

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

RAFAEL ANDRÉ SARTORI

**ANÁLISE DE ESFORÇOS ATRAVÉS DO MEF NA REGIÃO DE ENGASTE DA
VIGA NA SUSPENSÃO PNEUMÁTICA PARA SEMIRREBOQUES**

CAXIAS DO SUL

2014

RAFAEL ANDRÉ SARTORI

**ANÁLISE DE ESFORÇOS ATRAVÉS DO MEF NA REGIÃO DE ENGASTE DA
VIGA NA SUSPENSÃO PNEUMÁTICA PARA SEMIRREBOQUES**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico na Universidade de Caxias do Sul.

Supervisor: Prof. Joel Vicente Ciapparini, Msc Eng.

CAXIAS DO SUL

2014

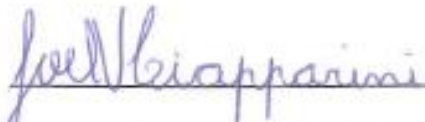
RAFAEL ANDRÉ SARTORI

ANÁLISE DE ESFORÇOS ATRAVÉS DO MEF NA REGIÃO DE ENGASTE DA
VIGA NA SUSPENSÃO PNEUMÁTICA PARA SEMIRREBOQUES

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia
Mecânica apresentado como requisito para a
obtenção do título de Engenheiro Mecânico na
Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em 16/06/2014

Banca Examinadora



Prof. Joel Vicente Ciapparini, Msc. Eng. Mec.
Supervisor de estágio



Prof. Vagner Grison, Msc. Eng. Mec.
Professor convidado



Prof. Leandro Luis Corso, Dr. Eng. Mec.
Professor convidado



Daniel Limana, Eng. Mec.

AGRADECIMENTOS

Inicialmente gostaria de agradecer a Deus pela vida e pela oportunidade dada para a realização desta graduação.

A minha família, por toda a educação, dedicação, incentivo e compreensão, sendo a base para a realização desta graduação.

Ao professor Joel Vicente Ciapparini, pela supervisão deste trabalho, disponibilidade, apoio, incentivo e todos os conhecimentos repassados, que foram essenciais para a realização deste trabalho.

Ao professor Vagner Grison, pela ajuda fornecida para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao professor Leandro Corso, pela ajuda fornecida para o desenvolvimento deste trabalho.

A Silpa Peças e Equipamentos Ltda, pela oportunidade dada para a realização deste trabalho.

Por fim a todos os meus colegas e amigos que de uma forma ou outra contribuíram para chegar até aqui e para a realização deste trabalho.

RESUMO

Neste trabalho foram realizadas análises em métodos de elementos finitos, analisando e comparando dois modelos de suspensão pneumática um atual e um proposto para aplicação em semirreboques de diversas utilizações. As análises foram executadas utilizando uma análise linear estática tendo como ferramenta *software* de uso comercial. Para a validação dos modelos analisados utilizou-se de valores obtidos em ensaio estático anteriormente realizado na empresa. A definição das condições de contorno foi executada por meio de aplicação dos mesmos carregamentos aplicados no ensaio na empresa. Foi adotado um critério de Soderberg para a fadiga em condições de carregamento aplicada para a validação do conjunto em método de elementos finitos. Com a execução do método de elementos finitos na suspensão de modelo proposto a condição de carregamento não apresentou a existência de valores de tensão superiores ao limite de resistência do material. Essa indicação significa que a suspensão de modelo proposto não irá apresentar falhas na região de engaste do braço com a viga.

Palavras-Chave: suspensão pneumática, semirreboque, método de elementos finitos, critério de falhas, validar e comparar.

ABSTRACT

In this work were performed some finite element analysis, analyzing and comparing two types of air suspension to apply in semi trailers of many uses. These analysis were made using a linear static analysis and as a tool, a comercial software. To validate the analized exemplar, it was used the amount obtained in a static test made previously in the company. The definitions of the boundary conditions was perfomed by the application of the same loads used in the company test. Soderberg criterion for fatigue loading conditions applied to the validation set in the finite element method was adopted. With the implementation of the finite element model proposed in the suspension of the loading conditions it did not show the existence of values higher than the strength limit of the material tension. This indication means that the suspension of the model will not show fails in the region of clamp arm with the beam.

Keywords: air suspension, semitrailer, method of finite elements, failure criterions, validate, compare.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Suspensão mecânica dois eixos	17
Figura 2 - Suspensão pneumática um eixo	18
Figura 3 - Estados de tensão no elemento	20
Figura 4 - Rotação no estado plano de tensões.....	21
Figura 5 - Aplicação de torque em uma barra	23
Figura 6 - Diagrama de força cortante e momento fletor	24
Figura 7 - Estado plano de tensões, elipse de Von Mises	25
Figura 8 – Curva S-N do material apartir dos ensaios de fadiga.....	27
Figura 9 – Limite de Resistência versus resistencia a tração	28
Figura 10 – Influência da tensão no limite de resistência fadiga dos materiais	30
Figura 11 - Elemento finito unidimensional de dois nós	35
Figura 12 - Elemento de viga com dois nós	36
Figura 13 - Trecho de placa de espessura t.....	37
Figura 14 - Elemento sólido de oito nós.....	38
Figura 15 - Malha de elemetos finitos	38
Figura 16 - Condições de contorno.....	38
Figura 17 - Suspensão apresentando falha em campo.....	39
Figura 18 - Ensaio Experimental	40
Figura 19 - Modelo de projeto.....	41
Figura 20 - Simplificação de geometria	42
Figura 21 - Fluxograma para análises numéricas	44
Figura 22 - Geometria em casca	45
Figura 23 - Contatos tipo <i>bonded</i>	46
Figura 24 - Contatos tipo <i>no separation</i>	46
Figura 25 - Contatos tipo <i>mesh connection</i>	47
Figura 26 - Geração da malha.....	48
Figura 27 - Região com malha refinada	48
Figura 28 - Aplicação dos suportes fixos	48
Figura 29- Aplicação da força no modelo virtual.....	49
Figura 30 - Aplicação da força no ensaio experimental	50
Figura 31 - Tensão equivalente	51

Figura 32 - Deslocamento vertical.....	52
Figura 33 - Vida em fadiga.....	52
Figura 34 - Detalhe vida em fadiga	53
Figura 35 - Análise estática modelo proposto	53
Figura 36 - Concentração de tensão	54
Figura 37 - Vida em fadiga.....	54
Figura 38 - Fixação viga no eixo	54
Figura 39 - Braço da suspensão	54

LISTA DE SIGLAS

MEF	Método dos elementos finitos
CAD	<i>Computer Aided Design</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	Tensão normal (MPa)
τ	Tensão cisalhante (MPa)
σ_1	Tensão principal 1 (MPa)
σ_2	Tensão principal 2 (MPa)
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão cisalhante máxima (MPa)
ϵ	Deformação normal (mm/mm)
γ	Deformação angular (mm/mm)
ϵ_1	Deformação principal 1 (mm/mm)
ϵ_2	Deformação principal 2 (mm/mm)
γ_{max}	Deformação angular máxima (mm/mm)
E	Módulo de elasticidade ou Módulo de Young (MPa)
G	Módulo de cisalhamento (MPa)
ν	Coefficiente de Poisson (...)
ϵ_{long}	Deformação longitudinal (mm/mm)
ϵ_{lat}	Deformação lateral (mm/mm)
σ'	Tensão equivalente de von Mises (MPa)
S_e'	Limite de fadiga estimado (MPa)
S_{ut}	Resistência máxima à tração (MPa)

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Especificação dos materiais	43
Tabela 2 – Resultados do ensaio de tração – Tubo forjado	43
Tabela 3 – Resultados do ensaio de tração – Chapa laminada	43
Tabela 4 – Resultados ensaios experimental	44

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	DESCRIÇÃO DA EMPRESA	14
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	15
1.3	OBJETIVOS	15
1.3.1	Objetivo geral.....	16
1.3.2	Objetivos específicos.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	SUSPENSÃO	17
2.2	TRABALHOS CORRELATADOS	18
2.3	CONCEITOS PRINCIPAIS DE MECÂNICAS DOS SÓLIDOS	20
2.3.1	Tensão	20
2.3.2	Deformação	21
2.3.3	Torção	22
2.3.4	Flexão.....	23
2.3.5	Critérios de falhas estáticos	24
2.3.6	Análise de fadiga.....	25
2.3.6.1	Iniciação e propagação da trinca de fadiga.....	26
2.3.6.2	Curva S-N de Wohler	27
2.3.6.3	Resistencia a fadiga e o limite de resistencia a fadiga.....	28
2.3.6.4	Fatores modificadores de vida sob fadiga	29
2.3.6.5	Efeito da tensão média na resistencia a fadiga	30
2.4	MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS	31
2.4.1	Análise estática e dinâmica	32
2.4.2	Tipo de análise	32
2.4.2.1	Análise linear e não linear	32
2.4.2.1	Análise explícita e implícita	33
2.4.3	Tipos de elementos.....	34
2.4.3.1	Elementos unidimensionais	34
2.4.3.2	Elementos bidimensionais	35
2.4.3.2	Elementos tridimensionais	37
2.4.4	Geração da malha.....	37

2.4.5	Condições de contorno	38
3	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	39
3.1	MODELAMENTO EM CAD	40
3.1.1	Modelo de projeto.....	40
3.1.2	Simplificação de geometria	41
3.2	MATERIAIS	42
3.2.1	Ensaio dos materiais	42
3.3	MÉTODOS.....	44
3.3.1	Pré-processamento.....	45
3.3.1.1	Criação da casca	45
3.3.1.2	Geração dos contatos	45
3.3.1.3	Geração da malha	48
3.3.1.4	Geração das condições de contorno.....	49
3.3.2	Pós-processamento	50
4	ANÁLISE DOS RESULTADOS	51
4.1	VALIDAÇÃO DO MODELO.....	51
4.2	ANÁLISE DO MODELO PROPOSTO.....	53
5	CONCLUSÃO.....	56
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	57
	BIBLIOGRAFIA	58
	ANEXO A – RELÁTÓRIO DO ENSAIO MECÂNICO	60
	ANEXO B – CERTIFICADOS DE MATÉRIA PRIMA	62

1 INTRODUÇÃO

O transporte terrestre no Brasil, atualmente é feito na sua maior parte por veículos rodoviários, compostos principalmente por veículos tratores e semirreboques. Esses equipamentos precisam transportar cargas dos mais variados tipos e rodar em estradas extremamente precárias.

Um único projeto de semirreboque deve ser adequado para atender a esses fatores e em muitos casos suportar cargas maiores do que as que foram projetados para suportar.

O mercado de implementos rodoviários brasileiro, atualmente, é de semirreboques que utilizam suspensão tipo mecânica (tandem), mas uma tendência mundial está levando para o uso de suspensões pneumáticas.

Devido às adversidades presentes no transporte rodoviário brasileiro, é necessário que os projetos de suspensões pneumáticas apresentem grande confiabilidade. Dessa forma cada vez mais análises serão necessárias para validação do projeto, evitando possíveis defeitos em campo.

Mesmos com análises computacionais e testes dinâmicos, não é possível avaliar o projeto em todas as condições de trabalho que será aplicado devido à variação de fatores como carregamento e o tipo de pavimento das estradas, Quando isso ocorre o equipamento poderá apresentar defeitos, os quais gerará gastos tanto para o frotista que terá de parar o equipamento para a manutenção quanto para as fabricantes que terão, em muitos casos, conceder garantia das peças.

1.1 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

O estágio foi desenvolvido na empresa Silpa Peças e Equipamentos Ltda. com sede no município de Caxias do Sul. Com mais de quatro décadas de experiência na fabricação de Peças e Componentes para Implementos Rodoviários, a Silpa conquistou todo o mercado brasileiro. Atualmente, é a principal fornecedora da grande maioria dos fabricantes de Implementos Rodoviários do Brasil e também da América Latina. Resultado da qualidade desenvolvida e da capacidade da sua conquistou a certificação ISO 9001/2008 através da Det Norske Veritas, certificadora DNV, em uma demonstração de seus produtos e da qualificação de seus colaboradores.

A Silpa está sempre inovando e lançando novos produtos. Hoje, possui a linha mais completa do país, comparada a empresas do gênero. Isso prova a busca constante por mais tecnologias, o que aumenta a confiabilidade do mercado em sua marca.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

A suspensão que foi analisada tem função de segurança no implemento rodoviário. Sua geometria é relativamente complexa e o método de elementos finitos permite uma análise mais detalhada do comportamento estrutural do produto.

Além disso, há o propósito particular de adquirir conhecimentos na área de método de elementos finitos, os quais serão aplicados juntamente com os conhecimentos adquiridos durante a graduação na solução de problemas existentes e na construção de novos projetos.

Para a empresa o método de elementos finitos é uma tecnologia ainda não aplicada para análises dos projetos. São usados apenas métodos de cálculos analíticos e análises por CAD. Por isso, este trabalho tem como propósito analisar o projeto da suspensão pneumática por MEF para validar ensaios realizados anteriormente e futuramente usar dessa ferramenta para análise de projetos de novos produtos.

Para que o projeto seja analisado e comparado, será feita uma análise pelo método dos elementos finitos dos esforços e tensões que atuam na área de engaste da viga que compõem o eixo de um semirreboque.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo geral

Analisar por meio do método de elementos finitos o conjunto de engaste da suspensão pneumática de um semirreboque quando submetido a uma determinada condição de carregamento.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos para a realização deste trabalho foram:

- Validar o modelo em elementos finitos do conjunto atual em comparação com resultados obtidos em testes experimentais.
- A partir de um ensaio experimental utilizado na empresa, simular através do MEF o conjunto eixo e suspensão e comparar os resultados físicos x virtual.
- Adotar um critério de fadiga para a condição de carregamento aplicada, para a validação do conjunto MEF.
- Avaliar um modelo proposto sob os mesmos aspectos analisados no modelo atual.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

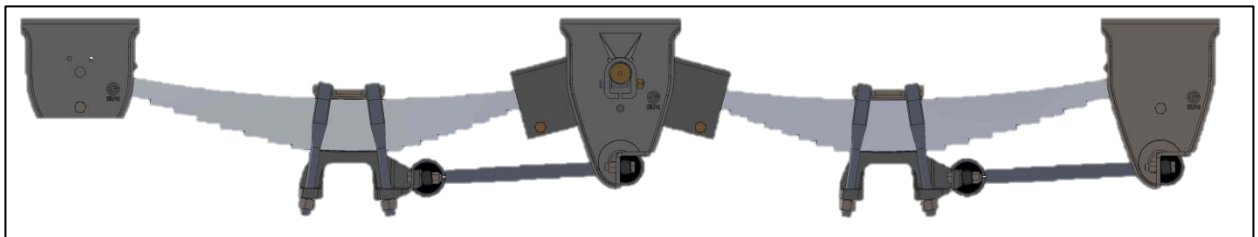
Neste capítulo serão abordados conceitos básicos sobre suspensão, alguns trabalhos correlatados sobre assuntos semelhantes, conceitos principais sobre mecânica dos sólidos incluindo tensão, deformação e critérios de falhas. Também conceitos importantes de elementos finitos para a criação de um modelo numérico, buscando referências alinhadas ao foco deste trabalho que é suspensões pneumáticas.

2.1 SUSPENSÃO

Suspensão é um sistema basicamente composto por amortecedores, braços e molas. As molas são de feixes em caso de serem mecânicas (Figura 1) e bolsas no caso de serem pneumáticas (Figura 2). A mola e o amortecedor são partes importante da suspensão, mas esta é composta por uma série de outro elementos que estabelecem o contato entre o chassi e a via, sendo eles: roda e respectivo pneu, eixos, tirantes, barras estabilizadoras, molas, amortecedores, uniões elásticas, etc. A principal função da suspensão é transmitir as forças dinâmicas do chassi para o solo e deste para o chassi, de forma a manter a estabilidade do veículo, assegurando o conforto e a segurança de ocupantes e mercadorias.

Desde os primórdios da produção dos caminhões e semirreboques suas suspensões são produzidas com o uso de molas em aço. Com o passar do tempo, ocorreram evoluções tecnológicas. Principalmente nos caminhões, os feixes de molas foram sendo reduzidos e alguns mesmo passaram a utilizar molas parabólicas. Mas para os semirreboques praticamente nada mudou.

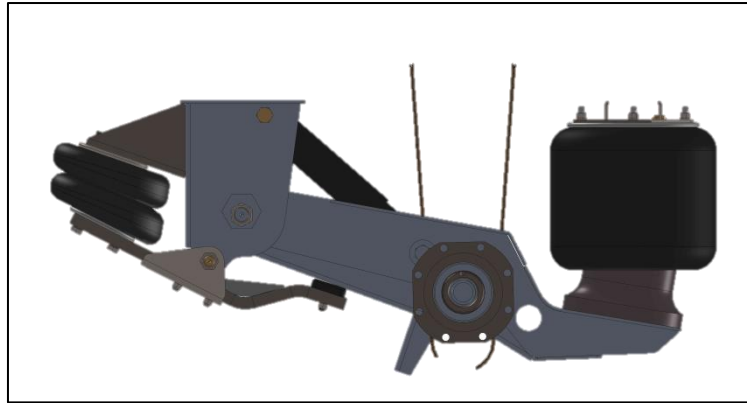
Figura 1 – Suspensão mecânica de dois eixos



Fonte: Autor (2013).

No sentido de conforto e proteção da carga, muito pouco foi feito, pois aliar capacidade de carregamento com conforto em feixe de molas é muito complexo. Esses fatores só conseguem ser obtidos com o uso de um sistema de suspensão a ar.

Figura 2 – Suspensão pneumática de um eixo



Fonte: Autor (2013).

2.2 TRABALHOS CORRELATADOS

Para o desenvolvimento desse trabalho, foram buscados alguns trabalhos que abranjam assuntos semelhantes para análises de esforços nas suspensões pneumáticas.

Hoss (2010), utilizou uma simulação por MEF em componentes de uma suspensão pneumática submetida a deformações plásticas com um método de solução não linear. Ele percebeu que a elastoplasticidade contribuiu pouco para a não linearidade, pois a área plastificada não foi grande, e o modelo de contato escolhido se aproximou da realidade, pois apresenta grande atrito e baixo índice de penetração entre as partes. Observou que a maior solicitação a qual a suspensão está submetida é referente à pré-tensão aplicada aos grampos de mola e que os deslocamentos obtidos quando uma pré-tensão é aplicada tem coerência, pois os esforços causados por este carregamento tendem a flexionar o suporte superior, ocasionando uma tração na face superior.

Simões (2009), utilizou uma técnica de ensaio pseudo dinâmico para uma simulação bastante precisa do comportamento dinâmico de um fole pneumático utilizado em suspensões pneumáticas. Ele observou que a modelação analítica apresentou os resultados esperados, que a rigidez do fole depende da pressão interna, sendo que o mesmo depende da velocidade de variação das solicitações e tornou-se clara a importância dos dados experimentais para a determinação dos parâmetros para os modelos.

Reckziege e Shimidt (2002), utilizaram análise de simulação numérica para avaliar o comportamento estrutural de um semirreboque para transporte automotivo, submetido a excitações provenientes do tráfego sobre diversos tipos de rodovias. Eles obtiveram uma série de resultados de resistência à sobrecarga e a desgaste de juntas tubulares soldadas sob cargas

dinâmicas utilizadas em estruturas de veículos de transporte. Verificaram que para todos os casos analisados, uma pequena variação no fator de projeto causava uma grande variação na confiabilidade. Mostrando a importância do cálculo do coeficiente de segurança, podendo atingir valores altos de confiabilidade de um componente com baixos coeficientes de segurança, tornando o projeto mais eficiente.

Perez (2006), utilizou uma metodologia para simulação e análise de um bitrem. Ele iniciou o trabalho com o desenvolvimento e calibração de um modelo numérico da suspensão do veículo. Numa segunda etapa, definiu os pavimentos com base em medições de rugosidade realizadas em estradas nacionais e realizou uma simulação de tráfego. Através de carregamentos obtidos realizou uma análise via o método dos elementos finitos. Observou que a análise de falhas por sobrecarga e as duas maneiras de cálculo do dano provocado por cada pavimento apontaram a estrada de chão como o pavimento mais crítico, o que está bastante coerente com o fenômeno físico. O asfalto definido como ruim não provocou dano significativo na estrutura ficando abaixo da pista de paralelepípedos, embora asfaltos bastante deteriorados, esburacados devam provocar danos elevados.

Neto, *et al* (2003), utilizaram uma análise que trata do estudo e modernização do chassi de um reboque para uso de camping. Este trabalho propõem a construção de um modelo que viabiliza um ensaio dinâmico que simule ciclos de trabalho para um perfil de terreno, obtendo assim históricos de forças. Observaram que a análise dinâmica do reboque mostrou-se bastante adequada, uma vez que os resultados provenientes foram razoavelmente próximos aos valores experimentais, e que para a continuidade do trabalho desenvolvido é necessário que seja concebido um modelo em elementos finitos da estrutura como um todo. Desse modo seria possível uma análise de fadiga e confiabilidade do sistema em estudo.

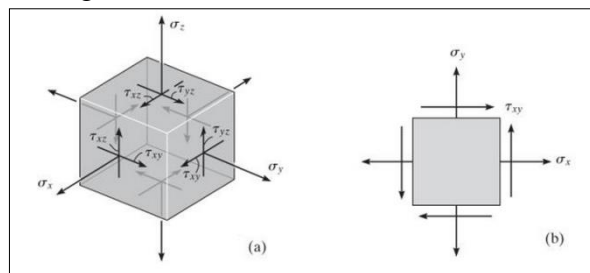
2.3 CONCEITOS PRINCIPAIS DE MECÂNICA DOS SÓLIDOS

Neste trabalho serão abordados apenas materiais isotrópicos e homogêneos, sendo assim esses materiais possuem propriedades que são independentes da orientação geométrica e constantes em todo o volume. O foco principal será dado ao aço e a principal abordagem se dará onde o comportamento entre tensão atuante e deformação do material ocorre de forma linear.

2.3.1 Tensão

Considerando um elemento cúbico do volume do material, este elemento representa o estado de tensão no ponto escolhido. Este estado de tensão é caracterizado pelas três componentes que atuam em cada face conforme figura 3(a). Esses componentes descrevem o estado de tensão apenas para o elemento orientado nos eixos x , y e z . Caso o elemento seja escolhido com outra orientação ele é definido por um conjunto diferente de componentes. Este estado de tensão não é encontrado com frequência na prática. Para isso, realizam-se simplificações. Sendo assim são apenas analisadas as tensões em um plano simples, caracterizando assim o estado plano de tensões. O estado plano de tensões é representado pela combinação dos componentes da tensão normal σ_x , σ_y e um componente da tensão de cisalhamento τ_{xy} conforme figura 3(b) (HIBBELER, 2004).

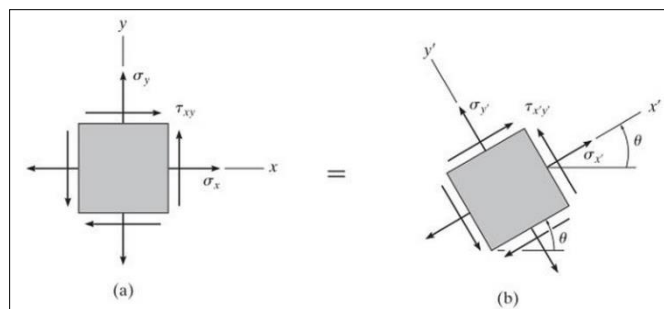
Figura 3 – Estados de tensão no elemento



Fonte: HIBBELER (2004).

Para as transformações de tensões supõem-se que o estado de tensão seja definido pelos componentes σ_x , σ_y e τ_{xy} , orientados ao longo dos eixos x e y , conforme a figura 4(a) podemos obter os componentes $\sigma_{x'}$, $\sigma_{y'}$ e $\tau_{x'y'}$, orientados ao longo dos eixos x' e y' , conforme figura 4(b) (HIBBELER, 2004).

Figura 4 – Rotação no estado plano de tensões



Fonte: HIBBELER (2004).

É de grande importância a determinação da orientação dos planos que provocam o máximo e o mínimo da tensão normal e os planos que fazem a tensão de cisalhamento atingir o máximo. Essas tensões são conhecidas como tensões principais e são definidas pelas fórmulas 2.1 e 2.2 (HIBBELER, 2004).

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1)$$

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.2)$$

2.3.2 Deformação

As deformações normais alteram volume e deformações por cisalhamento alteram formato sendo que ocorrem juntamente na deformação. Sendo assim, o estado de deformação em um ponto requer a especificação de três componentes de deformação normal (ϵ_x , ϵ_y e ϵ_z) e três componentes de deformação por cisalhamento (γ_{xy} , γ_{xz} e γ_{yz}). Com essas componentes definidas a deformação do corpo pode ser descrita (HIBBELER, 2004).

Para a Lei de Hooke o diagrama tensão deformação da grande parte dos materiais utilizados em engenharia apresenta uma linearidade entre tensão e deformação na região elástica. Com isso um aumento na tensão gera um aumento proporcional na deformação. Esse fato é expresso pela lei matemática na formula 2.3 (HIBBELER, 2004).

$$\sigma = E\epsilon \quad (2.3)$$

Onde σ representa a tensão, E o módulo de elasticidade do material e ϵ a deformação.

Quando um corpo deformável é submetido a uma força axial de tração, não só se alonga como também se contrai lateralmente. Quando um corpo elástico é esticado o mesmo apresenta redução na largura e na espessura, da mesma forma quando a uma compressão no corpo ele se contrai na direção da força e se expande lateralmente. A razão entre essas

deformações é uma constante. Esta constante é denominada coeficiente de Poisson ν , que é expressa matematicamente pela equação 2.4 (HIBBELER, 2004).

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{lat}}{\varepsilon_{long}} \quad (2.4)$$

A orientação do elemento de um ponto de deformação é representada pelas deformações normais sem considerar a deformação por cisalhamento. Ao ocorrer isso as deformações normais são denominadas deformações principais, e quando o material for isotrópico os eixos ao longo dos quais elas coincidem com os eixos que definem os planos de tensão principal. Para determinar essas deformações ε_1 e ε_2 utilizamos a equação 2.5 (HIBBELER, 2004).

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (2.5)$$

2.3.3 Torção

Torque é o momento que tende a torcer o membro em torno de seu eixo longitudinal. Seu efeito é de interesse principal no projeto de eixos (HIBBELER, 2004).

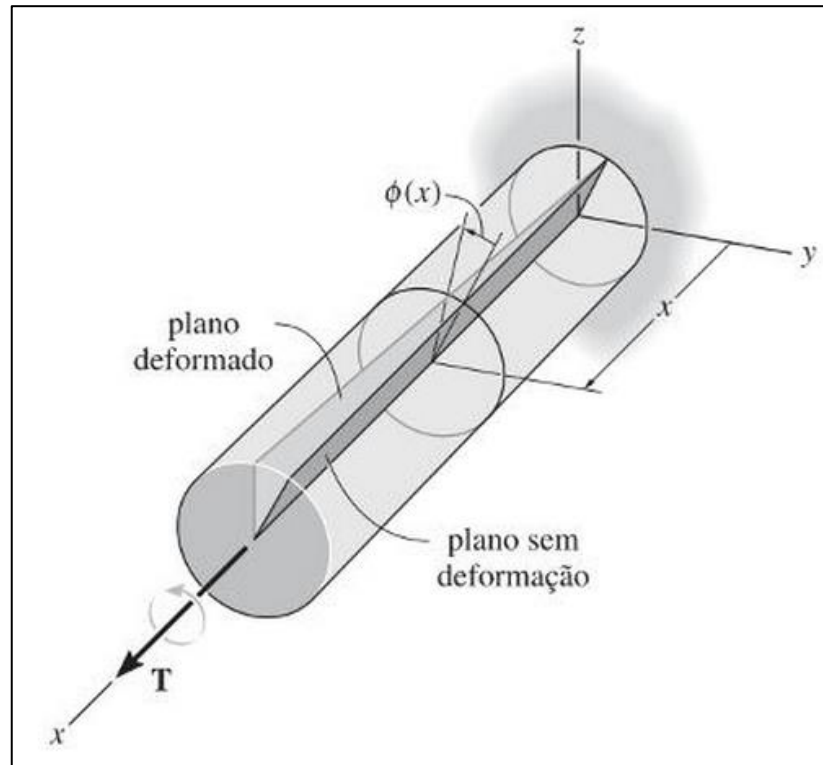
Qualquer vetor de momento que seja colinear com um eixo de um elemento mecânico é denominado vetor de torque, pois faz com que o elemento seja torcido ao redor de uma determinada viga. Diz-se que uma barra submetida a um momento dessa classe está sob torção (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

Se o eixo estiver preso em uma extremidade e for aplicado um torque na outra extremidade, o plano mostrado na figura 5 se distorcerá e assumirá uma forma oblíqua como mostrado. Nesse caso, uma linha radial na seção transversal à distância da extremidade fixa do eixo girará por meio de um ângulo denominado ângulo de torção. Esse ângulo depende da posição x e varia ao longo do eixo (HIBBELER, 2004).

Na equação 2.6 o ângulo de torção é obtido em radianos, para uma barra sólida redonda, onde T é o torque, ℓ é o comprimento, G é o módulo de rigidez e J o segundo momento polar de área (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005).

$$\theta = \frac{T\ell}{GJ} \quad (2.6)$$

Figura 5 – Aplicação de torque em uma barra



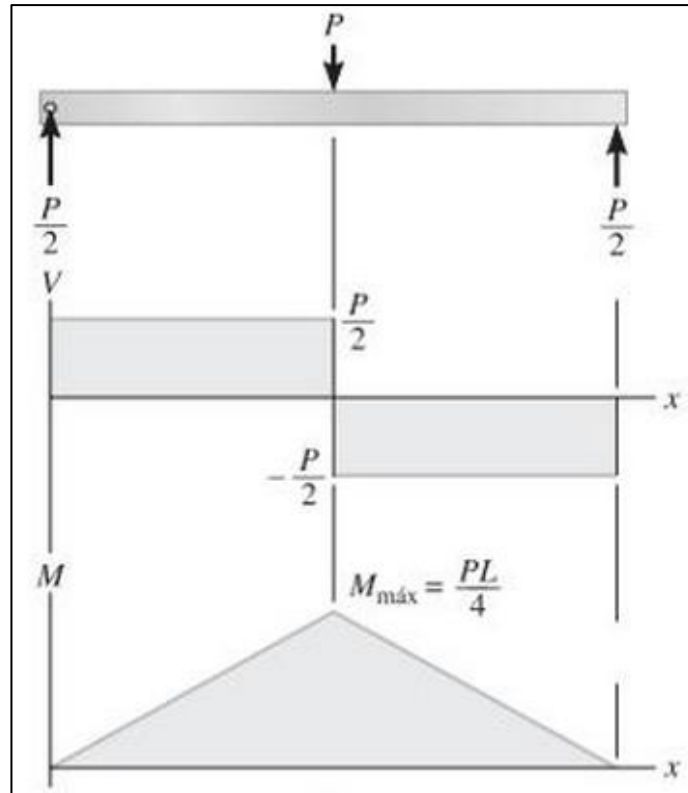
Fonte: HIBBELER (2004).

2.3.4 Flexão

Devido a cargas aplicadas sobre as vigas as mesmas desenvolvem força cisalhante interna e momento fletor que variam ao longo do eixo da viga. Para projetar uma viga adequadamente é necessário determinar o cisalhamento e o momento máximo na viga. Para fazer isso, deve-se expressar o cisalhamento e o momento máximo como funções das posições arbitrárias sobre o eixo da viga. Essas funções são aplicadas em gráficos denominados diagrama de força cortante e momento fletor conforme figura 6. Os valores de cisalhamento e o momento máximo são obtidos a partir deste gráfico.

Além disto, os diagramas fornecem informação sobre as variações de cisalhamento e momento fletor, que são utilizados como referência para aplicar materiais de reforço nas vigas e definir dimensões.

Figura 6 – Diagrama de força cortante e momento fletor



Fonte: HIBBELER (2004).

2.3.5 Critérios de falhas estáticos

Para um sistema mecânico trabalhar com segurança, deve-se determinar geometria e material de forma que este sistema não alcance valores limitantes máximos permitidos.

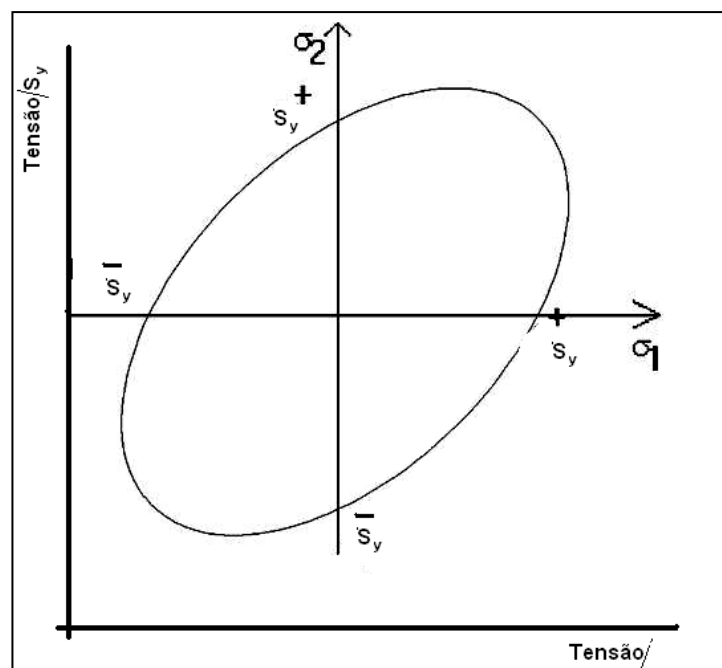
O critério de máxima energia de deformação estabelece em última instância uma tensão reduzida de comparação, ou seja, um estado multiaxial complexo de tensões pode ser reduzido a uma tensão única, que para propósito da avaliação do material, quando ao escoamento, possa ser comparado à tensão de escoamento do estado uniaxial.

Assim, de acordo com a definição do critério de von Mises a falha do material ocorre como mostrado na equação (2.7) (Norton, 2004):

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} = \sigma_f \quad (2.7)$$

Segue figura 7 do estado de plano de tensões de von Mises:

Figura 7 – Estado plano de tensões, elipse de Von Mises



Fonte: Norton (2004).

2.3.6 Análise de fadiga

Fadiga é um fenômeno que ocorre quando um componente mecânico é submetido a carregamentos variáveis onde sofre degradação e falha sob a ação de tensões menores que a resistência ao escoamento do material. O crescimento da trinca ocorre para cada flutuação do estado de tensão causando a ruptura lenta do material, apresentando a característica macroscópica de uma fratura frágil.

A fadiga é um problema local, depende de fatores como, material, geometria, [conceituação de projeto] ou cargas atuantes, que gera falhas localizadas, progressivas e cumulativas. Segundo Dowling [2007], em uma estrutura sob tensão, alguns cristais podem atingir ou ultrapassar seu limite elástico. Isto ocorre devido à orientação que permite o escorregamento de planos cristalográficos. Esta situação e condição se agravam quando se passa a aplicar esforços cíclicos. Por outro lado, considerando as mesmas condições de tensão de um cristal para outro. Essas condições aliadas com esforços possibilitam a formação e propagação de pequenas trincas que podem crescer e provocar a fratura.

O estudo de fadiga sob carregamentos multiaxiais é indispensável, pois os principais setores da indústria, como o aeronáutico, naval, automobilístico e outros, desenvolvem produtos sujeitos a esse tipo de carregamento dinâmico.

Atualmente, muitos trabalhos na área de fadiga multiaxial de componentes estão sendo analisados utilizando o Método dos Elementos Finitos, onde através de um carregamento que o componente é solicitado podemos definir qual a vida útil que o mesmo irá suportar.

2.3.6.1 Iniciação e propagação de trinca de fadiga

A fadiga é o tipo de falha caracterizada pela geração da trinca até ocorrer à fratura do componente devido a variações das cargas de serviço. A propagação de uma trinca é lenta e localizada, mas a falha final por propagação instável de uma trinca é muito rápida. Assim falhas terminais por fadiga ou por fratura podem ser catastróficas sem qualquer aviso prévio.

Uma trinca por fadiga é causada pela aplicação de tensões alternadas que controlam a iniciação da trinca. O mecanismo de iniciação de trincas por fadiga nos metais é o movimento cíclico de discordâncias na direção paralela à máxima tensão cisalhante τ_{max} atuante no ponto crítico da peça. O movimento cíclico das discordâncias tende a agrupá-las, onde paulatinamente deslizam na superfície da peça, à medida que vão crescendo transformam-se em micro intrusões ou extrusões podendo ocasionar micro trincas por fadiga. Eventualmente a micro trinca dominante concentra o dano e, após crescer paralela a τ_{max} pelos grãos muda de direção e vira uma trinca macroscópica.

O processo de fadiga ocorre a partir da raiz de um entalhe concentrador de tensão. A trinca inicia pela amplitude $\Delta\sigma$ das tensões atuantes naquela região quando as solicitações cíclicas são baixas e a vida longa. O processo de fadiga é influenciado pelas propriedades dos materiais, acabamento superficial, tensões atuantes e tensões residuais presente nos entalhes.

A resistência à fadiga aumenta com o aumento da tensão de ruptura σ_u , acabamento superficial melhor, aumento gradiente de tensões e a presença de tensões residuais compressivas. Quando as cargas são altas tem escoamento cíclico e a vida curta, com isso o parâmetro que controla a fadiga é a ductilidade do material. Para esse caso considera-se $\Delta\epsilon$ como iniciador de trinca.

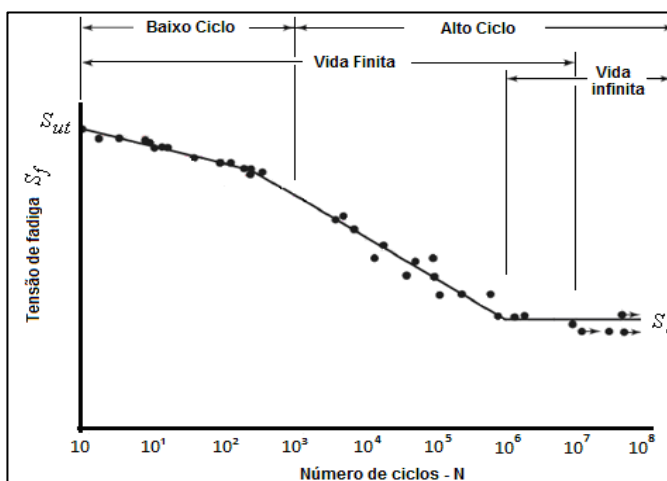
A vida de um componente é devido ao número de ciclos necessários para iniciar a trinca e o número de ciclos necessário para sua propagação até a ruptura. Essa definição é obtida através das curvas S-N e ϵ -N. [Tupiassu, 2001].

2.3.6.2 A curva S-N de Wöhler

Segundo Colim [2006] a falha por fadiga é resultante da aplicação e remoção continua de um carregamento e pode ocorrer com elevado ou reduzido número de ciclos. Quando o número de carregamentos necessários para causar o dano por fadiga é menor que 10^4 ciclos, a fadiga é denominada de baixo ciclo. Quando o número de ciclos supera essa faixa é denominado alto ciclo.

Para estudar fadiga com alto ciclo, utiliza-se a curva $S-N$ do material conhecida também como curva de Wöhler, onde se relaciona o número de ciclos até a falha do material com a amplitude do carregamento aplicado sobre ele.

Figura 8 – Curva $S-N$ do material a partir de ensaios de fadiga



Fonte: SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS (2005).

Observando a curva do diagrama $S-N$, percebe-se que próximo de 10^6 ciclos a curva se torna praticamente horizontal. A tensão nesse ponto é denominada tensão de resistência à fadiga S_e , ou limite de fadiga [SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005].

Para fadiga de baixo ciclo até 10^3 ou carregamento elevado, o material pode suportar elevadas deformações superiores às associadas ao regime elástico correlacionando amplitude de deformação com número de ciclos. Com isso utiliza-se a curva $S-N$ para o cálculo de fadiga.

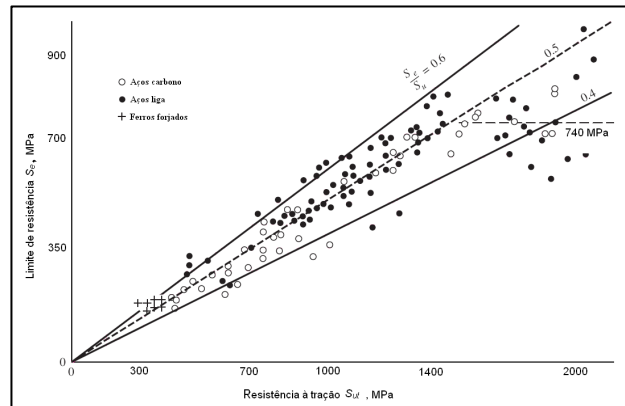
O número de ciclos que define a vida total de um componente submetido a cargas cíclicas é a combinação entre o número de ciclos necessários a iniciação da trinca e o que corresponde a sua propagação até a falha final. Em alguns casos, onde há concentração de

tensão ou defeitos de superfície, o tempo de iniciação é curto e a trinca é formada logo no começo da vida total, enquanto que em materiais bem acabados e livres de defeito o tempo de iniciação pode chegar a 80% da vida útil [Suresh, 1994].

2.3.6.3 Resistência à fadiga e o limite de resistência à fadiga

O limite de resistência à fadiga de um material pode ser determinado por ensaios com a curva $S-N$ do material. Shigley, Miscchke e Budinas, [2005] apresenta um gráfico onde relaciona o resultado de ensaios correlacionando o valor de limite de resistência com a resistência a tração do material, conforme

Figura 9 – Limite de resistência *versus* resistência à tração.



Fonte: SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS (2005).

Através do gráfico, observa-se que a razão entre o limite de resistência pela resistência à tração varia entre 0,4 e 0,6, até o valor de 1460 MPa de resistência à tração quando a dispersão dos pontos é maior, sugerindo uma estabilização do valor de limite de resistência em 740 MPa. Partindo dessa observação, Shigley, Miscchke e Budinas, [2005] sugere uma aproximação para se determinar o limite de resistência dos materiais como mostrada nas equações ((2.8).

$$\begin{aligned} S_e' &= 0,540 * S_{ut} & \text{para } S_{ut} &\leq 1460 \text{ MPa} \\ S_e &= 740 \text{ MPa} & S_{ut} &\geq 1460 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (2.8)$$

em que S_e' é o limite de fadiga para vida infinita do material.

2.3.6.4 Fatores modificadores de vida sob fadiga

As curvas de fadiga dos materiais são obtidas por ensaios em corpos de prova padrão. Esses corpos de prova possuem características definidas como superfícies polidas e dimensões padronizadas, além de serem submetidas a um tipo específico de carregamento.

Quando o mesmo material está sendo utilizado nas aplicações práticas de engenharia, alguns fatores devem ser levados em conta quando se quer utilizar as curvas de fadiga desse material. Segundo Shigley, Miscchke e Budinas, [2005] os principais fatores que devem ser levados em conta são: fator de superfície k_a , fator de tamanho k_b , fator de carregamento k_c , fator de temperatura k_d , fator de confiabilidade k_e e fator de efeitos diversos k_f . Esses fatores multiplicam a tensão limite de fadiga do material obtida no ensaio padronizado, corrigindo o valor de tensão de fadiga S_e .

Como todos esses fatores estão ligados diretamente com a modificação do limite de resistência a fadiga do material, pode-se substituir esses fatores por um equivalente k_{eq} que multiplica diretamente a tensão limite de fadiga S_e' , resultando na equação (2.9).

$$s_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f s_e' = k_{eq} s \quad (2.9)$$

Além desses fatores, que multiplicam diretamente o limite de fadiga, existe o fator concentrador de tensão em fadiga K_F que multiplica diretamente os valores de tensão nominal para se obter a máxima tensão resultante decorrente da irregularidade ou defeitos. A equação de Neuber modificada fornece um valor de K_F segundo a equação ((2.10).

$$k_F = 1 + \frac{K_T - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad (2.10)$$

Onde,

\sqrt{a} :é definida como a constante de Neuber;

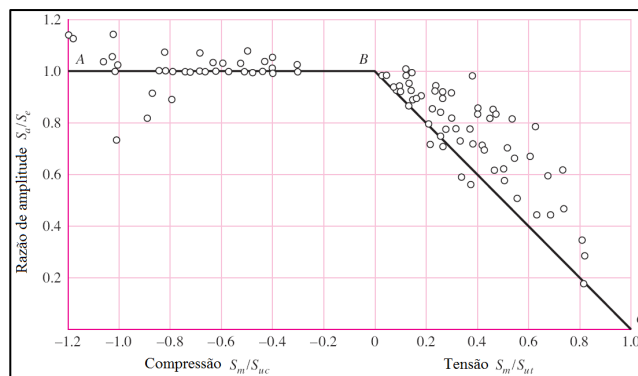
r : é o raio do entalhe;

K_T :é o fator de concentração de tensão (Shigley, Miscchke e Budinas, 2005).

2.3.6.5 Efeito da tensão média na resistência a fadiga

Para gerar as curvas de fadiga são realizados experimentos, onde corpos de provas são submetidos a tensão uniaxial reversa, ou seja, $\sigma_m=0$, porém inúmeros componentes estão submetidos a carregamentos com tensão média diferente de zero $\sigma_m \neq 0$. Em carregamentos com tensão média diferente de zero há alterações significativas nas curvas de fadiga verificando que com o aumento da tensão média há uma redução no limite de fadiga e na resistência à fadiga do material.

Figura 10 – Influência da tensão média no limite de resistência fadiga dos materiais.



Fonte: SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS (2005).

Várias teorias procuram traduzir os resultados experimentais analisando o efeito de σ_m no limite de fadiga. As teorias mais conhecidas foram propostas por Goodman, Gerber e Soderberg.

- Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \frac{\sigma_m}{S_{rt}} = 1 \quad (2.11)$$

- Gerber

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{rt}} \right)^2 = 1 \quad (2.1)$$

- Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \frac{\sigma_m}{S_e} = 1 \quad (2.2)$$

onde,

S_e : é o limite de escoamento do material;

S_{rt} : é o limite de resistência a tração;

σ_{rf} : é a resistência a fadiga do material.

Soderberg é considerado o critério mais seguro contra fadiga, evitando designadamente a ocorrência de deformação plástica, [Branco et al, 1999].

2.4 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Azevedo (2003), o método dos elementos finitos (MEF), tem como objetivo determinar o estado de tensões e deformações de um sólido de geometria arbitrária sujeitas a ações exteriores. Quando se necessita fazer um projeto de uma estrutura, é comum fazer uma sequência de análises e modificações de suas características, com o objetivo de alcançar uma solução satisfatória, tanto em termos econômicos, quanto na verificação dos pré-requisitos funcionais e regulamentares.

Nos cursos de engenharia, principalmente nas áreas da mecânica e civil, é tradicional o estudo se iniciar na análise de estruturas limitadas como, por exemplo, vigas. As estruturas deste tipo recebem a denominação de reticuladas, por serem constituídas por barras prismáticas cuja seção transversal apresenta dimensões inferiores ao comprimento do seu eixo.

A formulação do MEF pode ser baseada no método dos deslocamentos, em modelos de equilíbrio ou em métodos híbridos e mistos. De todos os métodos de formulação do MEF, o que apresenta uma maior simplicidade e uma maior versatilidade é o método dos deslocamentos.

Associados ao método dos deslocamentos surgem muitos conceitos na área das estruturas reticuladas, como por exemplo, as noções de grau de liberdade, deslocamento

generalizado, força generalizada, equilíbrio, matriz de rigidez, vetor solicitação, introdução de condições de apoio, entre outros.

2.4.1 Análise estática e dinâmica

Conforme Azevedo (2003), as ações sofridas pelas estruturas são em geral dinâmicas, devendo ser consideradas as forças de inércia associadas às acelerações a que cada um dos seus componentes fica sujeito. Por este motivo, seria de esperar que a análise de uma estrutura tivesse obrigatoriamente de ter em consideração os efeitos dinâmicos. Contudo, em muitas situações é razoável considerar que as ações são aplicadas de um modo suficientemente lento, tornando desprezáveis as forças de inércia. Nestes casos, a análise designa-se estática. Nesta publicação apenas são considerados problemas em que se supõem válidas as simplificações inerentes a uma análise estática.

2.4.2 Tipo de análise

Conforme Azevedo (2003), quando surge um problema para análise de uma estrutura, a primeira questão é a classificação quanto à geometria, modelo do material e ações aplicadas.

O modo que o método dos elementos finitos é formulado e aplicado depende da situação do problema. Em seguida serão definidos alguns aspectos que serão necessários para a análise de uma estrutura.

2.4.2.1 Análise linear e não linear

Conforme Azevedo (2003), na análise de uma estrutura sólida, é habitual considerar que os deslocamentos provocados pelas ações exteriores são muito pequenos quando comparados com as dimensões dos componentes da estrutura. Nestas circunstâncias, admite-se que não existe influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e das tensões, i.e., todo o estudo é feito com base na geometria inicial indeformada. Se esta hipótese não for considerada, a análise é designada não linear geométrica.

É também frequente considerar que, a relação entre tensões e deformações é linear. Nos casos em que esta simplificação não é considerada, é necessário recorrer a algoritmos específicos de análise não linear do material (AZEVEDO, 2003).

De acordo com Alves (2000), para cada grau de liberdade de cada nó, haverá uma linha e uma coluna correspondentes na matriz de rigidez. Em análises lineares, esse sistema é resolvido diretamente pelo método abaixo, considerando as seguintes suposições para uma análise ser considerada linear:

- a relação entre tensão e deformação linear;
- todas as diferenciações e integrações que dizem respeito à geometria original não são afetadas pelo deslocamento que ocorrem como resultado das cargas aplicadas;
- as condições de contorno não mudam durante o carregamento.

Numa análise linear, é realizado o cálculo pelo MEF da solução da equação matricial onde K é a matriz de rigidez, u é o vetor de deslocamentos nodais e F é o vetor de forças aplicadas, ocorre como mostrado na equação (2.14)

$$K \cdot u = F \quad (2.14)$$

2.4.2.2 Análise explícita e implícita

Segundo Remala (2005), esquemas de solução numérica muitas vezes são classificados como sendo implícitos ou explícitos. Quando um cálculo direto de variáveis dependentes pode ser feito em termos de quantidades conhecidas, o cálculo é dito como sendo explícito. Em contraste, quando as variáveis dependentes são definidas por conjuntos de equações acopladas, e que uma matriz ou técnica iterativa é necessária para obter a solução, o método numérico é dito implícito.

O método implícito utiliza a equação 2.15, para obter a solução. Neste método o inverso da matriz de rigidez $[K]$ é calculado para cada incremento de tempo, para resolver o deslocamento. Esta aproximação é uma operação intensiva do CPU e é computacionalmente dispendioso. Para as não linearidades, $[K]$ é também uma função do deslocamento, então $[K]$ é obtido por uma série de aproximações (REMALA, 2005).

$$\{n_{n+1}\} = [K]^{-1} \{F_{n+1}^a\} \quad (2.15)$$

2.4.3 Tipos de elementos

Os softwares de elementos finitos utilizam principalmente três tipos de elementos para realização de suas análises. Para melhor definir os tipos de elementos será dividido em três tipos

, sendo eles, elemento unidimensional, bidimensional e tridimensional.

2.4.3.1 Elemento unidimensional

Os elementos mais simples denominados como mola, treliças e vigas permite a aplicação do método direto para a determinação da sua matriz rigidez, determinado a partir da resistência dos materiais elementares estabelecendo relações diretas entre as forças nodais aplicadas nos elementos e os correspondentes deslocamentos nodais.

Conforme Azevedo (2003), elemento barra pode ser considerado um único eixo coordenado, onde todos os deslocamentos ocorrem paralelamente. A função $u(-1) = a_1$ corresponde ao campo de deslocamentos, verificando-se nas equações 2.16 e 2.17:

$$u(-1) = a_1 \quad (2.16)$$

$$u(+1) = a_2 \quad (2.17)$$

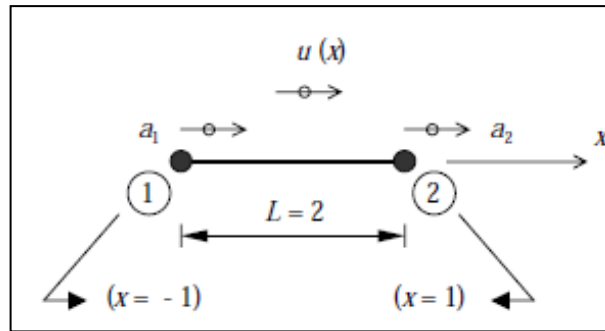
Sendo, portanto a_1 e a_2 os deslocamentos dos nós.

Considere-se agora, como aproximação, que a lei de variação do deslocamento entre os nós 1 e 2 é linear. Nestas circunstâncias, a seguinte função $u(x)$ representa o campo de deslocamentos na equação 2.18.

$$u(x) = \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} x\right) a_1 + \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} x\right) a_2 \quad (2.18)$$

Os valores numéricos dos parâmetros a_1 e a_2 passarão a ser conhecidos depois de analisada a estrutura, conforme figura 11.

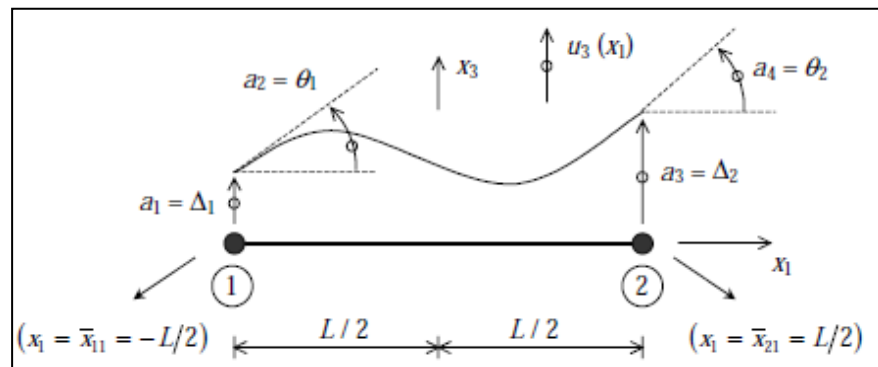
Figura 11 – Elemento finito unidimensional de dois nós



Fonte: Azevedo (2003).

De acordo Azevedo (2003), o elemento de viga designa por Euler-Bernoulli a formulação do elemento finito de viga considerando que a seção se mantém plana e normal ao eixo da barra após a deformação. Deste modo não é considerada a deformação no sentido de cisalhamento, conforme figura 12.

Figura 12 – Elemento de viga com dois nós



Fonte: Azevedo (2003).

2.4.3.2 Elemento bidimensional

Conforme Avelino (2006), pensando nos termo da matriz rigidez do elemento finito do ponto de vista físico, os conceitos de rigidez do elemento e rigidez da estrutura continuam presentes, como vimos nos elementos unidimensionais, determinamos no elemento unidimensional de forma exata, e a partir de agora para os elementos bidimensionais será feito de forma aproximada.

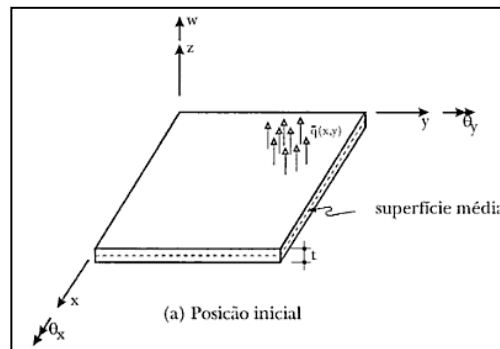
Segundo Soriano (2003), a placa é um sólido plano que possui uma dimensão que é a espessura, muito menor que as suas demais dimensões. A sua principal função é transmitir

cargas agindo no mesmo sentido da mesma, como por exemplo, em lajes de edifícios e de pontes.

No modelo matemático, é normal considerar nula a tensão normal na direção da espessura e em comportamento de pequenos descolamentos, a sua superfície média não sofra deformações no plano.

A teoria de Kirchhoff é adequada às placas finas, e considera que a força normal àquela superfície se manterá normal à mesma após a deformação, ilustrado na figura 13.

Figura 13 – Trecho de placa de espessura t , sob carregamento transversal q por unidade de área.



Fonte: Soriano (2003).

De acordo com Soriano (2003), a casca é um sólido submetido a efeitos de flexão e de membrana, sendo o efeito de flexão semelhante ao de placa. O efeito de membrana é devido às deformações da superfície média da casca na mesma superfície.

Devido à sua eficiência na capacidade de carga e facilidade em vencer vãos com leveza, a utilização de elementos de casca tem larga aplicação na engenharia. Em contrapartida a sua análise é mais complexa que outros modelos devido à geometria curva e ao grande número de parâmetros envolvidos.

Apesar de apresentar dificuldades numéricas devido à discretização ao longo da espessura, utilizando elementos finitos tridimensionais. A modelagem em casca é utilizada por questões de economia computacional, praticidade no fornecimento de dados e interpretação de resultados.

Segundo Avelino (2000), existe uma formulação co-rotacional para análise não linear (quando existem grandes deslocamentos e pequenas deformações) aplicado aos elementos de casca com elementos finitos planos e triangulares. Pode ser descrita através da decomposição explícita dos movimentos em deformacional e de corpo rígido, sendo que esta separação

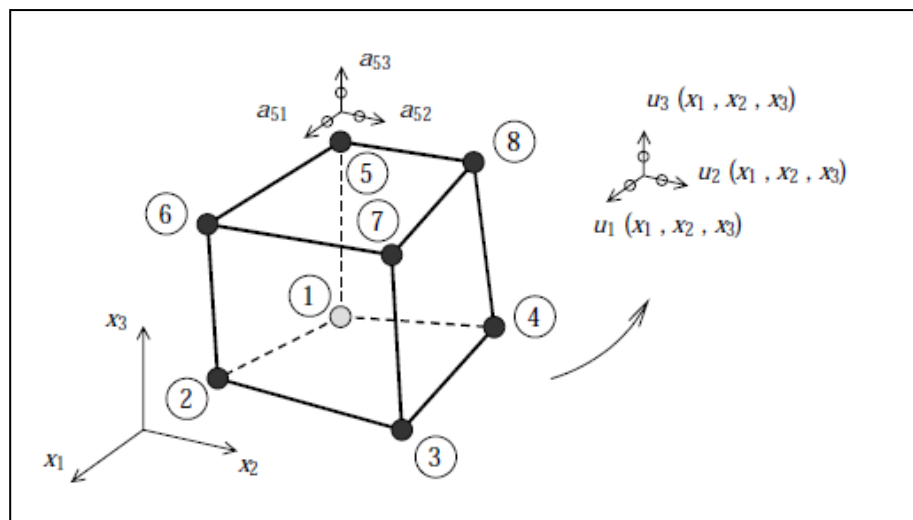
segrega a não-linearidade dos movimentos de corpo rígido, permitindo a reutilização de modelos lineares já existentes.

2.4.3.3 Elemento tridimensional

O corpo sólido contínuo pode ser subdividido artificialmente em um número finito de elementos, conectados apenas nos seus nós. Qualquer corpo contínuo sólido pode ser representado como um conjunto de tetraedros, que são os elementos sólidos tetraédricos. O elemento finito sólido tetraédrico tem quatro nós conforme figura 14.

Conforme Azevedo (2003), no desenvolvimento de elementos sólidos do tipo brick é considerada uma formulação genérica com três graus de liberdade do tipo deslocamento. A exposição apresentada baseia-se num elemento finito sólido com oito nós (Figura 14). O número de graus de liberdade deste elemento é 24.

Figura 14 – Elemento sólido de oito nós



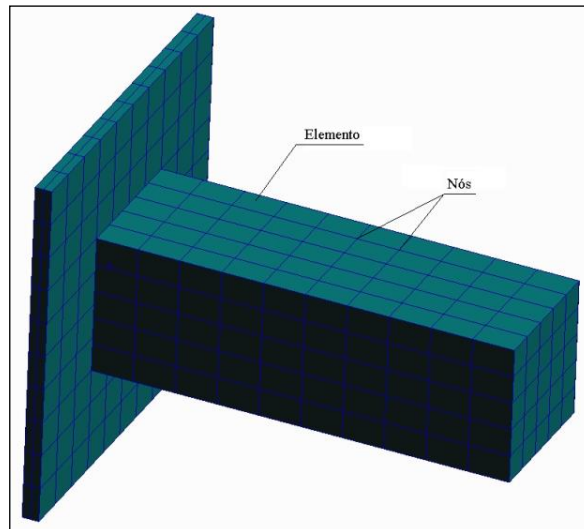
Fonte: Azevedo (2003).

2.4.4 Geração de malha

De acordo com Brambilla (2003), após o modelamento é criada a malha de elementos finitos (Figura 15) que consiste na discretização da estrutura, ou seja, a sua divisão em elementos conectados por nós. No caso de tensões/deformações cada nó possui até 6 graus de liberdade em relação ao sistema de coordenadas cartesianas globais, dependendo do tipo de

elemento. Um grau de liberdade é a possibilidade que um nó tem de rotacionar ou transladar em relação a um eixo coordenado.

Figura 15 – Malha de elementos finitos



Fonte: Brambilla (2003).

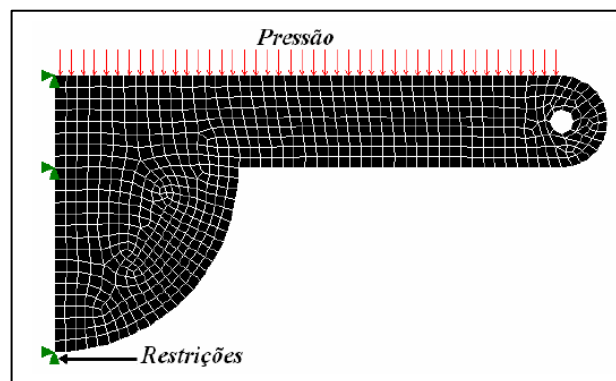
2.4.5 Condições de contorno

Segundo Bonatto (2007), as condições de contorno em análises estáticas se dividem geralmente em dois grupos, que são as restrições e os carregamentos, conforme figura 16.

Restrições: Define como a estrutura se relaciona com o meio ambiente (engastamentos).

Carregamentos: Definem as solicitações as quais a estrutura está submetida (forças nodais, pressões, momentos, carga térmica, etc.).

Figura 16 - Estrutura com seus carregamentos e restrições



Fonte: Bonatto (2007).

3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Neste trabalho foram avaliados dois conceitos de suspensões pneumáticas para semirreboques. Um modelo atual que apresentava falha em campo (figura 17) e um modelo proposto com mudança de fixação entre braço e viga.

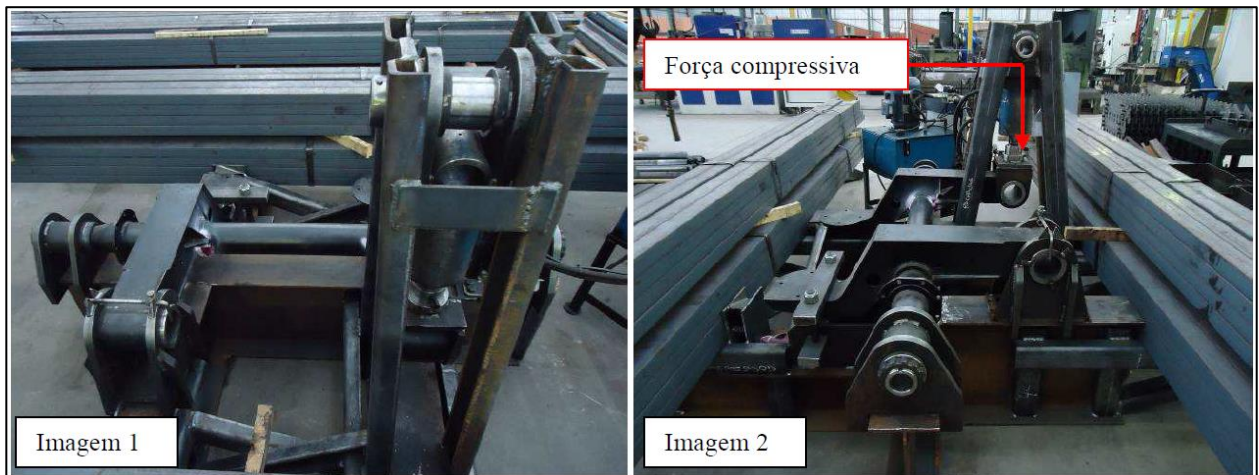
Figura 17 – Suspensão apresentando falha em campo



Fonte: Autor (2013).

O modelo atual foi ensaiado anteriormente na empresa, como pode ser visualizado na figura 18. O conjunto braço viga foi fixado a um dispositivo criado para a realização do ensaio. No local indicado foi aplicado um carregamento por um determinado número de ciclos, até o conjunto apresentar fratura na região de engaste braço / viga. Com base no ensaio foram definidos parâmetros para a validação do modelo numérico da suspensão atual.

Figura 18 – Ensaio experimental



Fonte: Autor (2013).

Para validação do modelo atual e análise do modelo proposto, foi definida uma metodologia de trabalho, que teve como principais etapas o modelamento em CAD, levantamento de dados sobre o material e a aplicação do método de elementos finitos. Cada uma dessas etapas foi realizada conforme descrito a seguir.

3.1 MODELAMENTO EM CAD

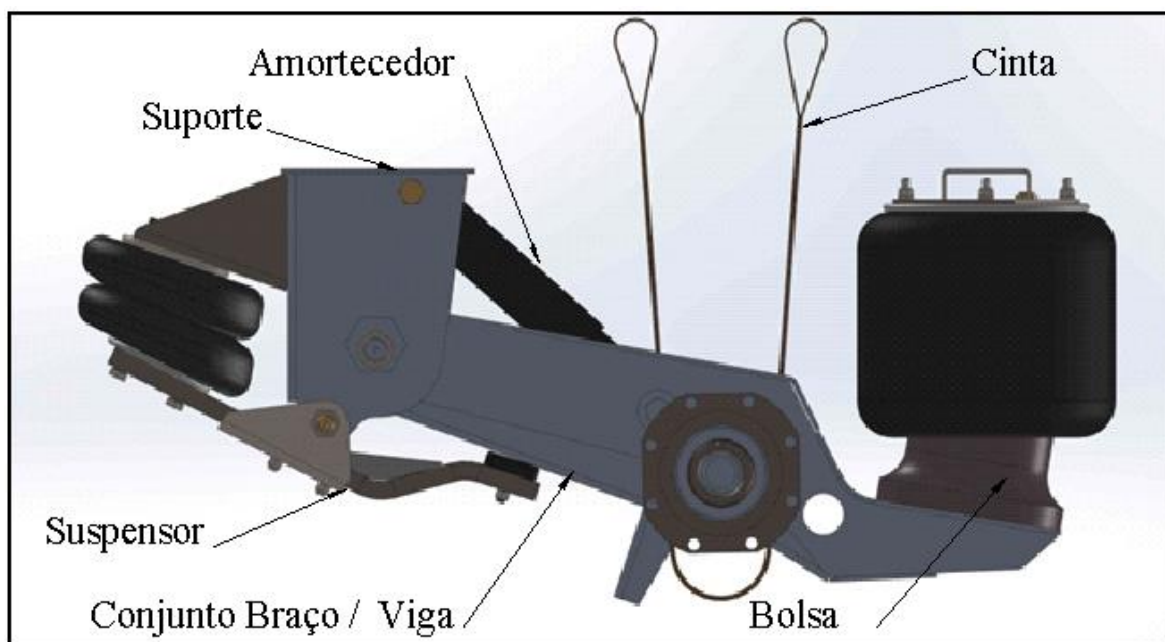
Para possibilitar as análises em métodos de elementos finitos foram modelados os dois modelos de suspensão em discussão com o software de *CAD Solid Works 2013*. Primeiramente foram modeladas as peças conforme são fabricadas, após foram realizadas as montagens dos subconjuntos e conjuntos finais.

Foram criados quatro modelos, sendo dois modelo contemplando o modelo da suspensão que apresenta defeito e um modelo proposto de suspensão. E dois modelos simplificados, sendo um de cada modelo de suspensão.

3.1.1 Modelo de Projeto

O modelo real que foi criado é o próprio projeto completo das suspensões em estudo. Na figura 19 observa-se a suspensão completa que incluindo suportes, conjunto braço / viga, bolsas pneumáticas, amortecedores, cinta limitadora e suspensor de atuação indireta.

Figura 19 – Modelo de Projeto



Fonte: Autor (2014).

3.1.2 Simplificação da geometria

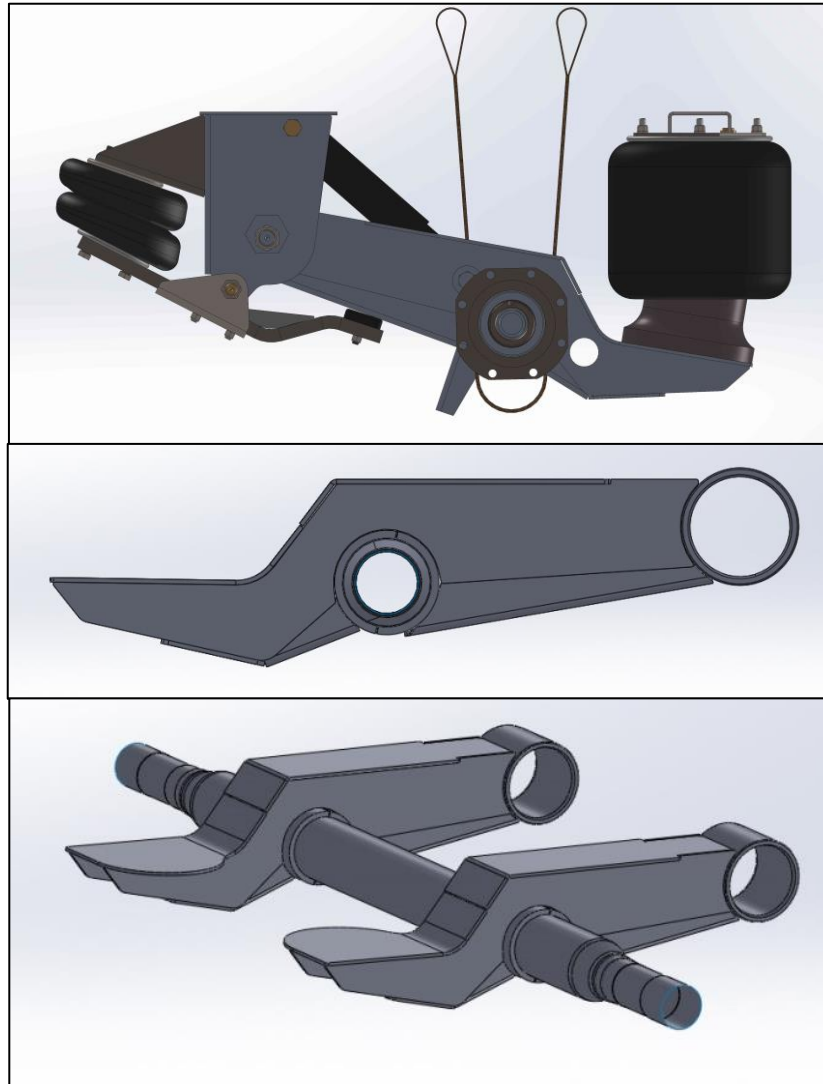
A criação de um modelo simplificado teve como objetivo o desenvolvimento das geometrias que foram utilizadas para análise pelo método de elementos finitos. Nestes modelos foram realizadas simplificações que melhoram as condições para a geração da malha, reduzindo o tempo de análise.

Na primeira etapa foram removidos dos modelos todos os componentes que não influenciam a análise. Foram retirados da suspensão: suportes, bolsas, suspensores, cintas e amortecedores. E do eixo foram retirados: flanges, pistas dos retentores e tampões. Foram mantidos apenas os elementos que compõem os braços da suspensão e a viga do eixo, os onde os esforços foram analisados.

Na segunda etapa ocorreu a simplificação das geometrias onde foram retirados raios, chanfros, roscas e furos que não são elementos estruturais.

Na figura 20 é possível verificar um comparativo do modelo de suspensão pneumática completo e depois de realizadas as simplificações da geometria neste caso para o modelo de suspensão proposto.

Figura 20 – Simplificação de geometria



Fonte: Autor (2014).

3.2 MATERIAIS

Na etapa de materiais foram levantados dados sobre os materiais utilizados na construção dos modelos da suspensão. Os resultados foram utilizados como dados de entrada para a análise de elementos finitos.

3.2.1 Ensaios dos materiais

Nesta etapa foram realizados ensaios de tração nos dois tipos de materiais que compõem a suspensão, para levantamento das curvas que serão utilizados na análise e no critério de falha adotado.

Para a realização dos ensaios foram confeccionados três corpos de prova, sendo dois destes corpos retirados do material que compõe os braços da suspensão, e um material que compõe a viga, conforme especificações contidas na Tabela 1.

O ensaio de tração foi realizado apenas para confrontar valores com os especificados nos certificados de matéria prima conforme mostrado no Anexo B.

Tabela 1 – Especificações dos materiais

Componente	Tipo	Espessura (mm)	Especificação
Braço	Chapa laminada	6,35	LNE 38
Viga	Tubo forjado	16,5	FB 70

Fonte: Elaborado pelo autor com base no projeto (2014)

Os resultados dos ensaios de tração estão apresentados nas tabelas 2 e 3:

Tabela 2 – Resultados do ensaio de tração – Tubo Forjado

Nº	Área (mm²)	Tensão de Escoamento (MPa)	Resistência à tração (MPa)	Alongamento	Redução de área
029	63	496	708	25%	61%

Fonte: Elaborado pelo autor com base no ensaio (2014)

Tabela 3 – Resultados do ensaio de tração – Chapa laminada

Nº	Área	Força Máxima	Resistência Máxima	Deformação Específica	Deformação Permanente	Patamar de Escoamento
1	67,31mm ²	36,20 kN	537,8 MPa	23,514%	22,572%	473,4MPa
2	67,31mm ²	35,36 kN	525,3 MPa	24,844%	23,888%	443,5MPa

Fonte: Elaborado pelo autor com base no ensaio (2014)

Como os valores encontrados no ensaio foram muito semelhantes aos do certificado de matéria prima, o número de corpos de prova foi pequeno, devido à dificuldade de serem feitos principalmente se tratando do tubo forjado que compõe a viga.

Além do ensaio de tração, na etapa de materiais foram considerados os resultados obtidos no ensaio experimental, como pode ser visto na tabela 4.

Tabela 4 – Resultados do ensaio experimental

Modelo de suspensão	Carga	Nº de ciclos	Falhas apresentadas
Modelo Atual	12600 kg	93260	Observação 1
Modelo Proposto	15120 kg	131000	Observação 2
Modelo Fabricante “X”	15120 kg	131000	Observação 3

Fonte: Elaborado pelo autor com base no ensaio (2013)

Observação 1: Surgimento de trincas no final da solda de união entre a viga e o braço da suspensão.

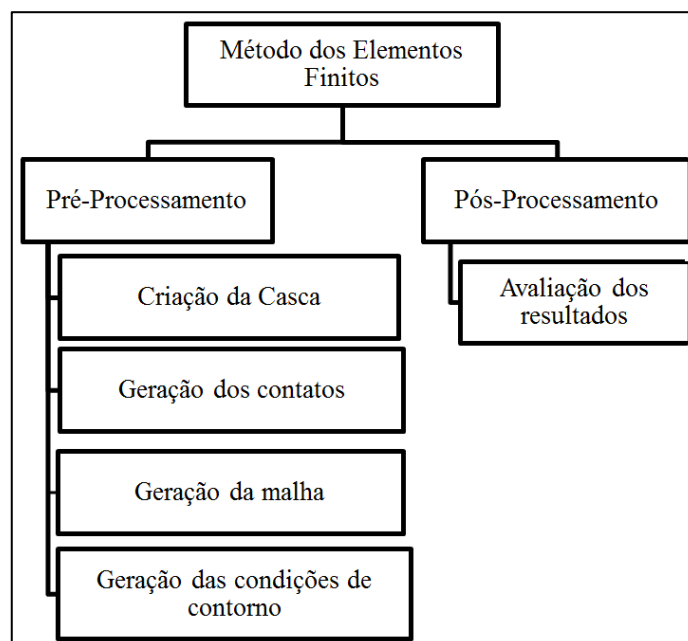
Observação 2: Deformação do eixo e dos braços da suspensão sem apresentar trincas ou fraturas.

Observação 3: Fratura da solda de união entre o eixo e o braço da suspensão pneumática.

3.3 MÉTODOS

Para a análise pelo método de elementos finitos foi utilizado o *software Ansys Workbench 14.5*, *software* utilizado para cálculo estrutural. As análises numéricas foram desenvolvidas conforme fluxograma apresentado na Figura 21.

Figura 21 - Fluxograma para análises numéricas



Fonte : Autor (2014)

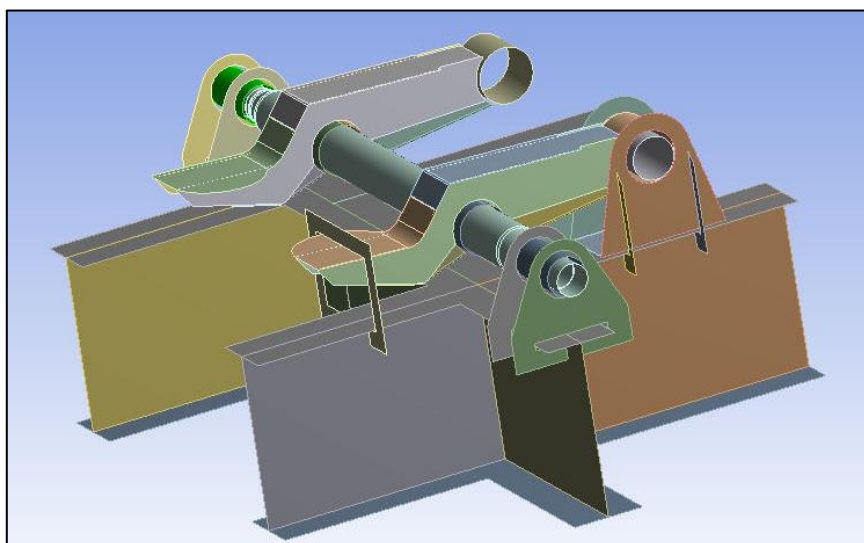
3.3.1 Pré-Processamento

Na etapa de pré-processamento foi realizada a criação do modelo numérico a partir da criação da casca, geração dos contatos, geração da malha e geração das condições de contorno.

3.3.1.1 Criação da Casca

No *Design Modeler* efetuou-se a geração das *midsurfaces*, que são conhecidas como cascas de superfícies, que são utilizados para modelar estruturas onde a espessura da mesma é muito menor do que as outras dimensões. Assim todos os componentes da suspensão e do dispositivo de ensaio foram considerados *midsurfaces*. Na Figura 22 observa-se a geometria em casca da suspensão e do dispositivo de ensaio.

Figura 22 – Geometria em casca



Fonte: Autor (2014)

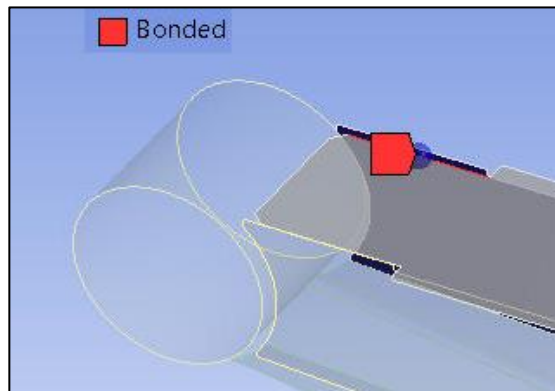
3.3.1.2 Geração dos contatos

Na geração dos contatos foram representados todos os contatos existentes entre as peças na montagem da suspensão e dispositivo de ensaio. Para realização destes contatos utilizou-se a ferramenta *Manual Contact Region* (região de contato manual), sendo utilizados

três tipos de contatos, que são *bonded* (colado), *no separation* (não separável) e *mesh connection* (malha de conexão).

Utilizaram-se os contatos do tipo *bonded* onde não eram permitidas as movimentações do componente no sentido normal e nem tangencial em relação à superfície de contato, conforme pode ser observado na Figura 23.

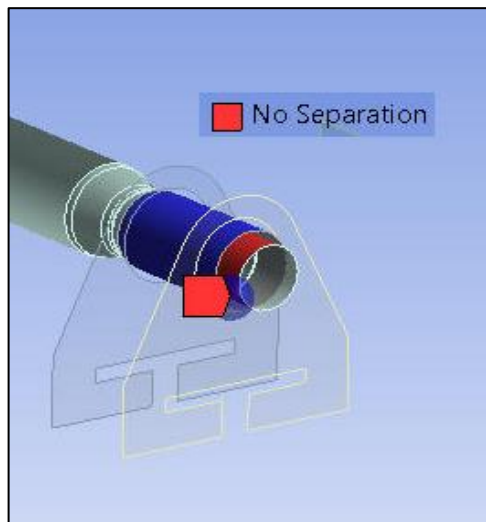
Figura 23 – Contatos tipo *bonded*



Fonte: Autor (2014).

Utilizaram-se os contatos do tipo *no separation* onde não eram permitidas as movimentações do componente no sentido normal mas a movimentação tangencial em relação a sua região de contato é permitida em relação à superfície de contato, conforme pode ser observado na Figura 24.

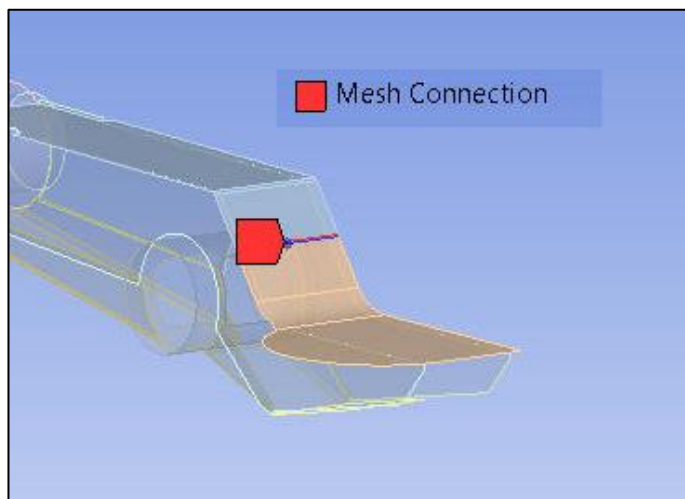
Figura 24 – Contatos tipo *no separation*



Fonte: Autor (2014)

Utilizaram-se os contatos do tipo *mesh connection* para conectar nós de borda para a superfície, onde as superfícies não eram alinhadas, conforme pode ser observado na figura 25.

Figura 25 – Contatos tipo *mesh connection*



Fonte: Autor (2014)

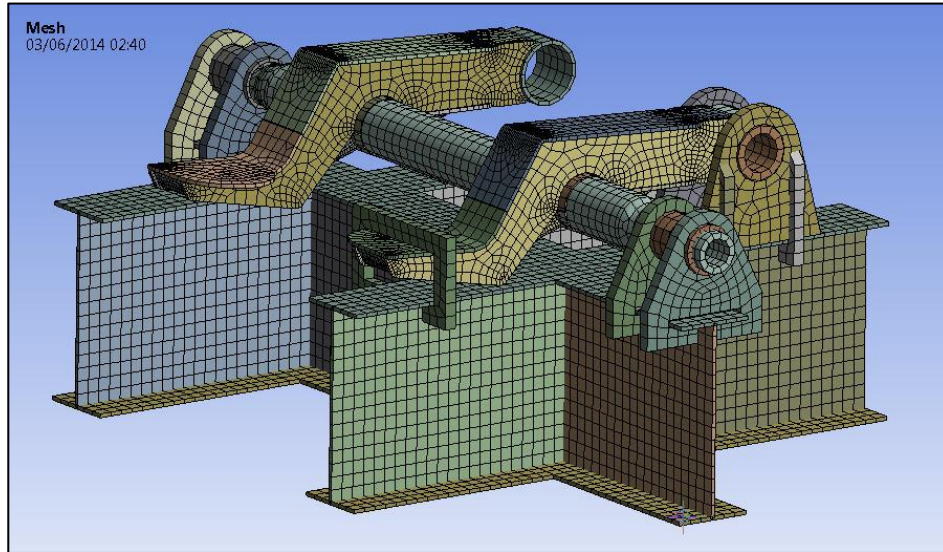
A geração dos contatos inspirou enorme cuidado, pois a falta de contatos ou a duplicidade dos mesmos interfere negativamente na análise pelo método de elementos finitos. Para a conferência dos contatos gerou-se uma análise modal onde foi verificada todas as ligações do modelo. A análise modal permitiu a visualização da deformação do modelo, assim possibilitando uma análise para verificar se o comportamento do modelo estava conforme a realidade.

3.3.1.3 Geração da malha

O processo de geração da malha foi realizado no ambiente *Model* do *software Ansys Workbench 14.5*. Com as simplificações feitas nas geometrias das suspensões em análise antes do processo de método de elementos finitos, a geração de malha não necessitou de arranjos especiais, sendo que apenas em algumas regiões a malha foi redimensionada.

Para a geração da malha primeiramente foi utilizado a ferramenta *Automatic Method*. A figura 26 representa o modelo da suspensão pneumática e seu dispositivo de ensaio após o processo de geração da malha pelo *software*.

Figura 26 – Geração da malha

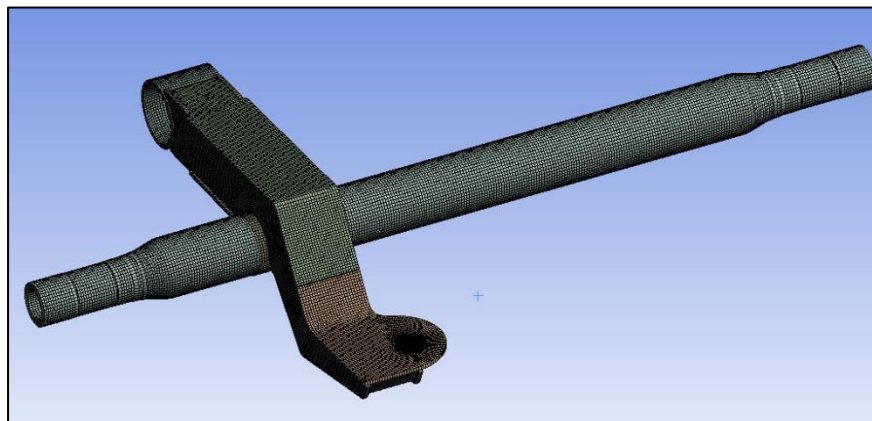


Fonte: Autor (2014)

Os tamanhos dos elementos gerados com o processo de discretização do modelo numérico foram definidos pelo *Automatic Method*. Para as regiões de interesse nos dois modelos de suspensão, que são o braço da suspensão e a viga do eixo foi utilizada a ferramenta *Body Sizing* para possibilitar a criação de elementos de dois milímetros, o menor tamanho em que o *software* conseguiu rodar a análise.

Na figura 27 apresenta-se um detalhamento de regiões do braço da suspensão e a viga do eixo onde a malha foi refinada.

Figura 27- Regiões com malha refinada



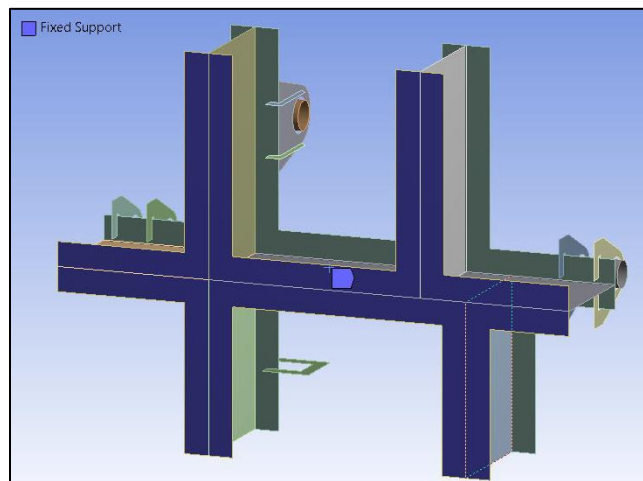
Fonte: Autor (2014)

3.3.1.4 Geração das condições de contorno

Nesta etapa foi realizada a aplicação das condições de contorno da análise. Para essa definição foram consideradas as forças aplicadas sobre o conjunto e as fixações utilizadas no ensaio, realizado anteriormente na empresa nos dois modelos de suspensão.

Levando em conta que o dispositivo de ensaio foi fixado ao solo, a aplicação da condição de contorno neste caso consistiu na utilização do *Fixed Support* ligando o dispositivo de ensaio ao solo como pode ser visto na figura 28.

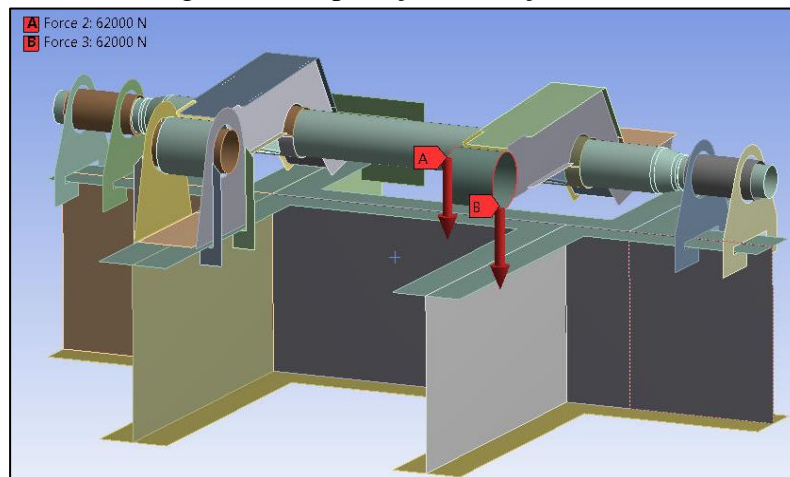
Figura 28 – Aplicação dos suportes fixos



Fonte: Autor (2014)

Outra importante etapa na aplicação das condições de contorno foi à representação da força aplicada na suspensão durante o ensaio realizado como pode ser visto na figura 29.

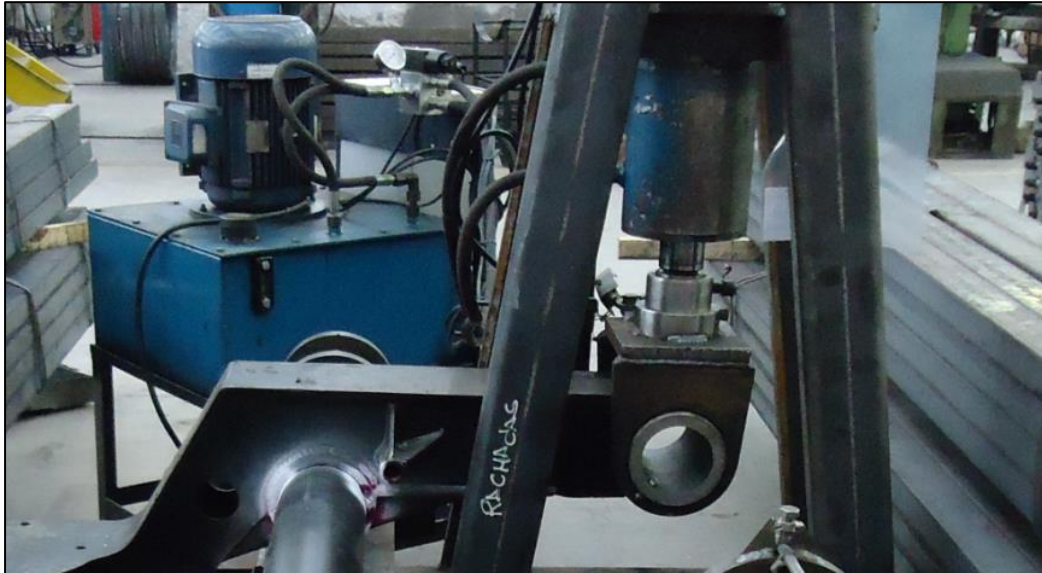
Figura 29 – Aplicação da força no modelo



Fonte: Autor (2014)

Na figura 30 visualiza-se a aplicação da força no ensaio realizado através de um pistão hidráulico.

Figura 30 – Aplicação da força no ensaio experimental



Fonte: Autor (2014).

3.3.2 Pós-Processamento

Após aplicação de todos os parâmetros necessários para a análise e condições de contorno, foi executada a simulação.

Para o processamento das análises utilizou-se uma análise estática e fadiga uniaxial. O processo de resolução foi realizado para as condições levantadas no ensaio realizado na empresa.

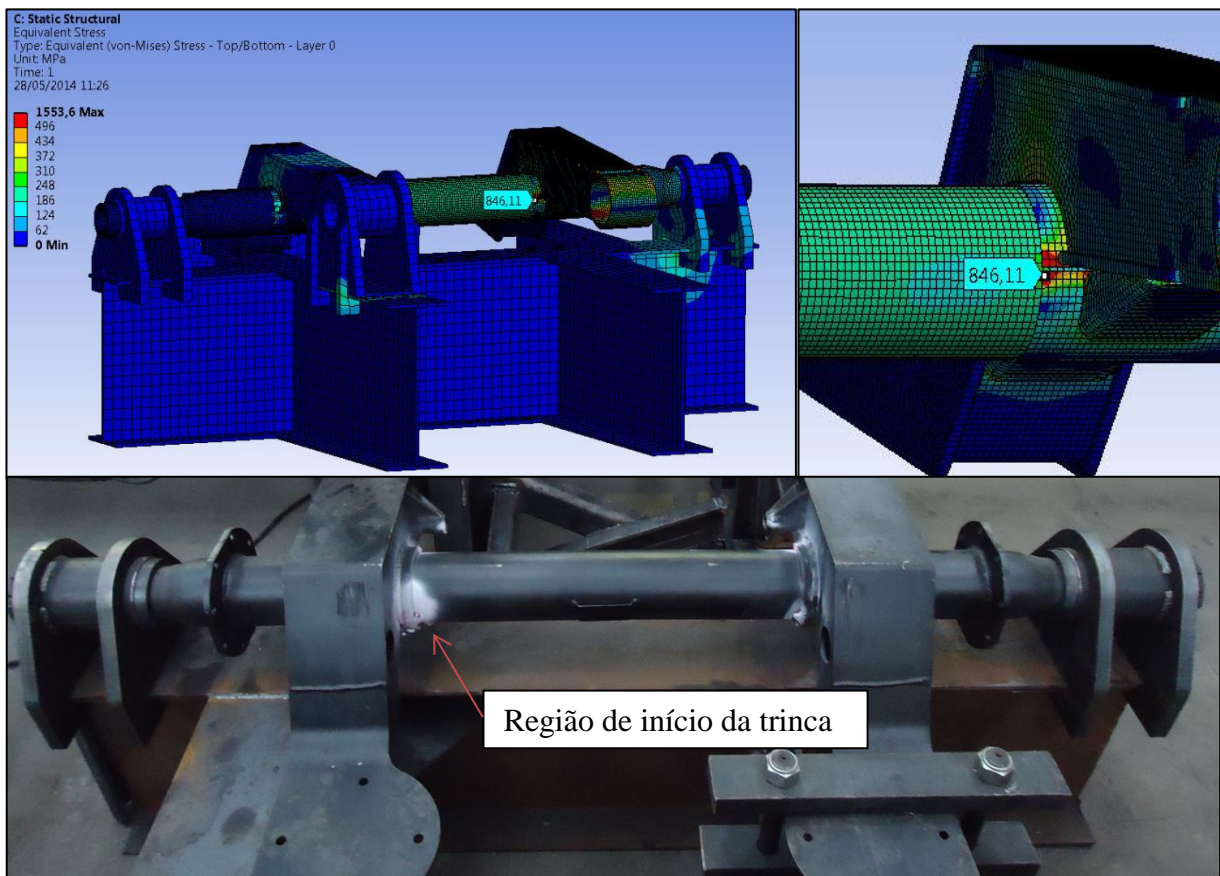
4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para a análise dos resultados foram realizadas duas etapas: a validação do modelo numérico com o real e a análise do modelo proposto com base na validação do ensaio. Foram levados em conta os valores das tensões, deslocamentos e tempo de vida.

4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO

Na análise dos resultados ocorreu a verificação da validação da estrutura através da comparação dos valores de tensão obtidos na análise numérica com os valores obtidos no ensaio experimental. Como pode ser visto na figura 31 o ponto crítico de tensão obtida se localiza exatamente na região onde o modelo atual apresentou quebra no ensaio.

Figura 31 – Tensão Equivalente

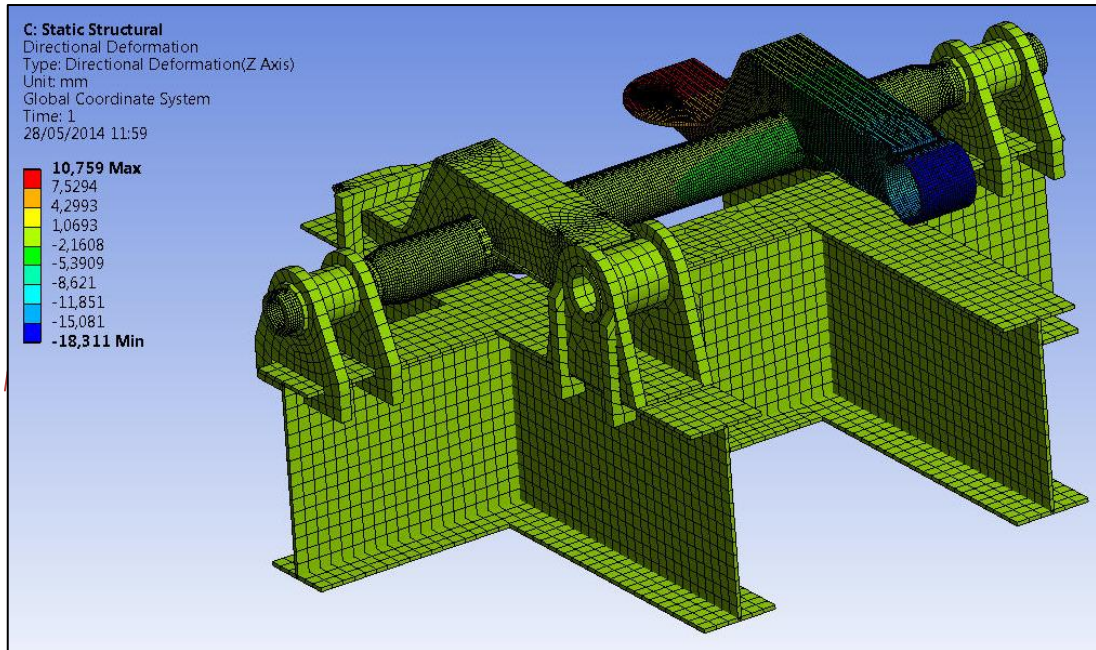


Fonte: Autor (2014)

Além do ponto crítico de tensão, utilizou-se para a validação do modelo numérico o deslocamento gerado pela aplicação da força. O ensaio real apresentou um deslocamento de

18 a 20mm, valor muito semelhante ao que foi obtido pelo método de elementos finitos como pode ser visualizado na figura 32.

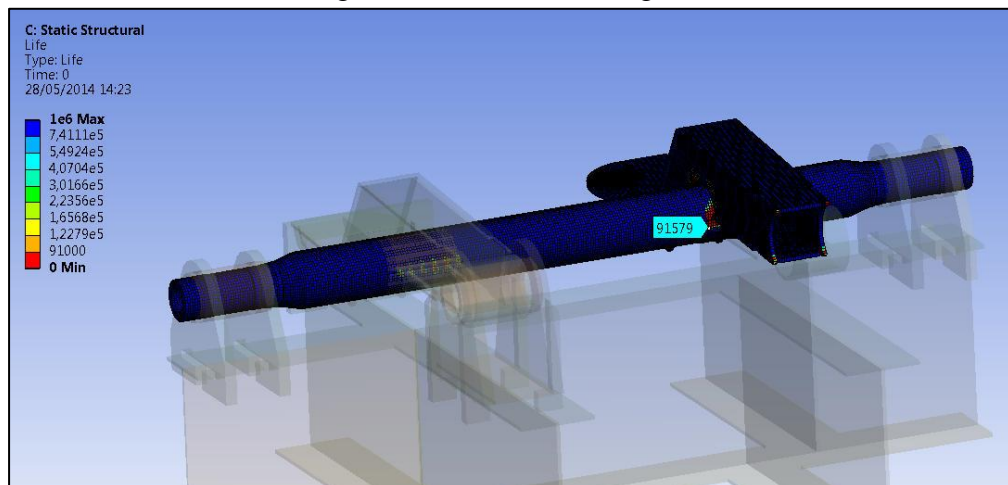
Figura 32 – Deslocamento vertical



Fonte: Autor (2014)

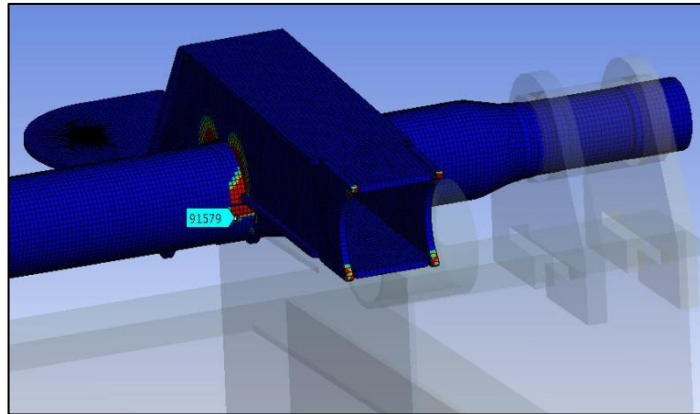
Com as tensões e deslocamentos verificadas no modelo numérico da suspensão atual, realizou-se uma análise de vida em fadiga, como pode ser visto na figura 33, obteve-se um número de ciclo semelhante ao do ensaio real de 93 mil ciclos.

Figura 33 – Vida em Fadiga



Fonte: Autor (2014)

Figura 34 – Detalhe Vida em Fadiga



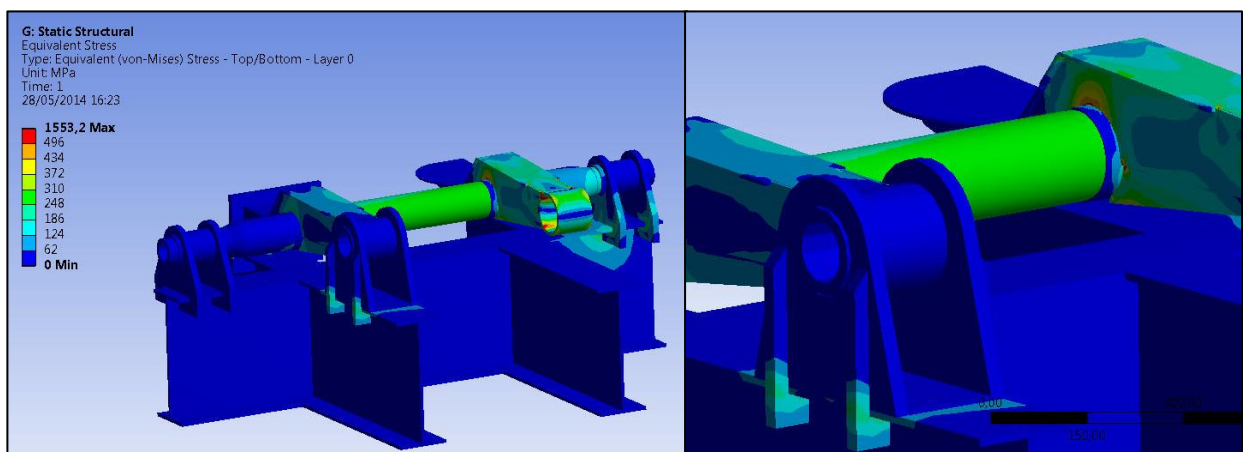
Fonte: Autor (2014)

Realizadas estas três avaliações, temos o modelo validado com o ensaio real e assim podem-se realizar as análises no modelo proposto. O qual foi pré-processado juntamente com o modelo atual, para que os parâmetros de geração de casca, contatos, malhas e condições de contorno fossem executados da forma mais parecida possível, para obter uma análise via método de elementos finitos confiável.

4.2 ANÁLISE DO MODELO PROPOSTO

Para o processamento das análises utilizou-se uma análise estática do *software Ansys Workbench 14.5*, com as condições de carregamento citadas anteriormente na tabela 4. Na figura 35 observa-se o resultado da análise estática, onde se pode evidenciar que as cargas aplicadas não irão provocar fraturas na região de engaste da viga com o braço da suspensão.

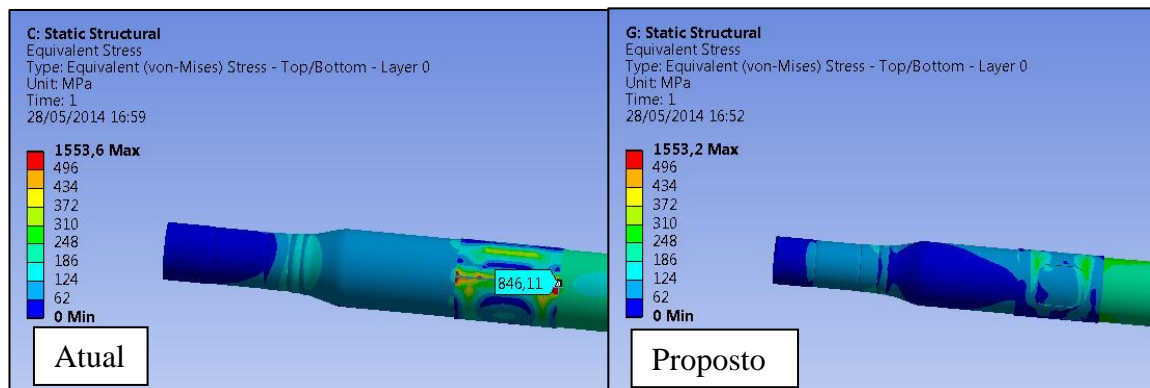
Figura 35 – Análise estática modelo proposto



Fonte: Autor (2014)

Na figura 36 verifica-se em detalhes a concentração de tensão na região de engaste da viga no braço da suspensão. No modelo atual a tensão máxima ultrapassa o limite do material, e no modelo proposto às tensões máximas ficam bem abaixo do limite do material. As tensões foram obtidas próxima a região de contato, pois nos contatos propriamente ditos temos o fenômeno de tensão de singularidade.

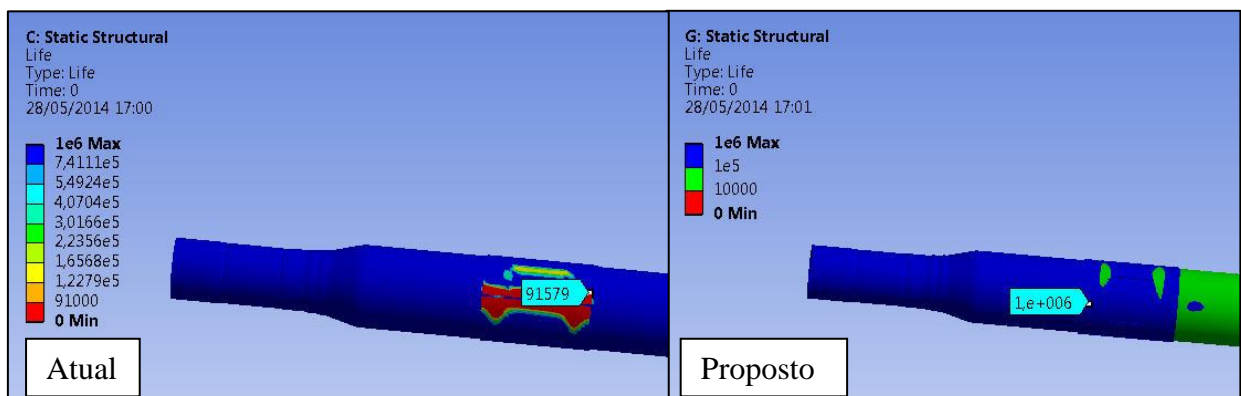
Figura 36 – Concentração de tensões



Fonte: Autor (2014)

Na figura 37 podem-se visualizar a análise de vida em fadiga dos componentes na região de engaste da viga no braço da suspensão. No modelo atual a vida em fadiga se limita ao número de ciclos do ensaio, e no modelo proposto a vida em fadiga pode ser considerada como infinita na região de interesse.

Figura 37 – Vida em fadiga

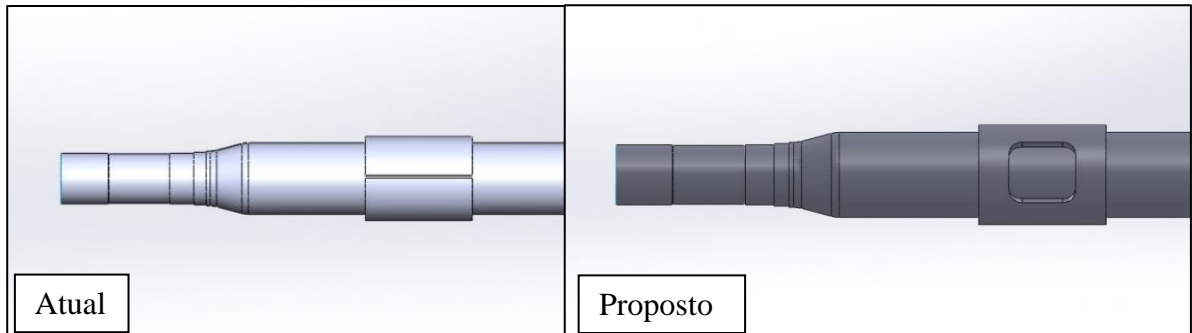


Fonte: Autor (2014)

Estas diferenças de concentrações de tensões e de tempo de vida em fadiga se dão principalmente pelas alterações realizadas no modelo proposto da suspensão. Essas alterações

realizadas foram principalmente mudança do tipo da geometria de solda na fixação da viga com o braço da suspensão como pode ser visualizado na figura 38.

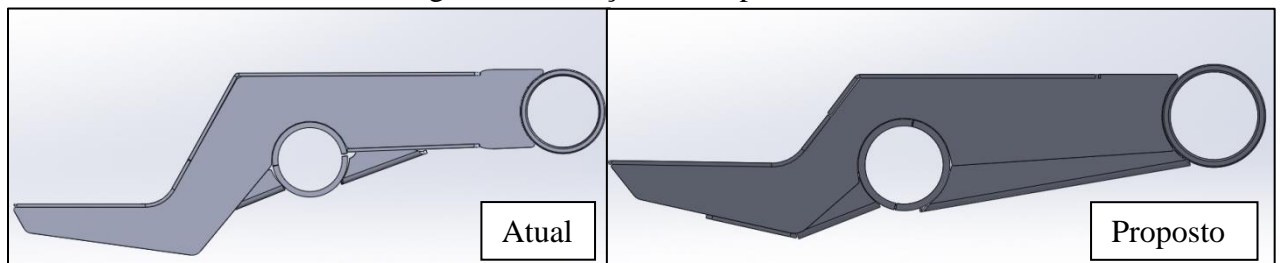
Figura 38 – Fixação viga no braço



Fonte: Autor (2014)

Outra alteração realizada que ajudou na obtenção desses bons resultados foi a mudança dimensional dos braços da suspensão como pode ser visualizado na figura 39. Foram diminuídos alturas e comprimentos dos braços na medida em que não comprometesse o uso dos mesmos na suspensão pneumática.

Figura 39 – Braços da Suspensão



Fonte: Autor (2014)

5 CONCLUSÃO

Após a realização deste trabalho conclui-se que o modelo proposto de suspensão pneumática para semirreboques não apresentou a mesma falha que o modelo atual.

Observou-se que a análise do modelo atual apresentou resultados satisfatórios em relação à tensão, deslocamento e vida em fadiga, em relação aos valores obtidos em ensaio experimental, assim validando o modelo numérico.

Para a condição analisada a suspensão de modelo atual apresentou tensões superiores ao limite do material na área de engaste com a viga. Já o modelo proposto apresentou tensões inferiores na mesma área.

Para a o critério de fadiga foi utilizado o critério Goodman por ser considerado o critério mais conservador. Nas análises foram considerados todos os concentradores de tensão que poderiam influenciar na vida do conjunto.

Por fim pode-se considerar que o objetivo geral deste trabalho foi alcançado, pois foi gerada análise para a condição de carregamento conhecida, apresentando: os pontos críticos de tensão, deformação e vida em fadiga, possibilitando a validação do ensaio numérico e a análise do modelo proposto de suspensão.

Também é possível considerar que este trabalho é importante para a empresa Silpa, pois além de fornecer informações sobre o projeto destes modelos de suspensões pneumáticas, poderá ser útil para projetos futuros.

O processo de análise desenvolvido neste trabalho poderá ser utilizado como base em outros projetos estruturais. Outro ponto de destaque foi o aprendizado do método dos elementos finitos e de todo o processo de análise adquirido pelo autor durante o desenvolvimento deste trabalho.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar análise dinâmica para a suspensão de modelo proposto analisada neste trabalho.
- Avaliar o comportamento do eixo em campo com o auxílio de extensometria.

BIBLIOGRAFIA

Alves, A. Elementos Finitos – **A Base da Tecnologia CAE. 1ºed.**, São Paulo, SP: editora Érica Ltda, 2000.

Azevedo, A. F. M., **Método dos elementos finitos**, <http://www.fe.up.pt/~alvaro>, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Abril 2003.

Bonato, R. **Avaliação do Desempenho de Elementos Estruturais Absorvedores de Impacto em Estruturas Veiculares** - Trabalho Final de Graduação II – Passo Fundo - Universidade de Passo Fundo, 2007.

Brambilla, A. L. **Desenvolvimento do componente de ligação do veículo acoplador rígido de um conjunto rodotrem** - trabalho de conclusão de curso apresentado como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro mecânico – Caxias do Sul – Universidade de Caxias do Sul, 2003.

Branco, C. M.; Fernandes, A. Augusto; Castro, Paulo M. S. Tavares de Castro. **Fadiga de estruturas soldadas**. 2. ed. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1999.

Colim, G.M. **Fadiga dos materiais**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Maio 2006

Dowling, N. E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for deformation, fracture and fatigue**. 3. ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2007.

Hibbeler, R. C. **Resistência dos materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

Hoss, G. U. **Análise de tensões em componentes de uma suspensão pneumática** – Porto Alegre - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

Neto, Carlos D.; Pinto, Elton C. V.; Matozo, Luciano T.; Souza, Rodrigo P. **Análise dinâmica de um chassi de reboque de camping** - Porto Alegre – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2003.

Norton, R.. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

Peres, G. **Uma metodologia para simulação e análise estrutural de veículos de transporte de carga** - Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia - Porto Alegre – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009

Reckziegel, G; Schimidt M. A. **Uma metodologia para análise de vida para um semi-reboque para transporte de automóveis** - Porto Alegre – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002.

Remala, S.N. R. **Nonlinear transient finite element simulations of beam parametric response including quadratic damping** - Trabalho de Conclusão de Curso - University of Kentucky, 2005.

Shigley, J. E.; Mischke, Charles R.; Budynas, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

Simões, H. J. M. **Análise Pseudo-Dinâmica de um fole múltiplo de uma Suspensão Pneumática** - Dissertação apresentada para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica - Portugal - Universidade de Aveiro

Soriano, H. L. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. São Paulo: Editara da Universidade de São Paulo, 2003.

Suresh, S. **Fatigue of Materials**. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.

ANEXO

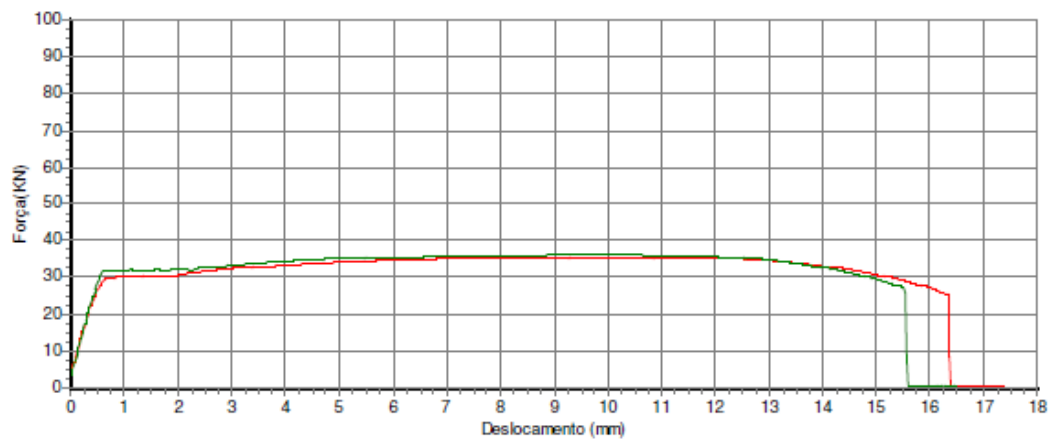
ANEXO A – RELÁTÓRIO DO ENSAIO MECÂNICO

Relatório de Ensaios Destrutivos

Nome do Lote:	LNE 38 6,35MM	Data do Lote:	27/03/2014
Nome do Método:	CHAPA LNE 38	Tipo do Extensometro:	Nenhum
Tipo do Equipamento:	Versat-600K	Célula de Carga:	300 Kgf
Velocidade do Ensaio:	20 mm/min	Sentido do Ensaio:	Tração
Ensaio Realizados:	2	Ensaio Válidos:	2

Dados Técnicos do Lote

Ensaio	Área do C.P.	Força Máxima	Resistência Máxima	Deformação Específica	Deformação Permanente	Palamar de escoamento	Módulo de Elasticidade
Numero	mm ²	KN	MPa	%	%	MPa	MPa
2	67,310	35,36	525,3	24,844	23,888	443,5	50274
1	67,310	36,20	537,8	23,514	22,572	473,4	59094
Mínimo	67,310	35,36	525,3	23,514	22,57	443,5	50274
Máximo	67,310	36,20	537,8	24,844	23,89	473,4	59094
Média	67,310	35,78	531,5	24,179	23,23	458,5	54684
Mediana	67,310	35,78	531,5	24,179	23,23	458,5	54684
Desvio	0,000	0,42	6,2	0,665	0,66	14,9	4410
Variânci	0,000	0,18	39,1	0,443	0,43	223,5	19446336



Continua...

Continuação...



Relatório de Ensaio
LAMEC - (FG 205 rev 02)
 Laboratório de Ensaios Mecânicos de Caxias do Sul
 Telefone/Fax: (54) 3218.2168



Cliente:	Silpa Peças e Equipamentos Ltda.	Nº 00216/14
Endereço:	RS 122, km 2, nº 6 - Novo Perimetro	
Cidade:	Caxias do Sul - RS	
Natureza do trabalho:	ENSAIO DE TRAÇÃO	Data do ensaio: 27/02/14
Identificação do cliente:		Temperatura: 22,9 °C
01 amostra do eixo tubular forjado, material FB 70, identificado por 029.		Fl: 1 / 2

Procedimento:

Método de ensaio conforme procedimento interno LAMEC-PE 001 rev.10, em atendimento à norma NBR 6892-1:2013.

Equipamentos utilizados:

- Paquímetro - P6 (0-200) mm, marca: Mitutoyo - Certificado de calibração nº 19238-13; válido até 28/10/14.
- Máquina de ensaio universal - Marca: EMIC - DL 20000, nº série: 016
- Calibrado conforme Certificado: EMIC - nº 513/13, válido até 19/06/15.

A incerteza expandida de medição relatada "U" é declarada como incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k, o qual para uma distribuição t com graus de liberdade efetivos [Veff] corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02 [1999]. Os valores de k estão apresentados na tabela de resultados.

RESULTADOS:


Identif. nº	Área (mm²)	Tensão de Escoamento		Resistência à tração		Alongamento			Redução de área		Escala (ton)
		(MPa) ± (%)	k	(MPa) ± (%)	k	l ₀ (mm)	(%)	k	(%)	k	
029	63	496 ± 1,1	2,06	708 ± 0,9	2,06	45	25 ± 0,1	2,20	61 ± 0,1	2,20	20

Observação:



- Conversões: 1 MPa = 1 N/mm² = 0,102 kgf/mm² = 10,2 kgf/cm² = 145 psi.
- Os resultados têm significação restrita às amostras ensaiadas, não sendo autorizado reprodução parcial deste documento.
- O critério de amostragem adotado foi determinado pela cliente sobre o qual assume a responsabilidade.
- (l₀) é o comprimento inicial proporcional. Velocidade de ensaio: 8,0 mm/min (±2,5 mm/min)
- A tensão de escoamento (offset), foi determinada a 0,2 % do ponto de intersecção da linha paralela à curva.

Engº Albano Luiz Weber
 Signat. Aut. CREA RS 065914-D

ANEXO B – CERTIFICADOS DE MATÉRIA PRIMA



Vallourec Tubos do Brasil S.A.
USINA BARREIRO - Bebo Horizonte - MG - Brasil
CEP: 30161-970 - Caixa Postal: 1453

Certificado de Inspeção
(De acordo com DIN EN 10204-3.1) Folha: 1 / 3

N°.: 0050603167

Cliente: SILPA PEÇAS E EQUIPAMENTOS LTDA

Inspeção: VALLOUREC TUBOS DO BRASIL S.A.

PRODUTO: TUBO DE AÇO SEM COSTURA , FORJADO , PONTA LISA , NORMALIZADO
GRAU DO AÇO: FB 70
DESENHO: DFT 00W - 14-01.2005
PROTEÇÃO SUPERFICIAL- EXTERNA: SEM PROTECAO
COMPRIMENTO: FIXO 2218,00 mm TOLERANCIAS: -0,00 mm \ +14,00 mm

Corrida	Amarrado	Peças	Completamento(m)	Peso (Kgf)
124450	0013170460	10	0,00	1387
	Total	10	0,00	1387

Cod. Material: 320354
Pedido Usinar: 309207 / 10
Pedido Cliente: 22675-2

País: Brasil
Num. Material Cliente (NCMI): 3020100896

O PRODUTO FOI APROVADO NOS SEGUINTE TESTES/INSPEÇÕES: DIMENSIONAL # VISUAL # TESTE DE PARTÍCULAS MAGNÉTICAS #

Composição Química (%)															
Processo: Forno básico a oxigênio, aço acalmado															
	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Al	Cu	V	Nb	Ti	N	
Análise de Corrida	Min	1,400			0,200				0,020					0,0065	
	Max	1,800	0,020	0,020	0,500						0,180				
Corrida	Lote Controle														
124450	00002281684	0,20	1,68	0,016	0,002	0,37	0,01	0,20	0,01	0,022	0,010	0,151	0,001	0,002	0,0168

Ensaio de Tração

Direção do Corpo Prova: Longitudial		Temperatura: Ambiente			Medida L ₀ =50	
		Área LE (MM ²)	RT (MPa)	AL (%)	Área AL (MM ²)	AL (%)
	Especificadas:	Mín	400	608	20	
		Max				
Corrida	Lote Controle					
124450	00002281684		80,1	514	723	24

LE-Limite de Escoamento; RT-Resistência à Tração; AL-Alongamento.

30/09/13 clee

APROVADO

Continuação...

CSN	Companhia Siderúrgica Nacional Rua 908, Lajeado Novo, Km 1,081 s/nº CEP 37040-000 - Vila Santa Cecília - Vista Belo Horizonte	Número 0000553356	Código Cliente 3074	Contrato 000055336 PRATA 3º BIENAL CINQUA ANOS GROSSA SAN-ORIENTE EM NOROESTE PRZO ANOS - 301.844	Ordem Vendas 0077903/000002	Data 05-06-2014	Folha 1 / 3								
Lista de Embarque e Certificado de Conformidade															
<p>Cliente FRANZTIARICA INDUSTRIA S/A F. FERRAMENTAS DE TIRAR DA Endereço (Faturamento) RUA SET 432 - BK 60 31073 CENTRO DO BOM NOSSA SENHORA DA SAUDE - CEP:03040-140 - RJ - 34</p> <p style="text-align: right;">Data: 06/05/14</p>															
----- Análises Químicas (N) -----															
FIABR	C	Wh	Y	#	81	Ca	Ni	Co	Al	M	Si	P	S	B	Ca
E000021	0,0778	1,0136	0,0178	0,0560	0,0730	0,0730	0,0088	0,0130	0,0248	0,004660	0,4370	0,0038	0,0040	0,0003	0,0000
E000033	0,0810	0,0820	0,0138	0,0570	0,0140	0,0130	0,0088	0,0130	0,0018	0,004000	0,4370	0,0048	0,0080	0,0003	0,0000
E000033	0,0200														
E000033	0,0010	0,0020	0,0193	0,0070	0,0140	0,0130	0,0088	0,0130	0,0018	0,004000	0,4370	0,0048	0,0080	0,0003	0,0000
----- Propriedades Mecânicas / Magnéticas / Metalográficas -----															
Lote	Certidão	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN	SE_TN
8470346100	461348	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa
8470346000	461378	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa	812 MPa
Lote	Certidão	Plano	Espectro	Tampão	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas	Com. Teóricas
8470346100	461348	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa	848 MPa
8470346200	461378	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa
8470346000	841378	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa	800 MPa
TOTAL Lotes:	0001	Peso Líquido (MT):	36,140	Peso Bruto (MT):	36,306										

CERTIFICAMOS QUE O MATERIAL AQUI RELACIONADO FOI PRODUZIDO, INSPECIONADO, ENSAIADO E ANALISADO EM Nossos LABORATÓRIOS DE ACORDO COM OS REQUISITOS DA NORMA DE ESPECIFICAÇÃO PRIMA															
ELEMENTOS QUÍMICOS EXIGIDOS PELA ESPECIFICAÇÃO ENCOMENDADA : C, S, P, MN, SI, AL, NI, V,															
Preparado: Dêlio Pinheiro															
Técnico de Desenvolvimento															
<i>Dêlio Pinheiro</i>															
Visor: Davio Augusto de Souza															
Ger. Geral de Processos Siderúrgicos															
<i>D. Souza</i>															

APROVADO

DE 06/05/14