (0,29 para ambos os aços e 0,28 para o ferro fundido nodular), a tensão de escoamento (300 MPa para o aço 1010, 310 MPa para o aço 1043 e para o ferro fundido nodular) e a tensão de ruptura (370 MPa para o aço 1010, 570 MPa para o aço 1043 e 448 MPa para o ferro fundido nodular). As normas dos

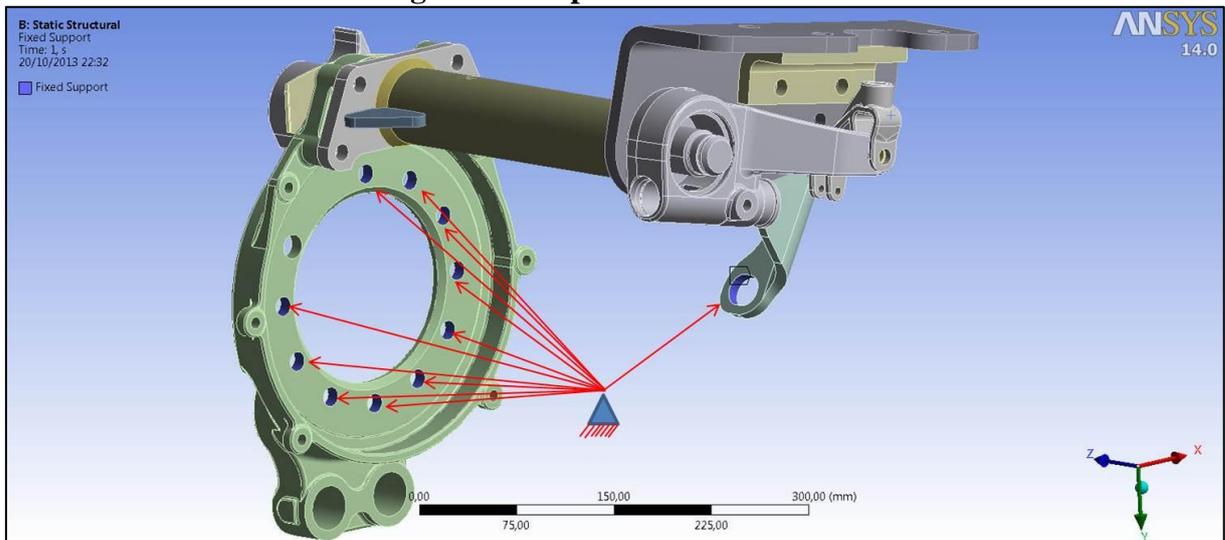
materiais utilizados nessa análise podem ser encontradas nos anexos A e B no final deste trabalho.

3.3.1.4 Condições de contorno

As condições de contorno aplicadas neste trabalho foram obtidas do banco de dados da empresa, os quais são conhecimentos adquiridos da *joint venture* Meritor. Por questões de segredo industrial, foram apresentadas apenas as condições de contorno mais relevantes para o modelo, porém, superficialmente, mas concretas para o entendimento da análise.

Primeiramente se restringiu alguns pontos do modelo utilizando a ferramenta *Fixed Support* (apoio fixo), restringindo o movimento do mesmo nos seis graus de liberdade, conforme mostrado na Figura 36. Estes pontos simulam a fixação, através de parafusos, da montagem.

Figura 36 – Apoio fixo do modelo

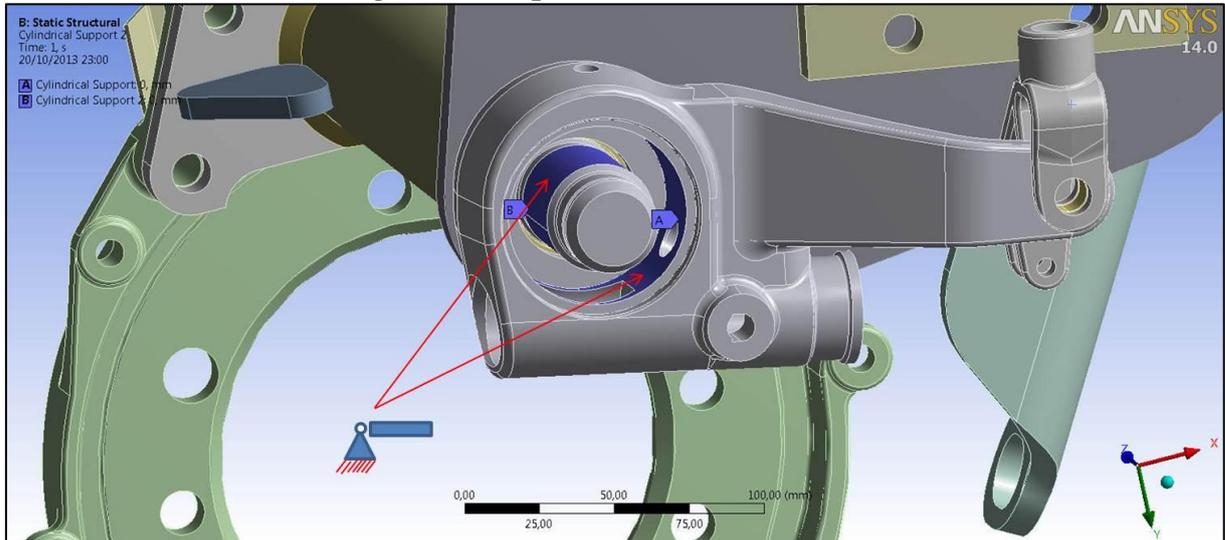


Fonte: o autor.

Depois de inseridas as restrições fixas, utilizou-se a ferramenta *Cylindrical Support* (apoio cilíndrico) como uma restrição do tipo rotulada, permitindo ao modelo movimentos em direções especificadas. No caso do modelo em estudo, o mesmo foi restringido conforme mostrado na Figura 37. Ambos, o eixo e a caixa do ajustador automático, receberam restrições no sentido axial do eixo, ou seja, impedindo os mesmos de transladar na direção z. Concomitantemente, permitiu-se liberdade no sentido radial, ou seja, nas direções de x e y; e tangencial, simulando rotação em torno do eixo z.

Esta condição permitiu simular as deformações do sistema, objetivando ter soluções mais próximas do modelo real.

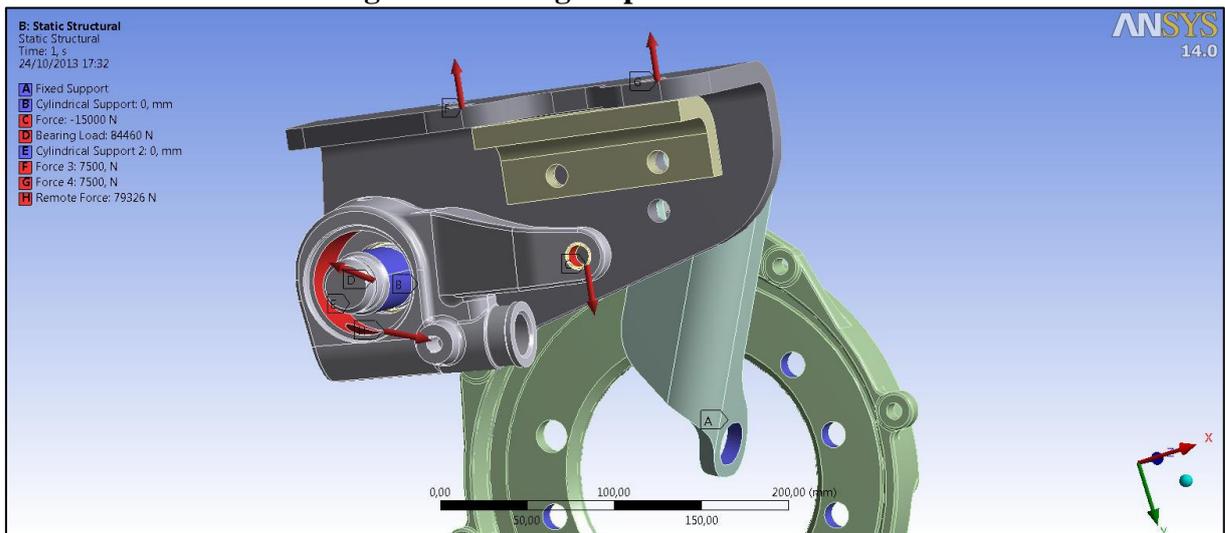
Figura 37 – Apoio cilíndrico do modelo



Fonte: o autor.

Em seguida, atribuíram-se as cargas no sistema conforme mostrado na Figura 38. As cargas foram atribuídas utilizando as ferramentas *Force* (Força), *Bearing Load* (Carga distribuída) e *Remote Force* (Força remota).

Figura 38 – Cargas aplicadas no modelo



Fonte: o autor.

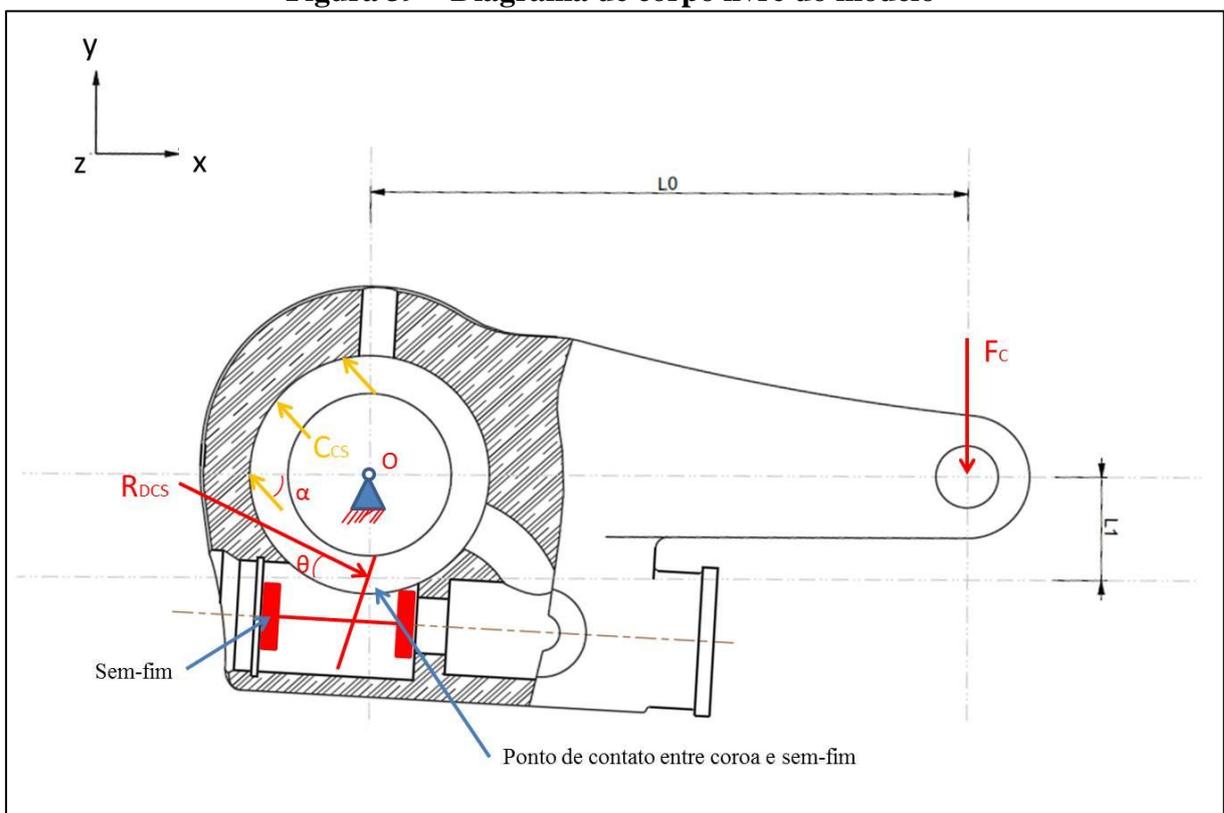
Utilizou-se a ferramenta *Force* para simular a carga exercida pela câmara sobre o braço do ajustador automático. A força utilizada foi a máxima exercida por uma câmara de

freio, mais precisamente da mola de estacionamento/emergência, existente no mercado, o qual é de aproximadamente 15 kN. Neste caso, vale ressaltar que esta é uma condição que não existe na prática, pois a força aplicada em questão é válida somente para a mola totalmente comprimida, ou seja, quando o freio ainda não está atuando e não existe contato entre lona e tambor. Na prática, quando a lona está em contato com o tambor, a mola já não está mais totalmente comprimida, sendo assim a carga real que está atuando é menor. Aplicou-se também, a reação dessa força, gerada pela câmara, no suporte, o qual divide a força em dois furos de fixação da mesma, portanto, 7,5 kN em cada um.

A ferramenta *Bearing Load* foi utilizada para simular a distribuição de carga exercida pela coroa sobre a superfície circular interna do ajustador, com uma carga de 84,46 kN distribuída. Enquanto que a ferramenta *Remote Force* foi utilizada para simular a força de reação da coroa sobre o dente do parafuso sem-fim, de 79,326 kN, em função da carga aplicada no braço do ajustador e da reação do contato lona e tambor, o qual transfere o esforço para o eixo “S”, que por sua vez, transmite para os dentes internos da coroa.

O diagrama de corpo livre apresentado na Figura 39 ilustra as condições aplicadas no modelo do corpo do ajustador automático.

Figura 39 – Diagrama de corpo livre do modelo



Fonte: o autor.

Para inserir os dados no ANSYS, foi necessário calcular as componentes da reação no dente do sem-fim, para tanto, utilizou-se o critério de condição de equilíbrio.

Levando em consideração o freio aplicado, o somatório dos momentos no centro do eixo “S” deve ser zero, conforme apresentado nas Equações (4) e (5).

$$\sum M_O = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_O = F_c \cdot L0 - R_{DCS_x} \cdot L1 = 0 \quad (5)$$

Assim, a componente “x” da reação no dente do sem-fim será conforme Equação (6) e a componente “y” conforme Equação (7).

$$R_{DCS_x} = \frac{F_c \cdot L0}{L1} \quad (6)$$

$$R_{DCS_y} = R_{DCS_x} \cdot \tan \theta \quad (7)$$

Com as componentes, calcula-se a força resultante no ponto de contato entre coroa e sem-fim, conforme Equação (8).

$$R_{DCS} = \sqrt{(R_{DCS_x})^2 + (R_{DCS_y})^2} \quad (8)$$

Onde:

F_c = Força da câmara [N];

R_{DCS} = Reação no dente coroa e sem fim [N];

R_{DCS_x} = Reação no dente coroa e sem fim, eixo “x” [N];

R_{DCS_y} = Reação no dente coroa e sem fim, eixo “y” [N];

$L0$ = Distância furo pino da forquilha e centro eixo “S” [mm];

$L1$ = Distância ponto de contato dentes coroa/sem-fim e centro eixo “S” [mm];

θ = Ângulo de contato dos dentes entre coroa e sem-fim [grau];

Com base nos resultados encontrados, das equações mencionadas previamente, e de posse de informações do ângulo da força de contato entre coroa e superfície interna da caixa do ASA, retirada do banco de dados da empresa, foi possível calcular as componentes e

consequentemente a resultante da força que é distribuída sobre a superfície interna de alojamento da coroa.

Pelo projeto, a componente “x” da força sobre a superfície de alojamento da coroa da caixa do ASA é igual a componente “x” da reação entre coroa e sem-fim, conforme apresentado na Equação (9).

$$C_{CS_x} = R_{DCS_x} \quad (9)$$

De posse da Equação (9), calcula-se a componente “y” conforme Equação (10).

$$C_{CS_y} = C_{CS_x} \cdot \tan \alpha \quad (10)$$

Utilizando os resultados das duas equações anteriores, calcula-se a resultante da carga distribuída, conforme Equação (11).

$$C_{CS} = \sqrt{(C_{CS_x})^2 + (C_{CS_y})^2} \quad (11)$$

Onde:

C_{CS} = Carga distribuída normal a superfície caixa ASA [N];

C_{CS_x} = Componente “x” carga distribuída normal à superfície caixa ASA [N];

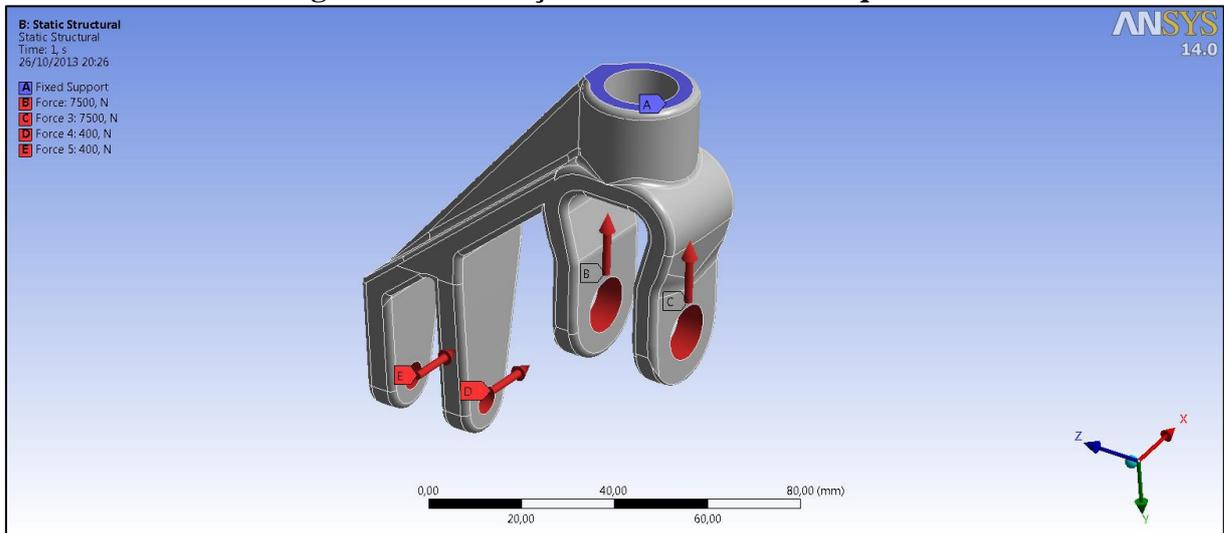
C_{CS_y} = Componente “y” carga distribuída normal à superfície caixa ASA [N];

Deste modo, completou-se as condições de contorno no modelo da caixa do ajustador. A análise da forquilha foi feita separadamente do modelo, devido ao tipo de contato utilizado na montagem (*bonded*). Para rodar a análise com um único modelo, ou seja, utilizando a forquilha na montagem, seria necessário criar um tipo de contato não linear, o que resultaria em um maior tempo de processamento, consequentemente maior custo computacional.

A Figura 40 ilustra as condições de contorno aplicadas na forquilha proposta. Para este modelo foram usadas apenas as ferramentas *Fixed Support* e *Force*. Restringiu-se através da ferramenta *Fixed Support* a superfície de topo da forquilha, simulando a condição de freio totalmente acionado. A força da câmara foi representada nos furos da forquilha, representando

a reação do pino que está acoplada no furo da caixa do ajustador automático. A força de 15kN da câmara está distribuída igualmente nos dois furos, sendo 7,5 kN em cada um.

Figura 40 – Condições de contorno da forquilha



Fonte: o autor.

No perfil deslocado da forquilha, aplicou-se uma carga de 800 N, para simular o esforço de ajuste do freio, completando assim as condições de contorno de todas as propostas e finalizando a fase de pré-processamento.

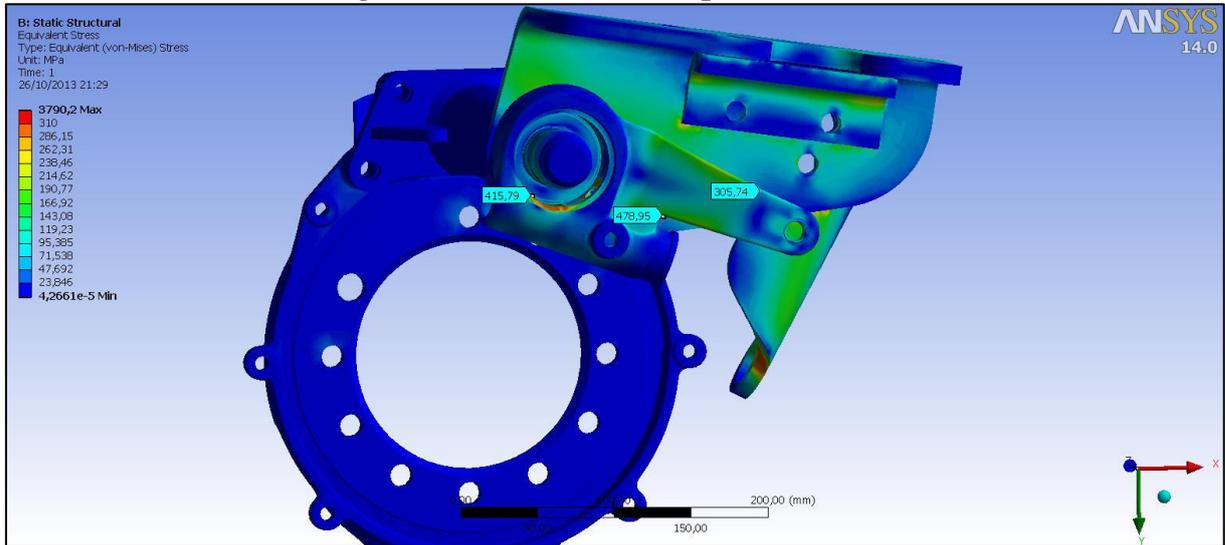
3.3.2 Pós-processamento do modelo numérico

3.3.2.1 Avaliação dos resultados

As análises foram realizadas em duas condições, utilizando as soluções *Equivalent (von-Mises) Stress* e *Maximum Shear Stress (MSS)*. As Figura 41 e Figura 42 ilustram as condições de von-Mises e Tresca, respectivamente, dos principais pontos críticos da caixa do ajustador. Para melhor visualizar os pontos críticos, fez-se um ajuste na escala da legenda de tensões do programa, atribuindo valores referentes à tensão de escoamento do material, que no caso é de 310 MPa para o material da caixa do ajustador automático. Na análise por máxima tensão de cisalhamento (Tresca – *MSS*), utilizou-se na escala de tensões a metade do valor da tensão de escoamento do material, ou seja, 155 MPa, para melhor visualizar os pontos críticos. Conforme abordado no tópico 2.8 do capítulo 2, a teoria de Tresca é mais

conservativa do que a teoria de von Mises. Fazendo uma relação das tensões encontradas nas análises, é possível perceber a veracidade destas teorias.

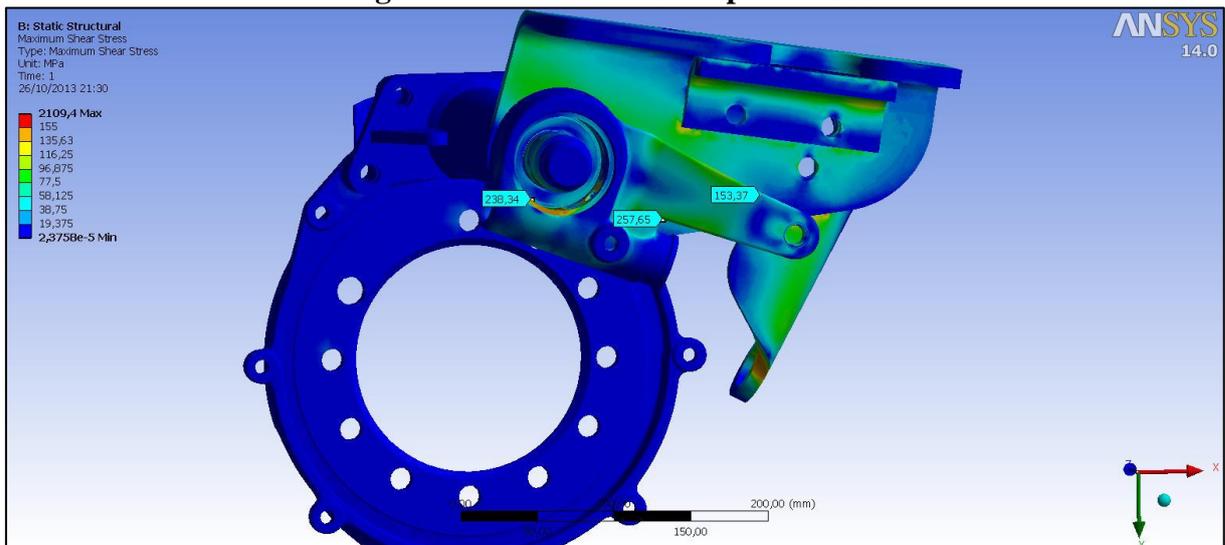
Figura 41- Análise estática por von Mises



Fonte: o autor.

Os pontos marcados nas Figura 41 e Figura 42 foram os mesmos e ambos apresentaram tensões que excederam o limite de escoamento do material para suas respectivas condições de análises.

Figura 42 – análise estática por Tresca

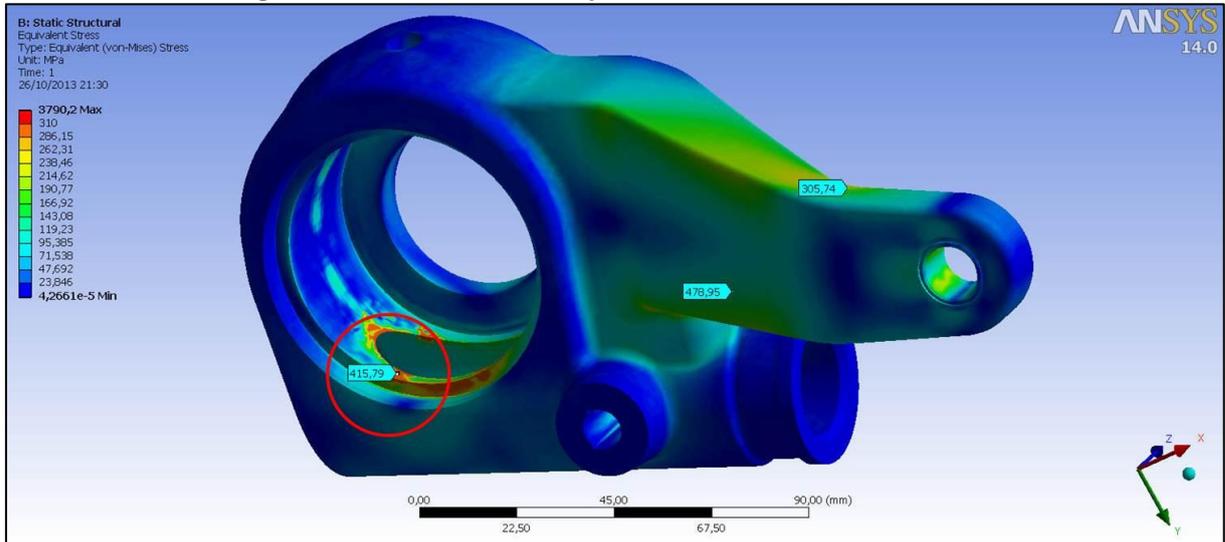


Fonte: o autor.

Observando mais detalhadamente a caixa do ajustador, a região marcada na Figura 43, um dos três pontos críticos, apresentou tensões equivalentes de 415,79 MPa. Essa é uma

região onde ocorrem os esforços gerados pela pressão da coroa sobre a superfície de alojamento da mesma e o contato do sem-fim.

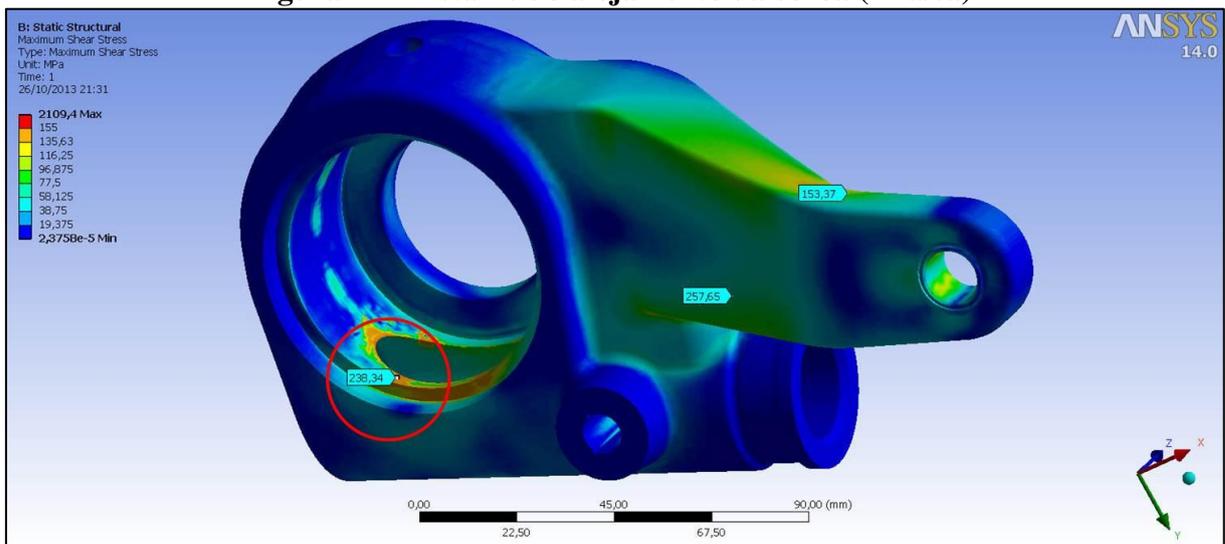
Figura 43 – Detalhe do alojamento da coroa (von Mises)



Fonte: o autor.

As condições por MSS mostrada na Figura 44 são semelhantes à de DE. A tensão de cisalhamento encontrada na mesma região foi de 239,34 MPa. Fazendo uma relação entre as duas análises, encontrou-se um fator de segurança de 0,74 para von Mises e 0,65 para Tresca, nesta região.

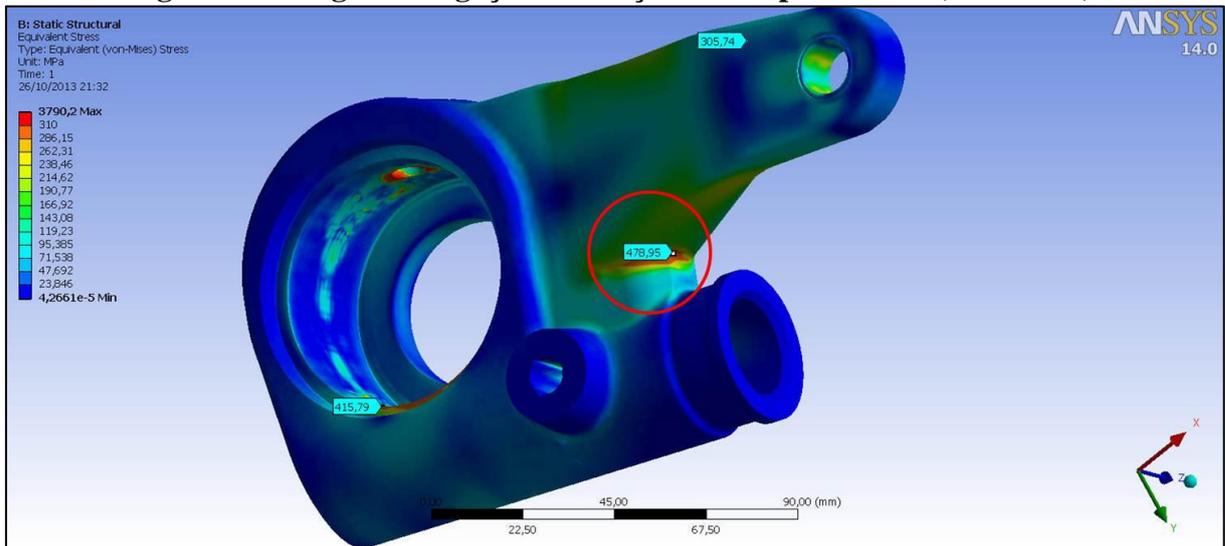
Figura 44 – Detalhe do alojamento da coroa (Tresca)



Fonte: o autor.

A Figura 45 ilustra um ponto crítico na região de ligação entre corpo e braço do ajustador. Conforme aplicação, esta é uma região que está sofrendo compressão de material, portanto, apesar de ser um ponto de elevadas tensões é a região menos crítica das três regiões abordadas. O valor máximo de compressão encontrado nessa região foi de 478,95 MPa.

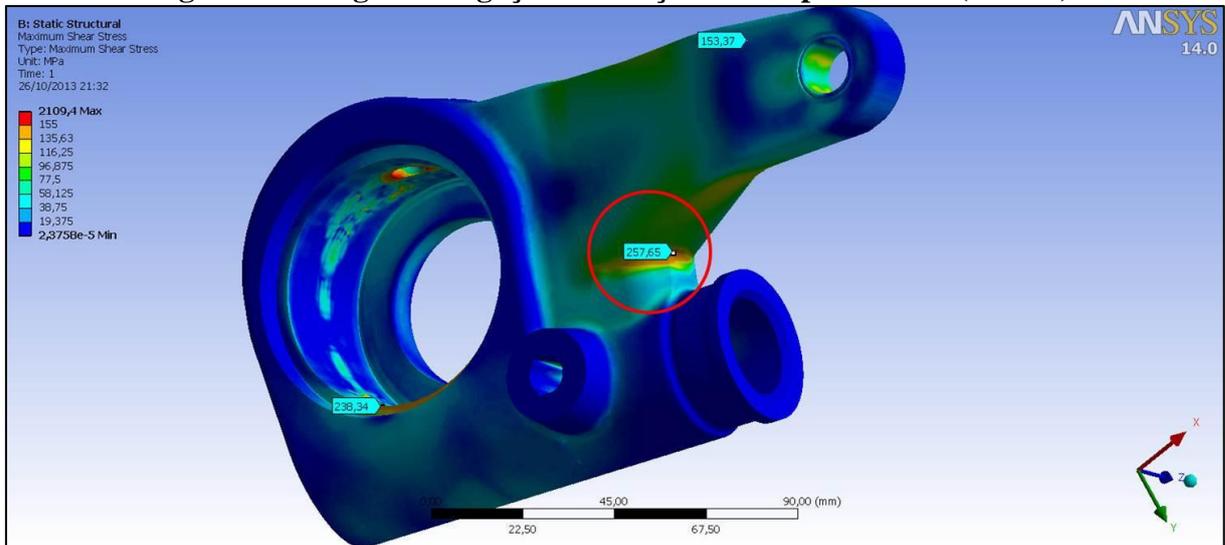
Figura 45 – Região de ligação do braço e do corpo do ASA (von Mises)



Fonte: o autor.

Pelo método de Tresca, conforme Figura 46, a tensão de cisalhamento encontrada foi de 257,65 MPa. Fazendo a mesma relação de fatores de segurança conforme feito anteriormente, encontrou-se 0,65 e 0,60 para von-Mises e Tresca, respectivamente.

Figura 46 – Região de ligação do braço e do corpo do ASA (Tresca)

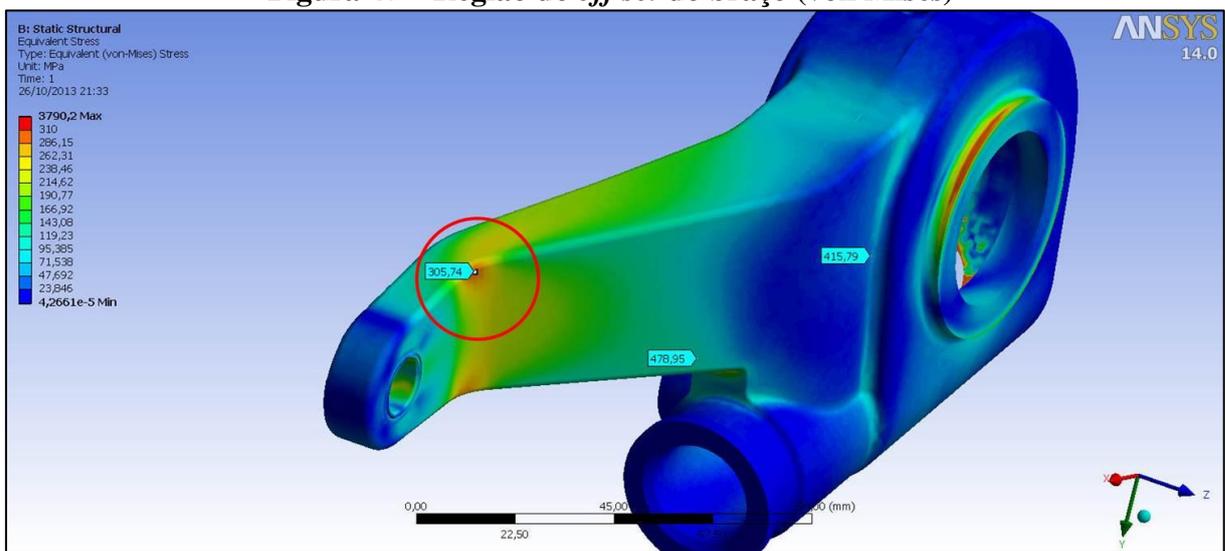


Fonte: o autor.

É importante mencionar, também, que esta região do modelo foi projetada com um raio pequeno, o que se torna uma região de concentrações de tensões elevadas. Para melhorar esta condição se propõe aumentar o raio desta região.

A terceira região crítica, mostrada nas Figura 47 e Figura 48, apesar de ter apresentado uma tensão de 305,74 MPa na análise por energia de distorção e 153,37 MPa por máxima tensão de cisalhamento, onde ambas se encontram dentro do limite de escoamento do material, é a região mais crítica das três por ser uma região que sofre tração.

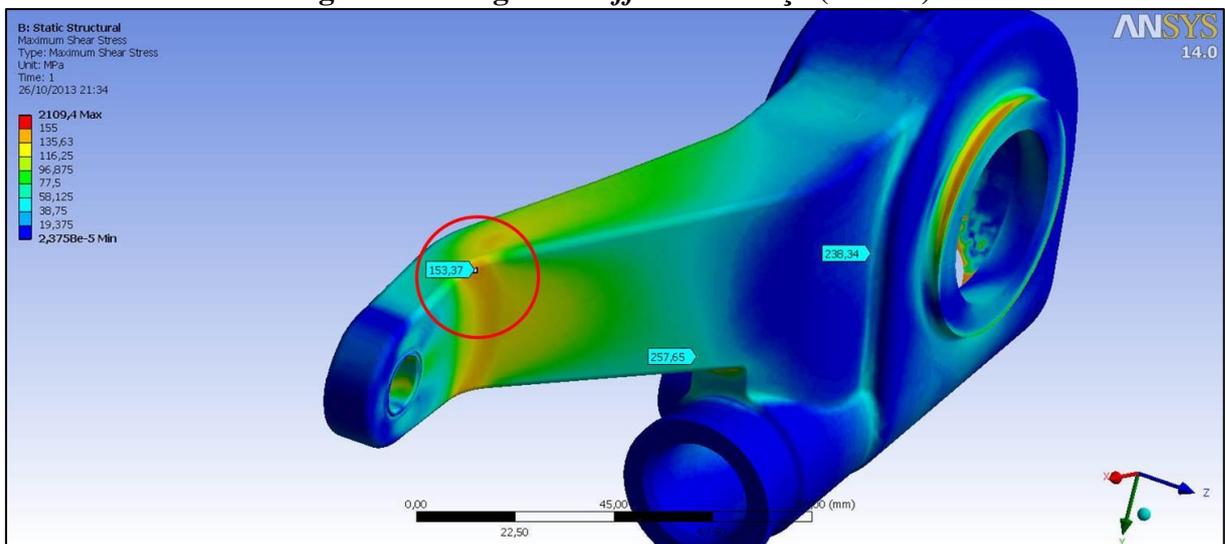
Figura 47 – Região do *off set* do braço (von Mises)



Fonte: o autor.

Os fatores de segurança encontrados para as respectivas análises foram de 1,01.

Figura 48 – Região do *off set* do braço (Tresca)

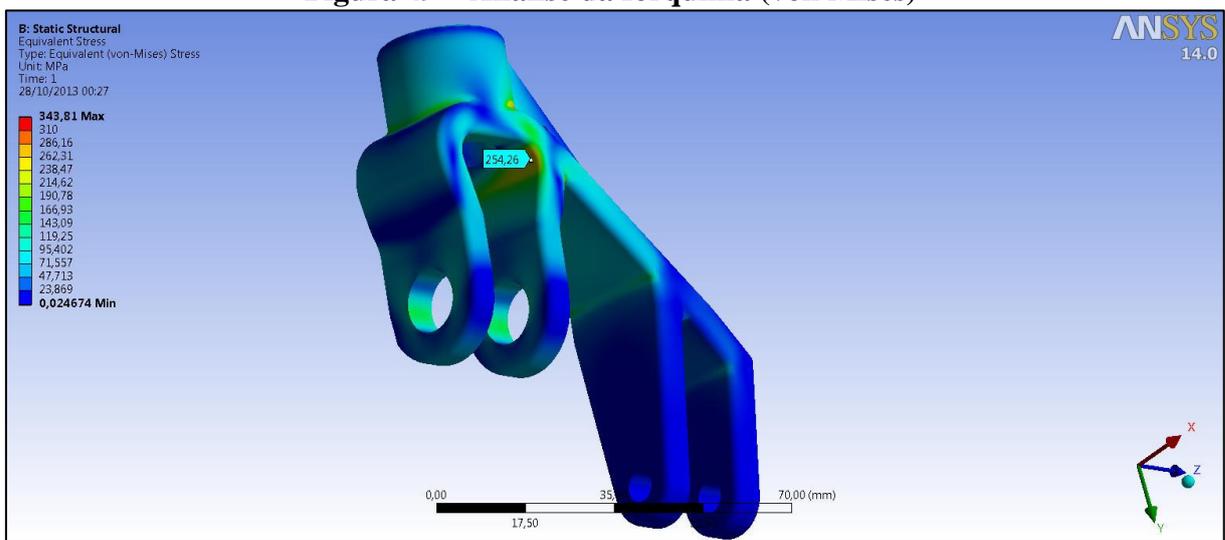


Fonte: o autor.

Assim, analisando a Figura 14, onde se observa que a teoria de Tresca está sobre ou é interna à fronteira da teoria de von Mises, é correto afirmar que a teoria do primeiro apresentará um fator de segurança igual ou menor do que a do segundo, conforme se pôde observar nos resultados encontrados nas análises.

Na análise da forquilha, conforme pode ser observado na Figura 49, a maior tensão encontrada para o método de von Mises foi de 254,26 MPa, correspondendo a um fator de segurança de 1,22.

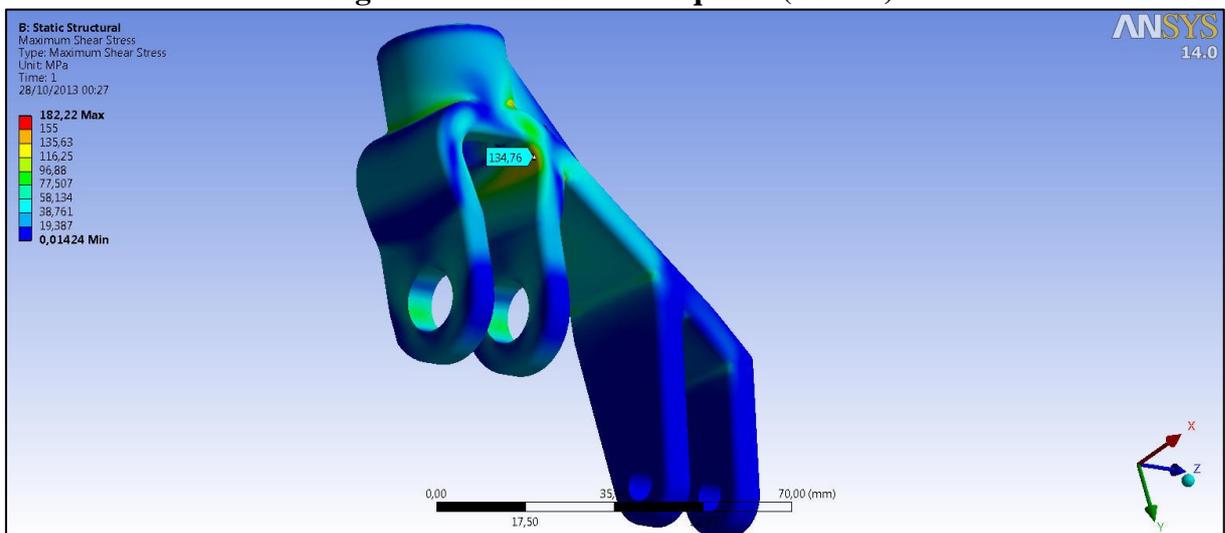
Figura 49 – Análise da forquilha (von Mises)



Fonte: o autor.

Pelo método de Tresca, Figura 50, a tensão de cisalhamento máxima ocorre a 134,76 MPa, correspondendo a um fator de segurança de 1,15.

Figura 50 – Análise da forquilha (Tresca)



Fonte: o autor.

4 CONCLUSÃO

Devido à carga utilizada nesta análise, algumas das regiões acabaram apresentando tensões acima do limite de escoamento do material, porém, duas das regiões que apresentaram os valores excedentes, são regiões de compressão e com cantos pouco trabalhados. No caso, a região de tensões elevadas do alojamento da coroa, no corpo da caixa do ASA, trata-se de uma região de compressão. Nesta região também existem cantos vivos devido à usinagem do alojamento do sem-fim, e sabe-se pela teoria que regiões de cantos retos são pontos de grandes concentrações de tensões, portanto, presume-se que esta característica tem parte da influência das tensões elevadas neste local.

A região de ligação entre corpo e braço do ajustador é semelhante ao caso anterior, sendo uma região de compressão e o mesmo apresenta um pequeno raio na transição corpo/braço. Esta é uma região que pode ser modificada em uma revisão de projeto, aumentando-se o raio da curvatura de transição, com o objetivo de reduzir as tensões naquele local.

Já o perfil do braço com *off-set*, apresentou tensões próximas ao limite de escoamento do material. Apesar de a carga aplicada não ser tangível na prática, conforme abordado no tópico 3.3.1.4 do capítulo 3, trata-se de uma região que está sofrendo tração e que em um teste de durabilidade pode vir a falhar. Como proposta para futuros estudos, deve-se realizar uma análise de fadiga e posteriormente, testes experimentais de durabilidade com esta nova carcaça a fim de validar o mesmo.

Por fim, analisando a forquilha proposta, o ponto mais crítico ficou com tensões dentro do limite de escoamento do material, tendo um fator de segurança de 1,22. Teoricamente este modelo pode ser considerado aprovado, uma vez que o fator de segurança especificado pela empresa é de 1,1 mínimo, entretanto, assim como a caixa do ASA, para validar completamente a proposta se deve realizar um teste experimental de durabilidade.

Os valores encontrados nestas análises são teóricos e podem conter divergências, uma vez que o autor utilizou um *software* (ANSYS) com pouco conhecimento das ferramentas do mesmo. O ANSYS é um *software* com uma infinidade de ferramentas e durante a realização deste trabalho foi possível perceber que para utilizar o mesmo é necessário ter o conhecimento teórico de mecânica estrutural para não alimentar o mesmo com informações incoerentes, o que pode resultar em resultados de saída incorretos. Em resumo, pode-se concluir que os objetivos propostos inicialmente neste trabalho foram atingidos, sendo que os modelos foram desenvolvidos e analisados numericamente por MEF.

5 TRABALHOS FUTUROS

Como forma de melhorar o modelo projetado e conseqüentemente aliviar as tensões encontradas no mesmo, sugere-se revisar os pontos críticos, alterando de maneira viável a forma do modelo. Também é recomendada a fabricação de protótipos para ensaios estruturais e de durabilidade, uma vez que os mesmos podem comprovar a teoria, ou mesmo sugerir um refinamento do modelo matemático para melhor se aproximar do real.

Em segundo plano, sugere-se, também, um estudo com ajustadores automáticos com diferentes *off-set*, preferencialmente maiores, para outras aplicações.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AZEVEDO, Á. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. 1. ed. Porto: [s.n.], 2003. 258 p.

BORGMANN, I. C. **Análise por elementos finitos de um carro transportador de plataforma de corte**, 2012. 48 f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Faculdade Horizontina, Horizontina, 2012.

CIAPPARINI, J. V. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**, 2012. 166 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Pensilvania: SAE International, 1992. 498 p.

HEARN, E. J. **Mechanics of Materials 2: the mechanics of elastic and plastic deformation of solids and structural materials**. 3. ed. Johannesburg: Elsevier, 1997. 561 p.

LIMPERT, R. **Brake design and safety**. 3. ed. Pensilvania: SAE International, 2011. 418 p.

MERIAM, J. L.; KRAIGE, L. G. **Mecânica**. Tradução de José Roberto Moraes d'Almeida e Sidney Paciornik. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, v. 1, 2004. 349 p.

PEREIRA, B. V. A. **Análise de estrutura de carro de corrida (stock-car) pelo método de elementos finitos**, 2012. 114 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Taubaté, Taubaté, 2012.

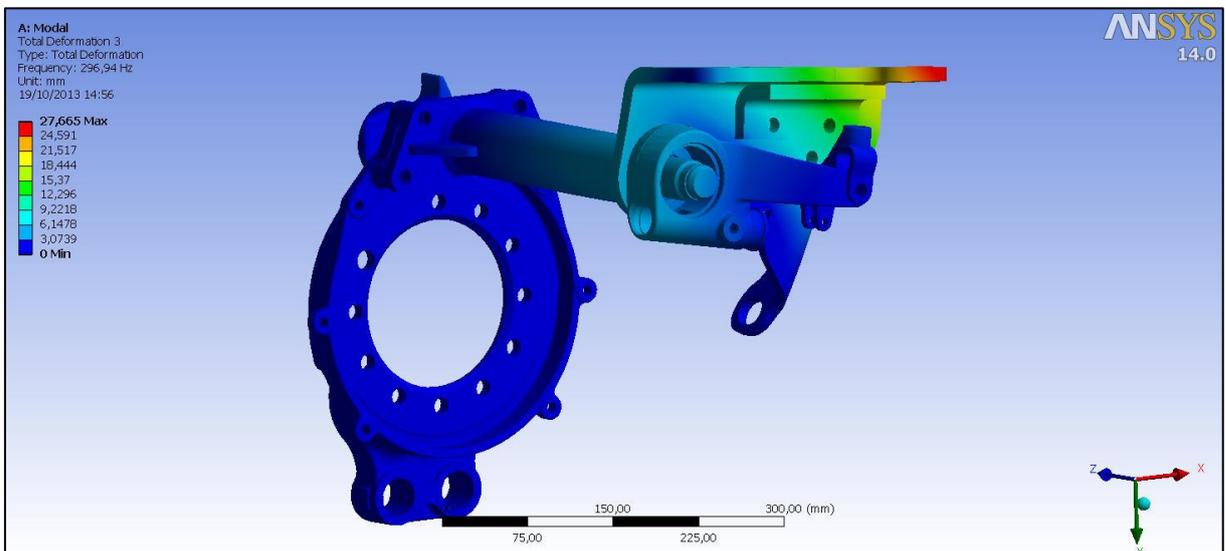
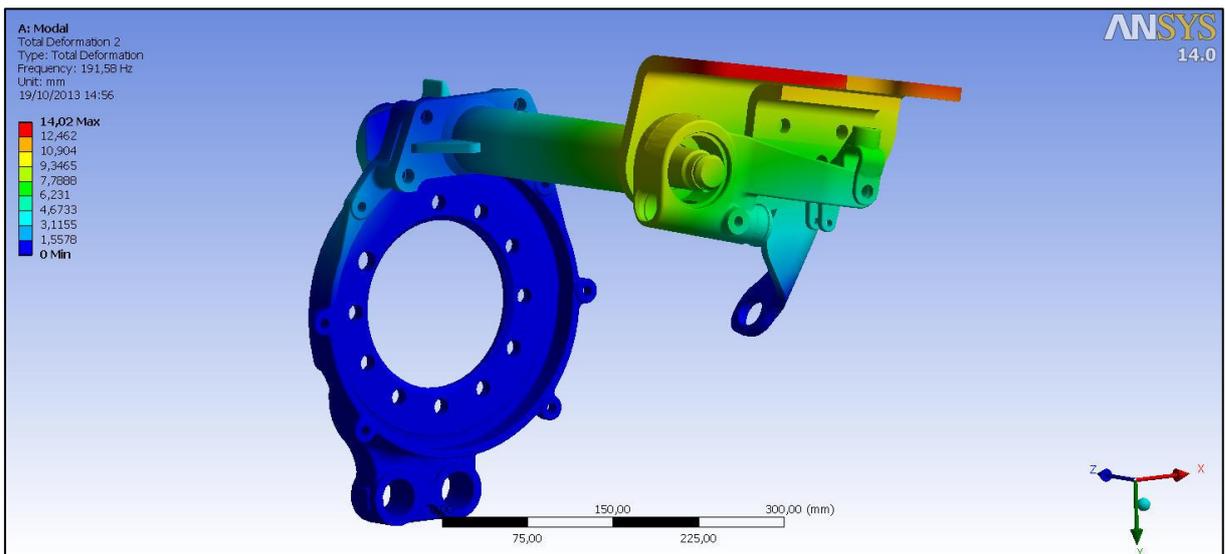
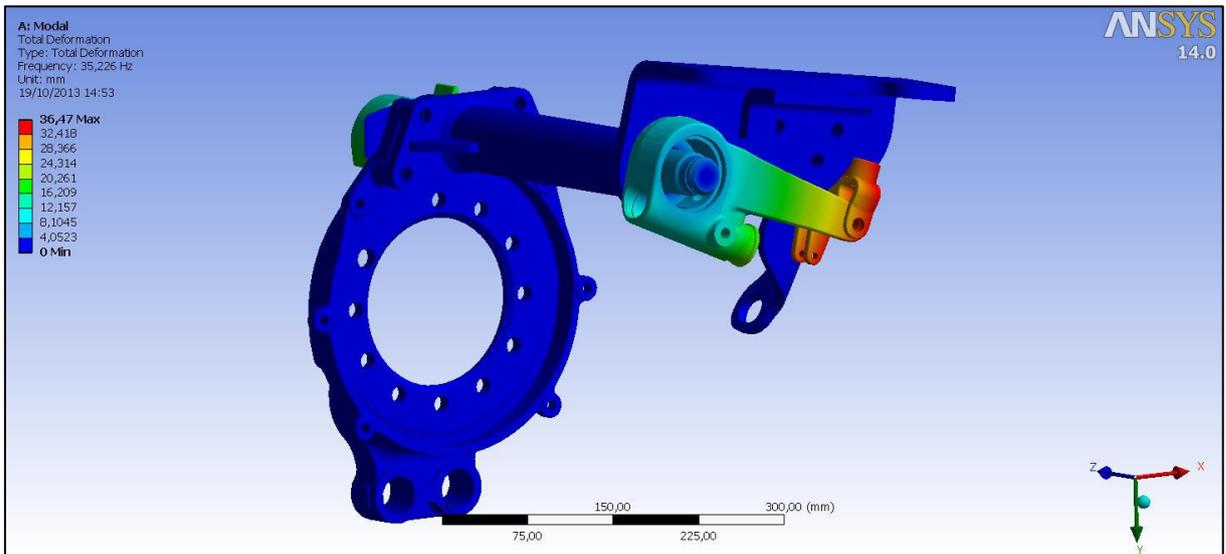
RAMARATHNAM, S. **A mathematical model for air brake systems in the presence of leaks**, 2008. 57 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Office of Graduate Studies of Texas A&M University, Texas, 2008. Disponível em: <<http://repository.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/86043/Ramaratham.pdf?sequence=1>>. Acesso em: 07 Abril 2013.

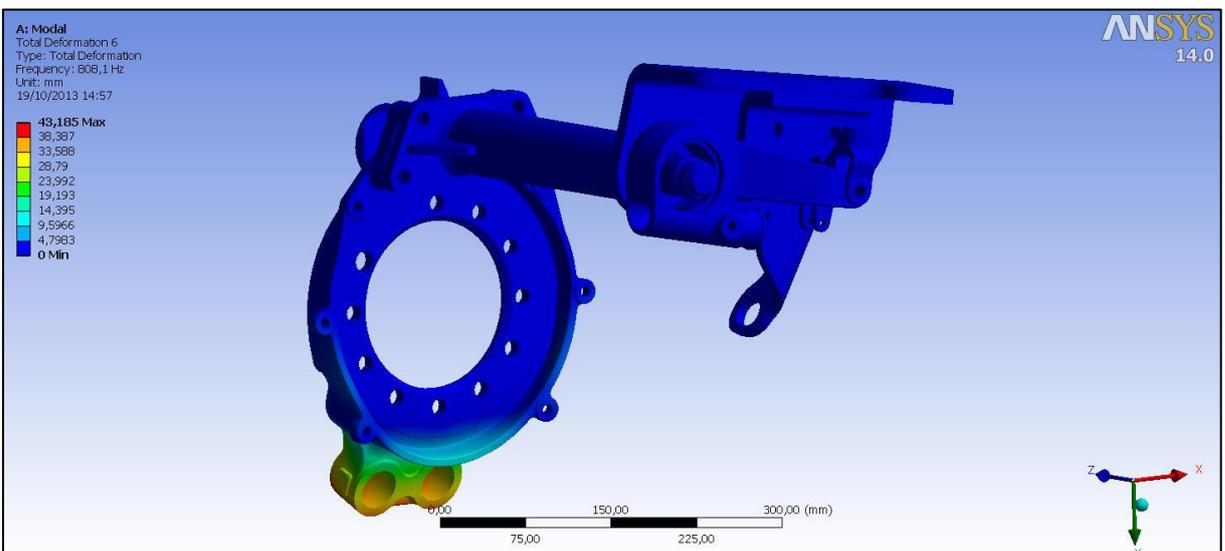
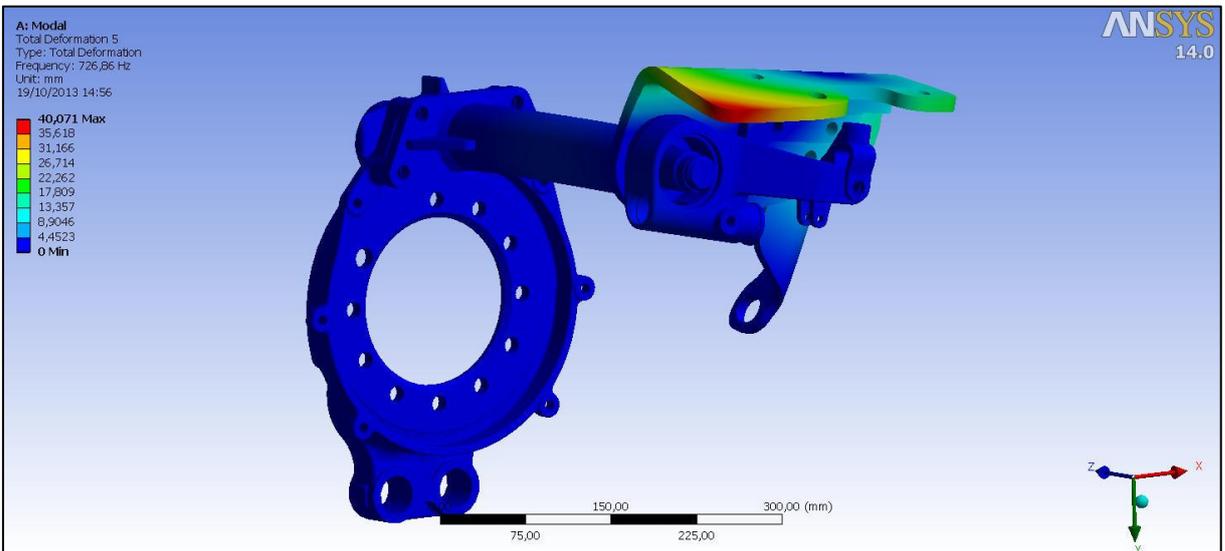
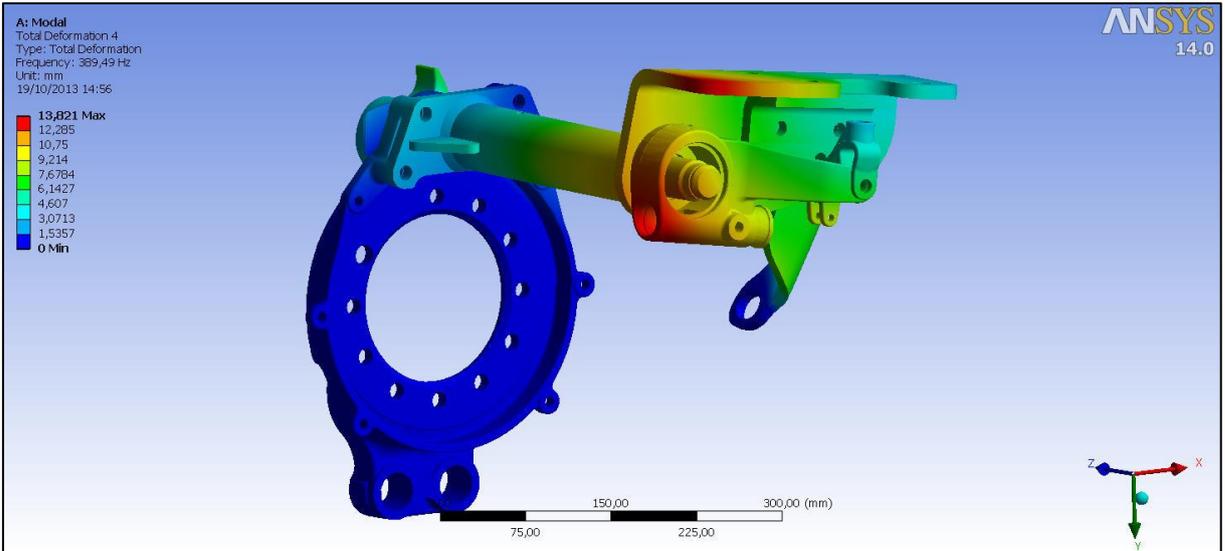
SHIGLEY, J. E.; BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. Tradução de João Batista de Aguiar e José Manoel de Aguiar. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011. 1086 p.

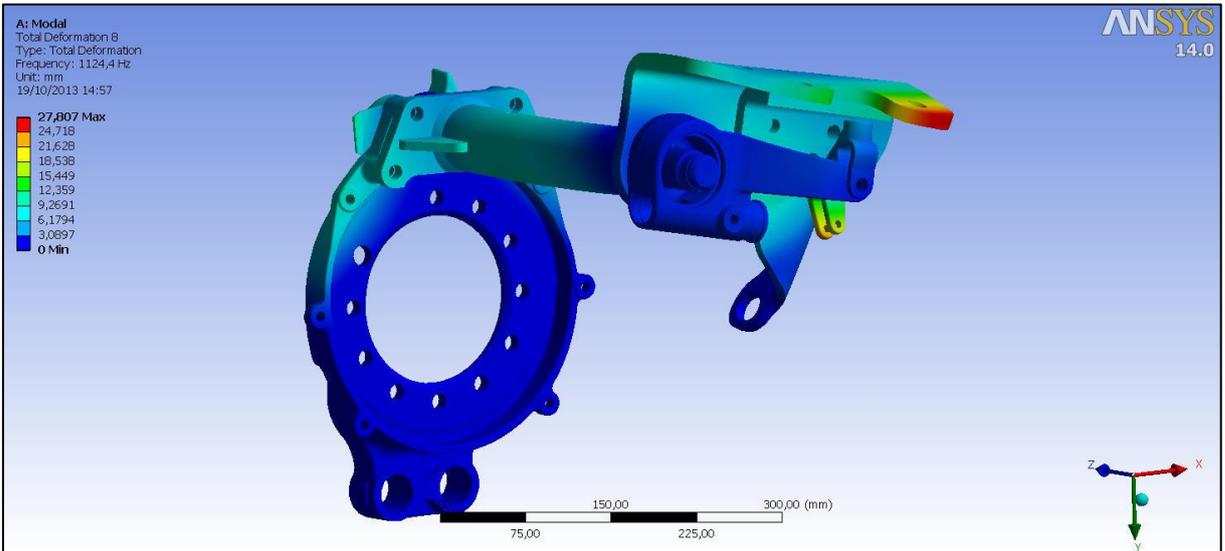
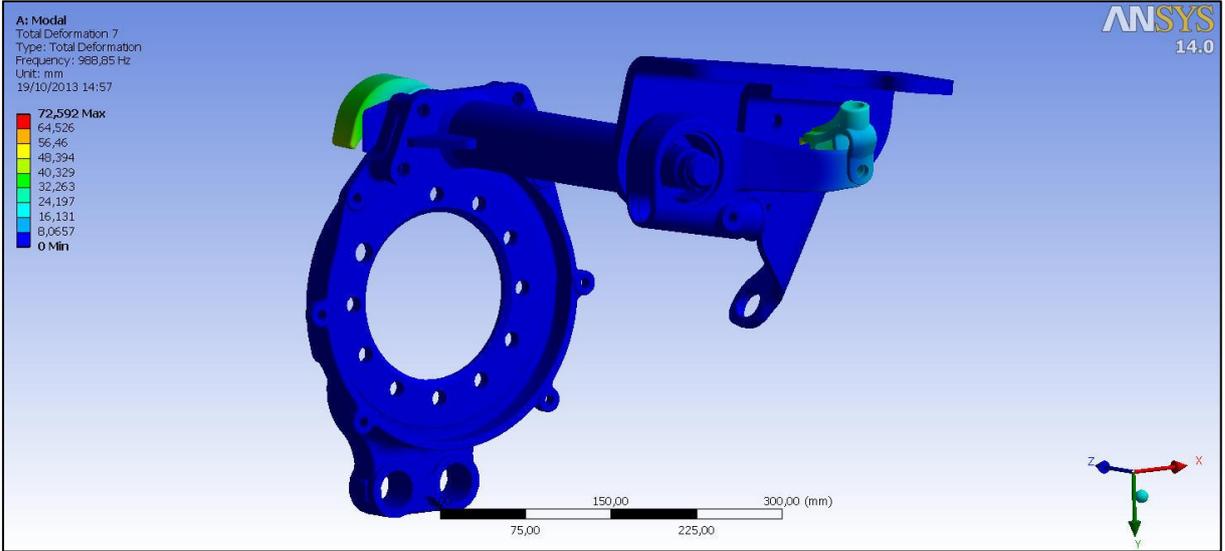
SOFTWARE, M. S. C. **FEA101 - Método dos Elementos Finitos**. [S.l.]: [s.n.], 2003. 152 p.

SOUSA, T. L. C. D. **Análise estrutural estática e dinâmica de ventilador industrial**, 2011. 79 f. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

APÊNDICE A – ANÁLISE MODAL







ANEXO A – PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO

SAE J1397 Revised MAY92

**TABLE 1—ESTIMATED MECHANICAL PROPERTIES AND MACHINABILITY RATINGS
OF NONRESULFURIZED CARBON STEEL BARS, MANGANESE 1.00% MAXIMUM**

UNS No.	SAE and/or AISI No.	Type of Processing	Tensile Strength MPa	Tensile Strength psi	Estimated Minimum Values Yield Strength MPa	Estimated Minimum Values Yield Strength psi	Estimated Minimum Values Elongation in 2 in, %	Reduction in Area %	Brinell Hardness	Average Machinability Rating (Cold Drawn) 1212=100%
G10060	1006	Hot Rolled	300	43 000	170	24 000	30	55	86	50
		Cold Drawn	330	48 000	280	41 000	20	45	95	
G10080	1008	Hot Rolled	303	44 000	170	24 500	30	55	86	55
		Cold Drawn	340	49 000	290	41 500	20	45	95	
G10100	1010	Hot Rolled	320	47 000	180	26 000	28	50	95	55
		Cold Drawn	370	53 000	300	44 000	20	40	105	
G10120	1012	Hot Rolled	330	48 000	180	26 500	28	50	95	55
		Cold Drawn	370	54 000	310	45 000	19	40	105	
G10150	1015	Hot Rolled	340	50 000	190	27 500	28	50	101	60
		Cold Drawn	390	56 000	320	47 000	18	40	111	
G10160	1016	Hot Rolled	380	55 000	210	30 000	25	50	111	70
		Cold Drawn	420	61 000	350	51 000	18	40	121	
G10170	1017	Hot Rolled	370	53 000	200	29 000	26	50	105	65
		Cold Drawn	410	59 000	340	49 000	18	40	116	
G10180	1018	Hot Rolled	400	58 000	220	32 000	25	50	116	70
		Cold Drawn	440	64 000	370	54 000	15	40	126	
G10190	1019	Hot Rolled	410	59 000	220	32 500	25	50	116	70
		Cold Drawn	460	66 000	380	55 000	15	40	131	
G10200	1020	Hot Rolled	380	55 000	210	30 000	25	50	111	65
		Cold Drawn	420	61 000	350	51 000	15	40	121	
G10210	1021	Hot Rolled	420	61 000	230	33 000	24	48	116	70
		Cold Drawn	470	68 000	390	57 000	15	40	131	
G10220	1022	Hot Rolled	430	62 000	230	34 000	23	47	121	70
		Cold Drawn	480	69 000	400	58 000	15	40	137	
G10230	1023	Hot Rolled	370	56 000	210	31 000	25	50	111	65
		Cold Drawn	430	62 000	360	52 500	15	40	121	
G10250	1025	Hot Rolled	400	58 000	220	32 000	25	50	116	65
		Cold Drawn	440	64 000	370	54 000	15	40	126	
G10260	1026	Hot Rolled	440	64 000	240	35 000	24	49	126	75
		Cold Drawn	490	71 000	410	60 000	15	40	143	

SAE J1397 Revised MAY92

TABLE 1—ESTIMATED MECHANICAL PROPERTIES AND MACHINABILITY RATINGS OF NONRESULFURIZED CARBON STEEL BARS, MANGANESE 1.00% MAXIMUM (CONTINUED)

UNS No.	SAE and/or AISI No.	Type of Processing	Tensile Strength MPa	Tensile Strength psi	Estimated Minimum Values Yield Strength MPa	Estimated Minimum Values Yield Strength psi	Estimated Minimum Values Elongation in 2 in, %	Reduction in Area %	Brinell Hardness	Average Machinability Rating (Cold Drawn) 1212=100%
G10300	1030	Hot Rolled	470	68 000	260	37 500	20	42	137	70
		Cold Drawn	520	76 000	440	64 000	12	35	149	
G10350	1035	Hot Rolled	500	72 000	270	39 500	18	40	143	65
		Cold Drawn	550	80 000	460	67 000	12	35	163	
G10370	1037	Hot Rolled	510	74 000	280	40 500	18	40	143	65
		Cold Drawn	570	82 000	480	69 000	12	35	167	
G10380	1038	Hot Rolled	520	75 000	280	41 000	18	40	149	65
		Cold Drawn	570	83 000	480	70 000	12	35	163	
G10390	1039	Hot Rolled	540	79 000	300	43 500	16	40	156	60
		Cold Drawn	610	88 000	510	74 000	12	35	179	
G10400	1040	Hot Rolled	520	76 000	290	42 000	18	40	149	60
		Cold Drawn	590	85 000	490	71 000	12	35	170	
G10420	1042	Hot Rolled	550	80 000	300	44 000	16	40	163	60
		Cold Drawn	610	89 000	520	75 000	12	35	179	
		NCD ⁽¹⁾	590	85 000	500	73 000	12	45	179	
G10430	1043	Hot Rolled	570	82 000	310	45 000	16	40	163	60
		Cold Drawn	630	91 000	530	77 000	12	35	179	
		NCD ⁽¹⁾	600	87 000	520	75 000	12	45	179	
G10440	1044	Hot Rolled	550	80 000	300	44 000	16	40	163	
G10450	1045	Hot Rolled	570	82 000	310	45 000	16	40	163	55
		Cold Drawn	630	91 000	530	77 000	12	35	179	
		ACD ⁽²⁾	590	85 000	500	73 000	12	45	170	
G10460	1046	Hot Rolled	590	85 000	320	47 000	15	40	170	55
		Cold Drawn	650	94 000	540	79 000	12	35	187	
		ACD ⁽²⁾	620	90 000	520	75 000	12	45	179	
G10490	1049	Hot Rolled	600	87 000	330	48 000	15	35	179	45
		Cold Drawn	670	97 000	560	81 500	10	30	197	
		ACD ⁽²⁾	630	92 000	530	77 000	10	40	187	
G10500	1050	Hot Rolled	620	90 000	340	49 500	15	35	179	45
		Cold Drawn	690	100 000	580	84 000	10	30	197	
		ACD ⁽²⁾	660	95 000	550	80 000	10	40	189	

Fonte: SAE J1397 (1992).

ANEXO B – PROPRIEDADES MECÂNICAS DO FERRO FUNDIDO

SAE J434 Revised JUN86

TABLE A1—TYPICAL MECHANICAL PROPERTIES FOR DUCTILE IRONS⁽¹⁾

Grade	Hardness Range ⁽²⁾	Description	Tensile Strength, psi (MPa)	Yield Strength 0.2% Off-set, psi (MPa)	Elongation, % In 2 In	Modulus of Elasticity, 10 ⁶ psi (GPa)
D4018	170 HB max (4.6 BID min)	Ferritic	60,000 (414)	40,000 (276)	18	22 (152)
D4512	156–217 HB (4.80–4.10 BID)	Ferritic-pearlitic	65,000 (448)	45,000 (310)	12	22 (152)
D5506	187–255 HB (4.4–3.8 BID)	Ferritic-pearlitic	80,000 (552)	55,000 (379)	6	22 (152)
D7003	241–302 HB (3.9–3.5 BID)	Pearlitic	100,000 (689)	70,000 (483)	3	22 (152)
DQ&T	Range specified by agreement	Martensitic	A wide variety of desirable properties will result from liquid quenching and tempering			22 (152)

1. These properties were obtained on separately cast test bars and may vary in various sections of a casting depending on composition and cooling rate.
2. Brinell impression diameter (BID) is the diameter in millimeters (mm) of the impression of a 10 mm ball at 3000 kg load.

A.4.2 The mechanical properties will vary with the microstructure which, especially in the as-cast condition, is dependent on section size as well as chemical composition and some foundry processes.

A.4.3 For optimum mechanical properties in the quenched and tempered grade, section size for unalloyed iron should generally not exceed 3/4 in (19 mm) to insure a uniform, through-hardened structure.

A.5 Typical Applications

A.5.1 D4018 is used in moderately stressed parts requiring high ductility and good machinability, such as automotive suspension parts.

A.5.2 D4512 is used for moderately stressed parts where machinability is less important, such as differential cases and carriers.

A.5.3 D5506 is used for more highly stressed parts, such as automotive crankshafts.

A.5.4 D7003 is used where high strength and/or improved wear resistance are required and where selective hardening is to be employed.

A.5.5 DQ&T is used where the uniformity of a heat treated material is required to control the range of mechanical properties or machinability.