

Lawrence Tack Wen Yan

Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de
componentes do veículo Baja SAE submetidos a esforços de fadiga

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

São Paulo

2011

Lawrence Tack Wen Yan

Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de
componentes do veículo Baja SAE submetidos a esforços de fadiga

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

Área de concentração:

Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Dr. Flávio Celso Trigo

São Paulo

2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Yan, Lawrence Tack Wen

**Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de componentes do veículo Baja SAE submetidos a esforços de fadiga / L.T.W. Yan. – São Paulo, 2011.
147 p.**

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1. Suspensão 2. Manga de eixo 3. Fadiga 4. Dano acumulado
5. Análise dos elementos finitos I. Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Flávio Celso Trigo pela dedicação e paciência não apenas neste trabalho, mas também em todas as atividades que desempenhei na equipe de Baja sob sua orientação.

Ao Engenheiro Marcos Alves Rabelo e ao Técnico em eletrônica Robson Moises da Silva por disponibilizarem seu tempo para que a equipe pudesse utilizar a máquina de ensaios MTS e ao Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho por fornecer os extensômetros utilizados neste trabalho.

A todos os integrantes e professores envolvidos com a Equipe Poli de Baja que ajudaram direta ou indiretamente na execução deste trabalho.

Por fim a minha família por ter me dado condições para me dedicar integralmente aos estudos durante a graduação.

Nunca pense que o sucesso deve-se somente ao seu próprio desempenho. Se você começar a ouvir apenas a si mesmo, você dará o primeiro passo em direção ao fundo. As flores da vitória pertencem a muitos.

(Michael Schumacher)

RESUMO

Neste trabalho foram analisadas as tensões cíclicas atuantes sobre a manga de eixo dianteira do protótipo fora de estrada desenvolvido pela Equipe Poli de Baja. Buscou-se criar uma metodologia de estudos de fadiga auxiliada por análises em elementos finitos que pudesse ser utilizada por novos membros da equipe em estudos futuros.

Em um primeiro momento foi estudada a qualidade das malhas desenvolvidas pela equipe. Este trabalho envolveu a instrumentação da manga de eixo do protótipo 2008 com extensômetros. A peça foi submetida a um carregamento utilizando a máquina de ensaios MTS e os resultados de deformação foram comparados com os encontrados por meio de análises em elementos finitos. Nesta etapa do trabalho foram estudados princípios básicos da extensometria, bem como das análises em elementos finitos.

Posteriormente foi feita uma revisão bibliográfica referente aos estudos de fadiga e dano acumulado. Estes critérios foram utilizados para analisar a integridade estrutural do componente. Para encontrar as entradas para os cálculos de fadiga, foi necessário levantar as tensões atuantes no componente. Foram realizados testes de campo com o protótipo 2011, onde os amortecedores foram instrumentados com sensores que mediam o seu deslocamento. Com base nestes dados foram realizados os cálculos de fadiga do componente. Os resultados mostraram que as tensões na manga de eixo são baixas e combinadas com a baixa quantidade de ciclos aos quais a peça é exposta indicam que existem possibilidades de otimização do componente.

Palavras-chave: Suspensão. Manga de eixo. Fadiga. Dano acumulado. Análise em elementos finitos.

ABSTRACT

This study analyzed the cyclic tensions acting on the steering knuckle of the off-road prototype developed by the Poli Baja Team. It was attempted to create a methodology for fatigue studies aided by finite element analysis that could be used by new members of the team in future works.

At first it was studied the quality of the meshes used by the team. This work involved the instrumentation of the 2008 prototype steering knuckle with strain gages. It was used a MTS testing machine to submit the component to a controlled load and the strain results where compared with the ones obtained with the use of finite element analysis. In this stage were studied the basic principles of the strain gages and finite element analysis.

It was also developed a bibliographic revision referent to the studies of fatigue and cumulative damage. Those criteria where used to analyze the structural integrity of the component. To obtain the inputs to the fatigue calculus, it was necessary to evaluate the acting stresses on the component. Field tests were performed with the 2011 prototype using shock displacement sensors. The component fatigue study was developed based on the test data. The results indicated low stresses on the steering knuckle and also considering the low cycles upon the component, the results suggest possibilities to optimize the component.

Key words: Suspension. Steering Knuckle. Fatigue. Cumulative damage. Finite element analysis.

Índice.

Lista de figuras.....	vii
Lista de tabelas	xiii
1. Introdução	1
Suspensão de um protótipo baja	2
2. Extensometria	7
Princípio de funcionamento	7
Medição de sinais	10
Medição de deformações e tensões multiaxiais	12
3. Teste de tração da manga do protótipo 2008.....	17
Posição dos extensômetros.....	18
Aparato de ensaio.....	21
Aparato de fixação.....	24
Resultados do primeiro ensaio	27
Resultados do segundo ensaio.....	30
4. Análise em elementos finitos	35
Conceitos básicos dos modelos em elementos finitos.....	35
Ordem dos elementos e qualidade da malha	37
Análise da manga do protótipo 2008	41
5. Fadiga	46
Histórico.....	47
Processo de fadiga	48
Tensões cíclicas	51
A curva S-N	53
Limite de fadiga	55

Diagramas de vida constante	57
Criando o diagrama de Goodman-modificado	60
6. Dano acumulado	68
Regra de dano linear de Palmgren-Miner	68
Teoria de Marco-Starkey	69
Teoria de dano linear em dois estágios	71
Controle de fadiga por deformação	73
Influência da tensão média no ciclo de deformações	75
Propriedades de fadiga para ligas de alumínio	76
Tensões multiaxiais	78
Métodos de Sines e Von Mises	79
7. Esforços atuantes.....	81
Modelo de um quarto de veículo.....	81
Testes com sensor de deslocamento do amortecedor	89
Resultados do teste de deslocamento do amortecedor	93
8. Análise em elementos finitos da Manga do protótipo 2012	105
Condições de contorno	106
Transportando a força do amortecedor para a roda	107
Resultados das análises	115
9. Análise dos resultados e conclusão	120
10. Bibliografia.....	122

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 - Protótipo Baja da Equipe Poli na competição Baja SAE <i>South Carolina</i> em 2010.	2
Figura 1-2 – Prova de aceleração na competição Baja SAE Kansas 2011.	3
Figura 1-3 – Teste simulando a prova de tração com o protótipo 2010.	4
Figura 1-4 – Prova de <i>Suspension & Traction</i> na competição Baja SAE Kansas 2011.	5
Figura 2-1 - Deformação em material submetido a forças de tração e compressão. Retirado de (Kyowa).	8
Figura 2-2 - Extensômetro, adaptado de (Kyowa).	10
Figura 2-3 - Ponte de Wheatstone montada com um extensômetro, adaptado de (Kyowa).	11
Figura 2-4 - Diferentes montagens de extensômetros em pontes de Wheatstone, adaptado de (Kyowa).	12
Figura 2-5 - Disposição de extensômetros em uma roseta de 45°, retirado de (Kyowa).	13
Figura 2-6 - Deformação de cisalhamento $\gamma_{x_1y_1}$ associada aos eixos x_1y_1 , retirado de (Gere, 2003).	14
Figura 3-1 - Manga dianteira do protótipo 2008.	17
Figura 3-2 - Ponto de tensão máxima próximo ao engaste (119.4 MPa)	18
Figura 3-3 - Tensão no raio de arredondamento (42.3 MPa)	19
Figura 3-4 - Extensômetro desalinhado, retirado de (Kyowa).	20
Figura 3-5 - Máquina de ensaios universal MTS.	22

Figura 3-6 - Painel da máquina de ensaios MTS	22
Figura 3-7 - Sistema de aquisição de dados Lynx.....	23
Figura 3-8 - Aparato de fixação	24
Figura 3-9 - Região fresada do aparato de fixação	27
Figura 3-10 - Posição dos extensômetros no ensaio de tração.....	28
Figura 3-11 - Resposta do extensômetro um durante o primeiro ensaio. Força aplicada de 2000 N.	29
Figura 3-12 - Resposta do extensômetro dois durante o primeiro ensaio. Força aplicada de 2000 N.	29
Figura 3-13 - Ensaio 2 - Extensômetro 1 - Força 1.	32
Figura 3-14 - Ensaio 2 - Extensômetro 2 - Força 1.	33
Figura 3-15 - Gráfico da deformação dos extensômetros pela carga aplicada.	34
Figura 4-1 - Discretização de um componente em elementos finitos, retirado de (Zienkiewicz, 2005).	36
Figura 4-2 - Deformação de um elemento plano de primeira ordem, adaptado de (Zienkiewicz, 2005).	38
Figura 4-3 - Deformação de um elemento plano de segunda ordem, adaptado de (Zienkiewicz, 2005).	39
Figura 4-4 - Comparação entre elementos tridimensionais de primeira e segunda ordem, adaptado de (Zienkiewicz, 2005).....	39
Figura 4-5 - Comparação entre um elemento com proporção um e outro com proporção elevada, retirado de (SolidWorks).	41
Figura 4-6 - Região escolhida para o refinamento da malha.....	42
Figura 4-7 - Região do raio de arredondamento com malha refinada.....	42

Figura 4-8 - Resultados da simulação do teste de ensaio de tração.....	43
Figura 4-9 - Comparação entre a relação de deformação por carga aplicada entre o teste e a análise em elementos finitos	45
Figura 5-1 - Estágios da falha por fadiga, retirado de (Carneiro, 2002).	49
Figura 5-2 - Marcas de praia durante a propagação da trinca, adaptado de (Starke Junior, 1979).....	50
Figura 5-3 - Ciclo de tensão revertido, retirado de (Chagas, 2009).....	51
Figura 5-4 - Ciclo de tensão repetido, retirado de (Chagas, 2009).....	52
Figura 5-5 - Ciclo de tensões aleatórias, retirado de (Chagas, 2009).	52
Figura 5-6 - Curva S-N para materiais ferrosos, retirado de (Chagas, 2009)...	54
Figura 5-7 - Curva S-N para materiais não ferrosos, retirado de (Chagas, 2009).	54
Figura 5-8 - Influência da tensão média, adaptado de (Chagas, 2009).....	55
Figura 5-9 - Fator de correção do limite de fadiga para acabamento superficial, retirado de (Shigley, 2008).	57
Figura 5-10 - Diagramas de vida constante, retirado de (Shigley, 2008).	58
Figura 5-11 - Diagrama de Goodman-modificado para o alumínio 7075-T6	61
Figura 5-12 - Relação entre os diagramas S-N e de vida constante com a curva de Goodman, retirado de (Norton, 1998).	62
Figura 5-13 - Aproximação da curva S-N por retas para materiais ferrosos, adaptado de (Norton, 1998).	64
Figura 5-14 - Aproximação da curva S-N por retas para materiais não ferrosos, adaptado de (Norton, 1998).	65
Figura 6-1 - Relação entre dano e razão de ciclo para o critério de Marco-Starkey, adaptado de (Fatemi, et al., 1998).	70

Figura 6-2 - Regra de dano linear em dois estágios para um carregamento H-L, adaptado de (Fatemi, et al., 1998).	72
Figura 6-3 - Relação entre a amplitude de deformações e a quantidade de revoluções até a falha, adaptado de (Becker, et al., 1990).	74
Figura 7-1 - Modelo de um quarto de veículo, retirado de (Likaj, et al., 2010).	82
Figura 7-2 - Resposta do modelo de um quarto de veículo para uma entrada degrau de 0,1m	86
Figura 7-3 - Modelos esquemáticos de suspensão veicular, adaptado de (Levesley, et al., 2003).	87
Figura 7-4 - Entrada para os modelos de suspensão representando uma vala, retirado de (Levesley, et al., 2003).	88
Figura 7-5 - Comparação entre as respostas dos modelos para uma entrada degrau de 120 mm, adaptado de (Levesley, et al., 2003).	88
Figura 7-6 - Comparação entre as respostas dos modelos para uma entrada degrau de 120 mm, adaptado de (Levesley, et al., 2003).	89
Figura 7-7 - Sensor de deslocamento do amortecedor	90
Figura 7-8 - Rampa com altura ajustável na configuração (a) baixa e (b) alta.	91
Figura 7-9 - Recriação do <i>bump track</i> na pista de testes.	92
Figura 7-10 - Vala utilizada nos testes com o sensor de deslocamento do amortecedor.	93
Figura 7-11 - Posição de veículo no terreno de testes.	94
Figura 7-12 - Detalhe do deslocamento dos amortecedores no momento da passagem do obstáculo da rampa na posição baixa.	97
Figura 7-13 – Força, velocidade e deslocamento do amortecedor no momento do impacto para o obstáculo da rampa baixa.	98

Figura 7-14 - Batente da suspensão solicitado durante a compressão do amortecedor.	100
Figura 7-15 – Resposta para o obstáculo da rampa alta.....	101
Figura 7-16 – Resposta para o <i>bump track</i> à velocidade de 15km/h.	102
Figura 7-17 – Resposta para o <i>bump track</i> à velocidade de 35km/h.	102
Figura 7-18 - Resposta para passagem pela guia com a roda esquerda.	103
Figura 7-19 - Resposta para passagem pela guia com as duas rodas.	103
Figura 7-20 - Resposta para passagem pela vala.....	104
Figura 8-1 - Comparação entre as mangas do protótipo 2011 (a) e 2012 (b).	105
Figura 8-2 - Condições de contorno aplicadas a uma manga de suspensão, retirado de (Pingqing, et al., 2011).	106
Figura 8-3 - Condições de contorno impostas ao modelo da manga do protótipo 2012	107
Figura 8-4 - Forças atuantes no sistema de suspensão do tipo duplo A, retirado de (Happian-Smith, 2002).	108
Figura 8-5 - Equilíbrio de forças da manga de eixo, retirado de (Happian-Smith, 2002).	109
Figura 8-6 - Equilíbrio de forças no braço inferior da suspensão, retirado de (Happian-Smith, 2002).	110
Figura 8-7 - Pontos de referência para a construção dos triângulos de força para o sistema de suspensão do protótipo 2012.....	111
Figura 8-8 - Tensões sobre a manga dianteira para um sobre carregamento de 3500 N.....	115
Figura 8-9 - Tensões sobre a manga dianteira para um carregamento da rampa alta	117

Figura 8-10 - Diagrama de Goodman modificado para o carregamento da rampa alta	117
---	-----

LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1 - Tensões principais no raio de arredondamento, medidas na simulação preliminar em elementos finitos.....	20
Tabela 3-2 - Carga de ruptura de parafusos (N), adaptado de (ISO 898-1, 1999).....	25
Tabela 3-3 - Comprimento de rosca engajada recomendado - Furo não passante, conforme (ISO 898-1, 1999).....	26
Tabela 3-4 - Patamares de força para os novos ensaios	32
Tabela 3-5 - Relação entre as deformações nos extensômetros e a carga aplicada.....	33
Tabela 4-1 - Comparação entre os resultados do teste de tração e a análise em elementos finitos.	44
Tabela 5-1 - Cronologia dos estudos de fadiga, retirado de (Chagas, 2009)... ..	47
Tabela 5-2 - Propriedades mecânicas do alumínio 7075-T6, retiradas de (MatWeb, 2011).....	62
Tabela 7-1 - Parâmetros estimados do protótipo 2010 para uso no modelo de um quarto de veículo.....	85
Tabela 7-2 - Parâmetros geométricos do amortecedor.	98
Tabela 7-3 – Tipos de obstáculos utilizados no teste.....	101
Tabela 8-1 - Relação entre a força na roda e no amortecedor para diferentes comprimentos do amortecedor.....	112
Tabela 8-2 - Esforços atuantes durante a travessia dos obstáculos	113
Tabela 8-3 - Forças máximas aplicadas na roda para cada obstáculo	114

Tabela 8-4 - Resultados para os cálculos de fadiga pelo critério de Goodman modificado e dano acumulado por Palmgren-Miner.	119
--	-----

1. INTRODUÇÃO

A motivação deste trabalho é a validação das análises estruturais desenvolvidas pela Equipe Poli de Baja. Por se tratar de um veículo fora de estrada, os protótipos Baja SAE são constantemente submetidos a forças vindas do terreno, principalmente em se tratando dos componentes da suspensão e direção. Por este motivo, ao longo dos anos a Equipe Poli vem gradualmente desenvolvendo o uso de análises estruturais em elementos finitos destes componentes, visando garantir a sua integridade durante a competição.

Este trabalho tem como objetivo analisar as tensões de fadiga causadas por carregamentos cíclicos sobre o conjunto de suspensão do Baja, em específico sobre a manga dianteira. Para tanto serão feitas análises em elementos finitos para levantar estas tensões. Para garantir a qualidade das simulações, foi desenvolvido um teste com extensômetros em uma manga do protótipo 2008. As tensões medidas em teste de bancada foram comparadas com as obtidas em análises estruturais em elementos finitos. O objetivo foi garantir que as tensões obtidas no teste sejam as mesmas alcançadas no *software* de simulação.

Após a escolha do *software* adequado e da validação da malha em elementos finitos, o trabalho irá focar na aquisição de dados referentes às cargas de entrada a serem utilizadas nas simulações. Estas cargas serão aquisitadas em campo, representando um cenário fiel dos carregamentos sofridos pelo Baja durante uma competição.

Por fim, os carregamentos obtidos nos testes foram utilizados em análises em elementos finitos da manga dianteira. Estas análises foram utilizadas para desenvolver cálculos de fadiga e dano acumulado para avaliar a integridade estrutural do componente.

Suspensão de um protótipo baja

Baja SAE é um veículo protótipo fora de estrada projetado e construído por estudantes para participar de competições promovidas pela SAE (Sociedade de Engenheiros da Mobilidade) que envolvem faculdades do mundo todo, Figura 1-1. A competição avalia a qualidade do projeto como um todo, desde a segurança e conforto do veículo, seu potencial de comercialização, a qualidade técnica do projeto e também o desempenho dinâmico do carro.



Figura 1-1 - Protótipo Baja da Equipe Poli na competição Baja SAE *South Carolina* em 2010.

As provas nas competições Baja SAE são divididas em duas categorias: dinâmica e estática. Dentre as estáticas estão a apresentação e o relatório do projeto, usados pelos juízes para avaliar as decisões de engenharia tomadas pelos alunos ao longo da concepção do protótipo.

Por outro lado, as provas dinâmicas visam avaliar o desempenho dos protótipos em relação aos concorrentes. Por se tratar de um veículo fora de estrada, grande parte destas provas resulta em esforços significativos no sistema de suspensão. Cada competição pode escolher quais provas dinâmicas irão compor a pontuação geral; mas em sua grande maioria, as organizações têm optado pelo mesmo tipo de prova, que serão listadas a seguir.

- Aceleração e velocidade

Essa prova normalmente consiste em medir o tempo de aceleração do veículo em 30 metros e sua velocidade em 100 metros em uma pista instrumentada nestes dois pontos.



Figura 1-2 – Prova de aceleração na competição Baja SAE Kansas 2011.

- Tração ou *Pull track*

A prova de tração consiste basicamente em avaliar a capacidade dos veículos em puxar certa carga determinada pelos organizadores. Geralmente esta carga é um trenó cuja carga varia conforme o protótipo o arrasta para a frente.



Figura 1-3 – Teste simulando a prova de tração com o protótipo 2010.

- *Suspension & Traction*

Derivada das competições internacionais, essa prova foi introduzida no Brasil com o objetivo de avaliar a capacidade de transposição de obstáculos mais pesados como troncos, pedras e buracos, juntamente com a sua agilidade em curvas tanto em baixas quanto em altas velocidades.



Figura 1-4 – Prova de *Suspension & Traction* na competição Baja SAE Kansas 2011.

- Enduro de resistência

O enduro de resistência é a prova que possui a maior importância na competição, pois compreende 40% do total de pontos disputados. A pontuação máxima é dada para o veículo que completar o maior número de voltas em 4 horas.

Dentre as provas da competição, o enduro de resistência e o *suspension & traction* representam os maiores carregamentos para as geometrias de suspensão. Estas provas apresentam um índice elevado de quebras dos veículos, geralmente por falhas em componentes da suspensão. Por representar grande parte dos pontos da competição, torna-se extremamente

importante que o protótipo seja confiável o suficiente para não apresentar falhas durante estas provas.

Devido à busca da equipe por um melhor desempenho do veículo, grande parte dos componentes da suspensão e direção são fabricados em alumínio, diminuindo a massa total do protótipo. A escolha por este tipo de material exige que sejam feitos estudos mais detalhados acerca de sua integridade estrutural. Este é o motivo pelo qual este trabalho busca apresentar para os futuros membros da equipe uma metodologia de cálculo estrutural que poderá auxiliar no projeto de novos componentes. Em um primeiro momento, será feita um estudo breve sobre extensometria e a construção das malhas em elementos finitos utilizadas pela equipe.

2. EXTENSOMETRIA

Este capítulo abordará brevemente o funcionamento dos extensômetros utilizados para medições de deformações. Serão apresentados os conceitos básicos de funcionamento e utilização deste componente, retirados do manual oferecido pela empresa *KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO*, uma das principais fornecedoras de extensômetros do mercado.

Princípio de funcionamento

O princípio de funcionamento de um extensômetro consiste na relação entre a deformação de um corpo e a sua resistência elétrica. Este efeito pode ser observado na 2-1 que define a resistência de um fio a partir de seus dados geométricos.

$$R = \frac{\rho L}{A} \quad 2-1$$

Onde, R – Resistência [ohms]

ρ – Resistividade do material [ohms/m]

L – Comprimento do fio [m]

A – Área transversal do fio [m²]

Ao ser deformado, um fio terá o seu comprimento L e sua área transversal A alterados. Medindo-se a variação da resistência deste fio, obtém-se a sua deformação e, conseqüentemente, as tensões atuantes. A deformação de um

material é a relação entre sua elongação e seu comprimento inicial quando submetido a uma força. A Figura 2-1, retirada de (Kyowa), ilustra a deformação de um corpo submetido a forças de tração e compressão. A deformação é então definida como na 2-2, (Gere, 2003).

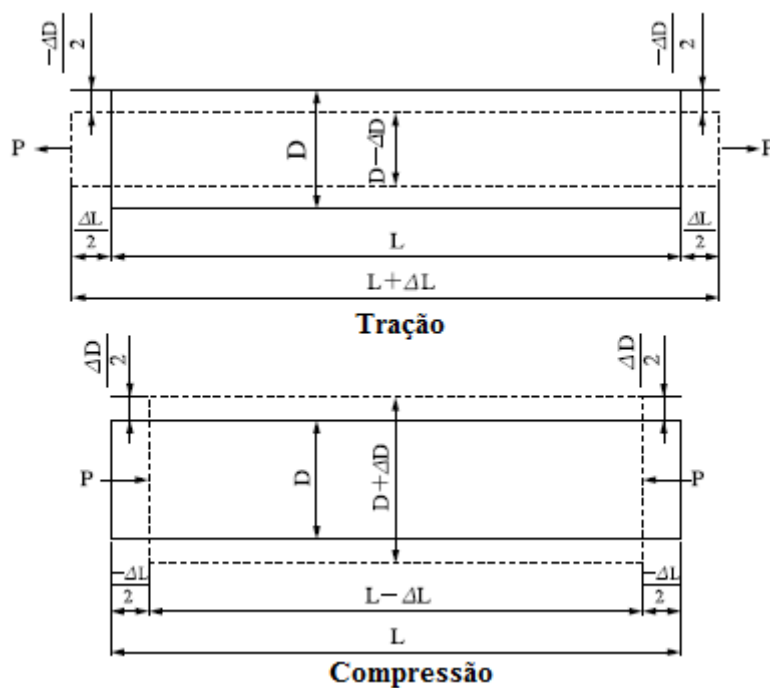


Figura 2-1 - Deformação em material submetido a forças de tração e compressão.
Retirado de (Kyowa).

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

2-2

Onde, ε – Deformação

ΔL – Elongação [m]

L – comprimento original [m]

Apesar de ser um adimensional, a deformação normalmente é apresentada com a unidade de $\mu\text{m}/\text{m}$, conhecida como *mili strain*.

A deformação de um corpo esta relacionada com a tensão aplicada a ele através da lei de Hooke, 2-3 (Gere, 2003). Normalmente o módulo de elasticidade E possui a unidade de GPa, desta forma a tensão σ é fornecida em MPa.

$$\sigma = E\varepsilon \quad 2-3$$

Cada material possui sua própria resistência. A variação desta resistência é associada com a deformação do material através de uma constante de proporção K_s , 2-4. Em um extensômetro este fator de proporcionalidade é fornecido pelo fabricante, permitindo o cálculo das deformações e tensões a partir da variação da resistência do material (Kyowa).

$$\frac{\Delta R}{R} = k_s \frac{\Delta L}{L} = k_s \varepsilon \quad 2-4$$

Um extensômetro, Figura 2-2, consiste de um fio de material conhecido envolto por um isolante elétrico. O extensômetro é anexado ao corpo de prova por meio de um adesivo, fazendo com que ele seja deformado junto com a superfície ao qual foi vinculado. Ao se medir a variação da resistência, é possível calcular a deformação do corpo ao qual o extensômetro foi anexado.

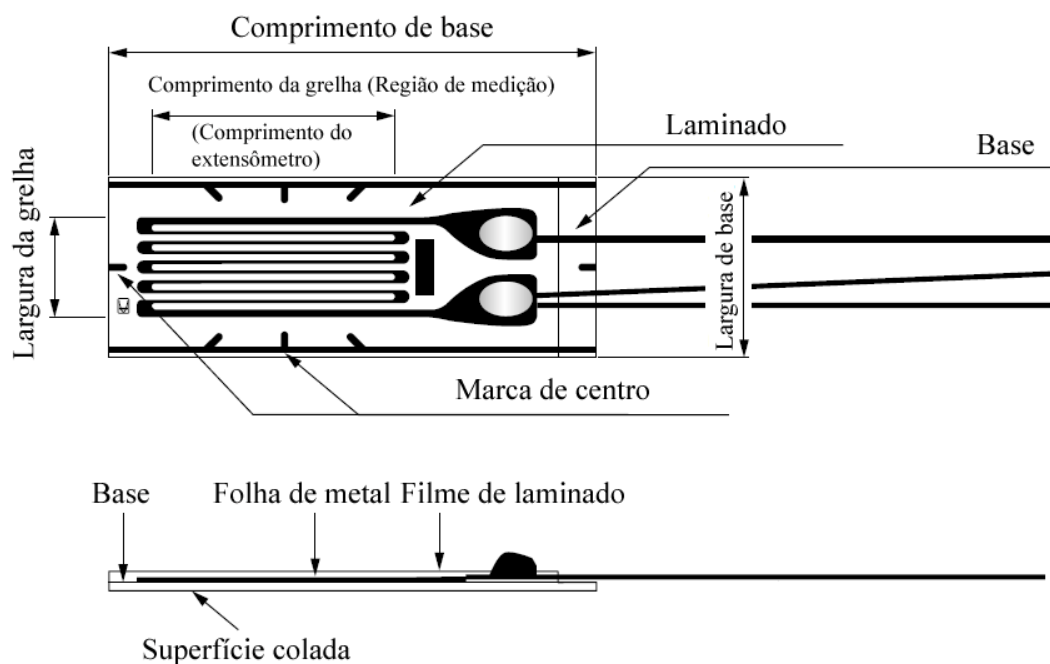


Figura 2-2 - Extensômetro, adaptado de (Kyowa).

Medição de sinais

Como foi mostrado na seção anterior, a medição das deformações e tensões em um corpo de prova é obtida através da medição da variação da resistência de um extensômetro. As variações de resistência nos extensômetros são muito baixas, impedindo que sejam medidas com o uso de multímetros convencionais. Para resolver problema, a variação de resistência é feita de maneira indireta, utilizando uma ponte de Wheatstone, Figura 2-3.

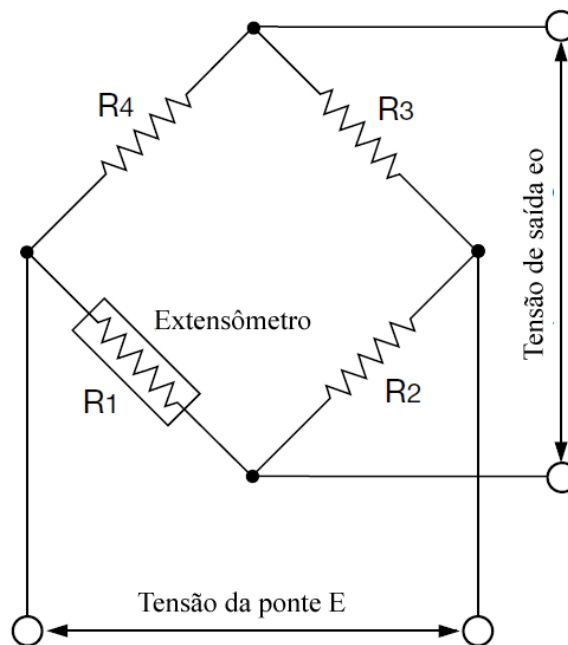


Figura 2-3 - Ponte de Wheatstone montada com um extensômetro, adaptado de (Kyowa).

Em uma ponte de Wheatstone, conforme se aplica uma tensão em dois terminais da ponte, surge uma tensão de saída nas outras extremidades, como mostrado na Figura 2-3. A 2-5 ilustra como estas tensões estão relacionadas com as resistências da ponte.

$$e_0 = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} E, \quad 2-5$$

onde E é a tensão aplicada e e_0 é a tensão de saída. Para medir a deformação em um extensômetro, ele é montado como uma ou mais resistências da ponte de Wheatstone, Figura 2-4. As outras resistências da ponte são definidas por uma caixa de resistores que consegue variar precisamente a sua resistência. As resistências são ajustadas de forma que a tensão de saída seja igual à tensão aplicada no início do experimento. Conforme o extensômetro é deformado, a sua resistência será alterada e medida a partir da variação da

tensão de saída. Com base na variação da resistência, a deformação da superfície à qual ele foi anexado é calculada através da 2-4 e a tensão por meio da lei de Hooke, 2-3.

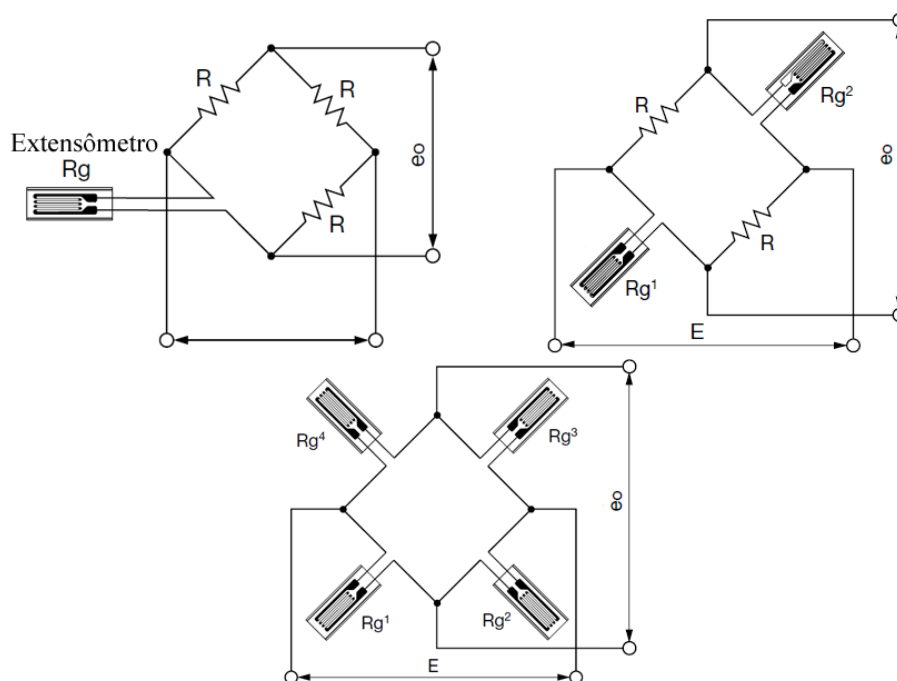


Figura 2-4 - Diferentes montagens de extensômetros em pontes de Wheatstone, adaptado de (Kyowa).

Medição de deformações e tensões multiaxiais

Os extensômetros medem as deformações apenas na direção alinhada com o posicionamento da grelha de medição. Em casos de carregamentos complexos onde a direção das tensões não é conhecida, pode-se utilizar um conjunto de extensômetros para medir as tensões em mais de uma direção. As empresas fornecem estes arranjos, conhecidos como rosetas, com ângulos conhecidos entre os extensômetros, Figura 2-5.

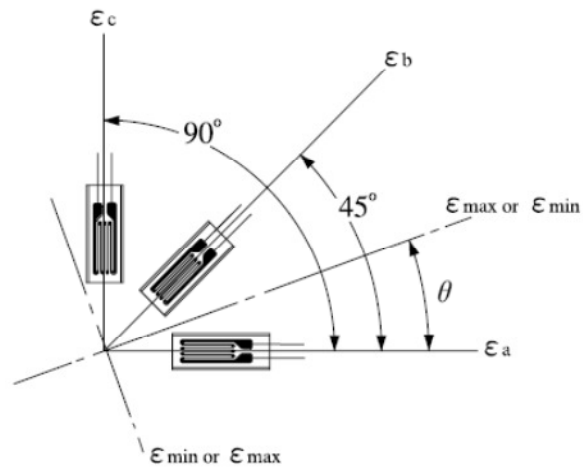


Figura 2-5 - Disposição de extensômetros em uma roseta de 45°, retirado de (Kyowa).

Na superfície de um elemento tensionado, o material está em um estado de tensão plana (Gere, 2003). Uma roseta pode obter este estado de tensões na superfície de teste por meio das equações de transformação para deformação plana. Podemos obter estas equações considerando dois sistemas de coordenadas defasados por um ângulo θ , como visto na Figura 2-6.

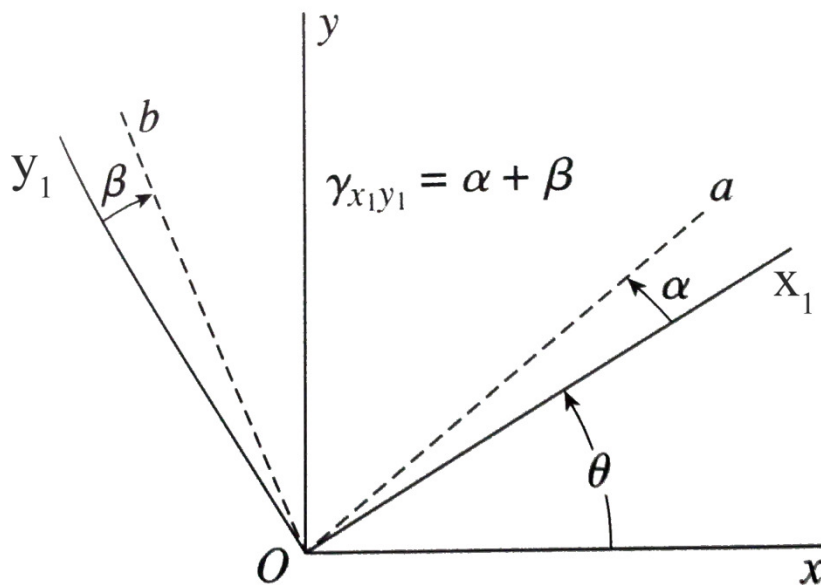


Figura 2-6 - Deformação de cisalhamento $\gamma_{x_1y_1}$ associada aos eixos x_1y_1 , retirado de (Gere, 2003).

A deformação de cisalhamento no eixo de coordenadas x_1y_1 é dada pela 2-6, enquanto a deformação em x_1 é obtida pela 2-7.

$$\frac{\gamma_{x_1y_1}}{2} = -\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \sin 2\theta + \frac{\gamma_{xy}}{2} \cos 2\theta \quad 2-6$$

$$\epsilon_{x_1} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2} \cos 2\theta + \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin 2\theta \quad 2-7$$

A deformação em y_1 é encontrada através da relação do círculo de Mohr que indica que a soma das deformações normais em direções perpendiculares é constante (2-8) (Gere, 2003).

$$\varepsilon_{x_1} + \varepsilon_{y_1} = \varepsilon_x + \varepsilon_y \quad 2-8$$

Estas relações também permitem achar as deformações principais (2-9) e as deformações de cisalhamento máximas (2-10). As deformações principais são definidas como as deformações em planos onde a deformação de cisalhamento seja nula. Analogamente, a deformação de cisalhamento máxima se dá em um plano onde as deformações normais são nulas.

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad 2-9$$

$$\frac{\gamma_{max}}{2} = \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad 2-10$$

Uma roseta disposta em 45° , como a ilustrada na Figura 2-5, considera as deformações ε_a e ε_c como sendo as deformações nos eixos x e y. A terceira deformação é utilizada para se obter a deformação de cisalhamento por meio da 2-7. Uma vez que se conhece o ângulo entre os extensômetros da roseta, a única incógnita acaba sendo a deformação de cisalhamento γ_{xy} . Resolvendo para γ_{xy} , obtêm-se a 2-11.

$$\gamma_{xy} = 2\varepsilon_b + \varepsilon_a + \varepsilon_c \quad 2-11$$

Com as deformações normais e a de cisalhamento em um determinado sistema de coordenadas, calculam-se as deformações principais por meio da

2-9. Com as deformações principais definidas, podem-se calcular as tensões por meio da lei de Hooke para tensões tri axiais. As deformações produzidas pelas tensões normais são sobrepostas para obterem-se as tensões resultantes (Gere, 2003).

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} [(1 - \nu)\varepsilon_x + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \quad 2-12$$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} [(1 - \nu)\varepsilon_y + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_z)] \quad 2-13$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} [(1 - \nu)\varepsilon_z + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y)], \quad 2-14$$

onde ν é o coeficiente de Poisson. No caso de tensões planas, as equações de Hooke são obtidas substituindo $\sigma_z = 0$.

3. TESTE DE TRAÇÃO DA MANGA DO PROTÓTIPO 2008

Nesta seção será detalhado o teste de tração da manga do protótipo de 2008, Figura 3-1. Este teste visou analisar as tensões reais no componente submetido a uma carga conhecida. Os resultados serão comparados com as simulações em elementos finitos de forma a analisar a qualidade das simulações e malhas desenvolvidas.

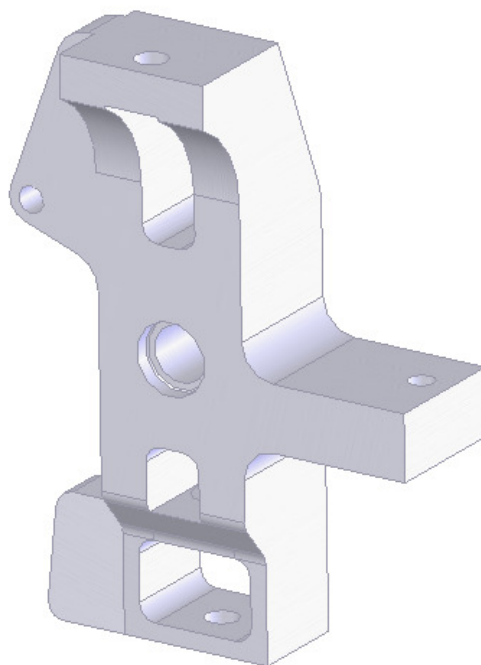


Figura 3-1 - Manga dianteira do protótipo 2008.

Posição dos extensômetros

Foram feitas análises preliminares em elementos finitos no software *SolidWorks Simulation* de forma a determinar as condições de contorno do ensaio. Nestas análises foi utilizado o critério de Von Mises para avaliar as tensões atuantes. O estudo simula a condição a ser utilizada no teste. Os pontos de fixação da suspensão são engastados por parafusos, enquanto uma força é aplicada fletindo o braço da direção. Neste estudo foram analisadas a tensão máxima, Figura 3-2, e a tensão no ponto de interesse, no caso no raio de arredondamento do braço da direção, Figura 3-3.

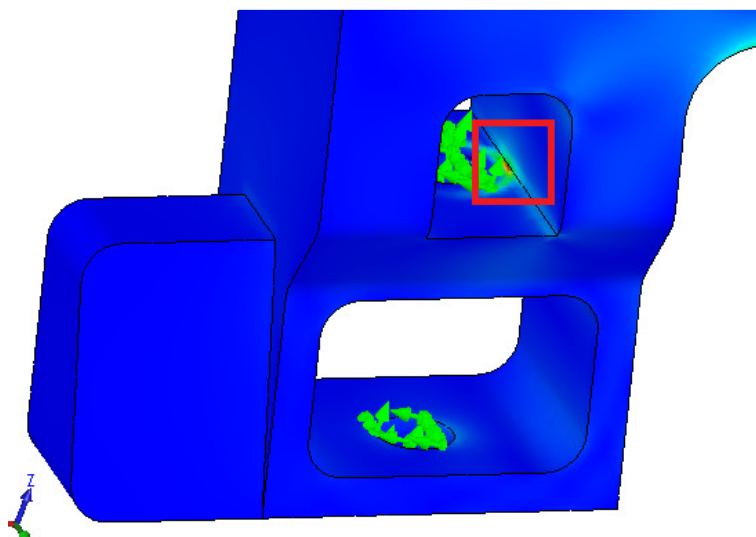


Figura 3-2 - Ponto de tensão máxima próximo ao engaste (119.4 MPa)

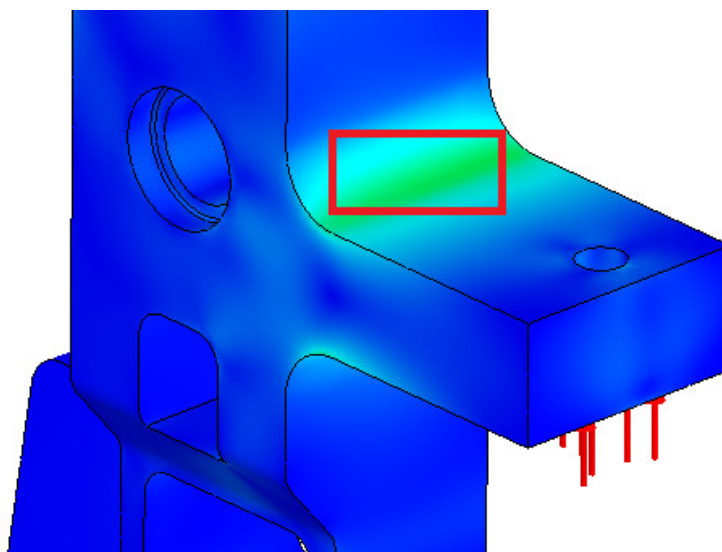


Figura 3-3 - Tensão no raio de arredondamento (42.3 MPa)

A força aplicada foi selecionada de maneira que resultasse em uma tensão mensurável no raio de arredondamento, ao mesmo tempo em que a tensão máxima próxima do engaste não ultrapassasse o escoamento do material. O material da manga é o alumínio 7075 T-6, com limite de escoamento de 421 MPa. Foi adotado como critério um coeficiente de segurança próximo de três. A força aplicada de 3000 N resultou em uma tensão máxima de 119,4 MPa, levando a um coeficiente de segurança de 3,53. Desta forma garante-se que o material não sofrerá deformações plásticas durante o experimento.

O principal objetivo das análises preliminares foi encontrar a melhor região para o posicionamento dos extensômetros. Devido ao maior custo, a equipe decidiu por não utilizar uma roseta para definir o estado plano de tensões em um ponto da superfície da manga. Uma vez que seriam utilizados extensômetros para medir as deformações em uma determinada direção, era necessário que esta direção fosse conhecida. Caso exista um desalinhamento entre o extensômetro e a tensão medida, como na Figura 3-4, deve ser feito um ajuste na sua leitura conforme a 3-1.

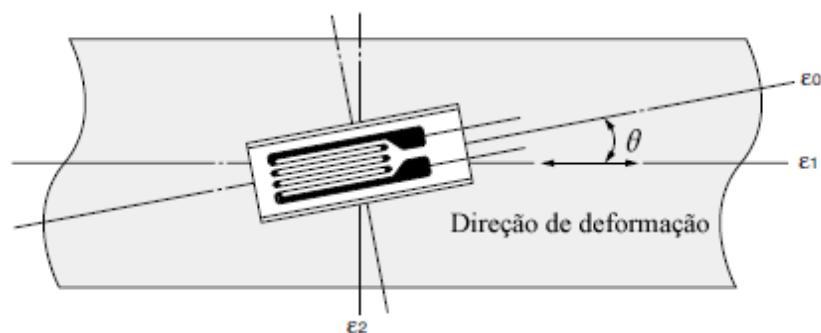


Figura 3-4 - Extensômetro desalinhado, retirado de (Kyowa).

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_1 \{ (1 - \nu) + (1 + \nu) \cos 2\theta \} \quad 3-1$$

Mesmo que seja possível compensar o desalinhamento de um extensômetro, o procedimento torna-se irrelevante se a direção da tensão for desconhecida. Por este motivo recomenda-se o uso de extensômetros em concentradores de tensão, como os raios de arredondamento. Estes concentradores tem a característica de direcionar as tensões através da sua linha de curvatura. Uma vez que se conhece a linha entre o ponto de aplicação da força e o engaste, sabe-se que a tensão estará alinhada com esta linha sobre o concentrador de tensão. Desta forma, uma das tensões principais representará a tensão total enquanto as outras duas possuirão uma magnitude irrelevante frente à primeira tensão. Este efeito pode ser observado na simulação preliminar em elementos finitos, onde as tensões principais no raio de arredondamento podem ser vistas na Tabela 3-1.

Tabela 3-1 - Tensões principais no raio de arredondamento, medidas na simulação preliminar em elementos finitos.

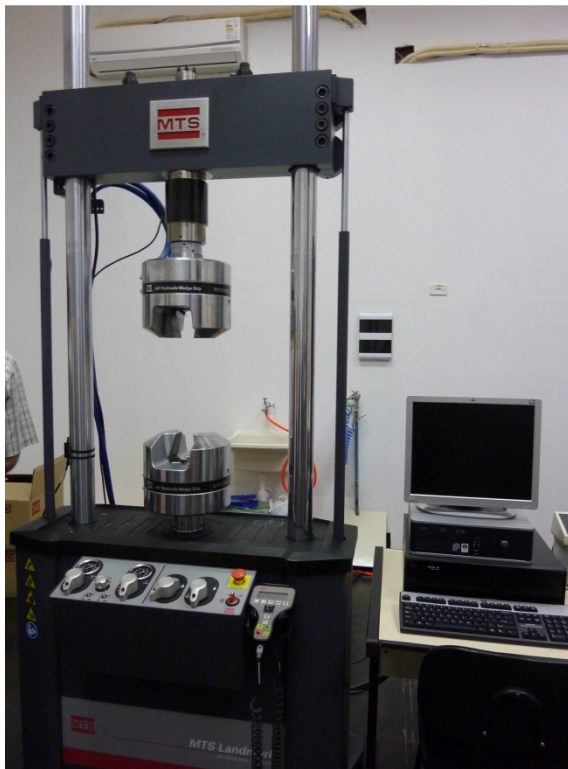
σ_1 [MPa]	-0,3
σ_2 [MPa]	-5,5
σ_3 [MPa]	-46,5

Observa-se que a terceira tensão principal possui um valor com a ordem de grandeza superior as outras duas, isto ocorre pelo fato do raio de arredondamento alinhar a tensão com a linha de ação da força aplicada. Desta forma, a terceira tensão será a medida pelo extensômetro posicionado sobre o raio de arredondamento.

Aparato de ensaio

Para aplicar o esforço sobre o componente foi utilizada a máquina *MTS Landmark Servohydraulic Test System* do laboratório Life & MO do departamento de engenharia mecânica da Escola Politécnica da USP, Figura 3-5.

.



**Figura 3-5 - Máquina de ensaios universal
MTS**



**Figura 3-6 - Painel da máquina de ensaios
MTS**

A máquina MTS é um aparato de testes universal, sendo utilizada tanto para testes estáticos quanto de vibrações. A garra inferior possui o sistema hidráulico que aplica a carga sobre os corpos de prova. Já a garra superior possui uma célula de carga responsável pela leitura da força aplicada. Devido à disposição das garras de fixação, a força é sempre aplicada no eixo que as une. Portanto, o suporte que fixa os corpos de prova à máquina deve ser projetado de forma a atuar com forças aplicadas neste eixo.

O painel do aparelho é mostrado na Figura 3-6. As manoplas numeradas de 1 a 5 possuem as seguintes funções:

1. Controlar a pressão exercida na garra superior.
2. Controlar a pressão exercida na garra inferior.
3. Travar o suporte da garra superior.

4. Controla os pistões hidráulicos laterais que elevam o suporte da garra superior.
5. Destrava a máquina, permitindo o início do experimento. Quando o botão está na posição da tartaruga são permitidos apenas a abertura e o fechamento das garras.

O sistema de aquisição de dados utilizado foi o Lynx, Figura 3-7. Nele foram montadas duas pontes de Wheatstone, uma para cada extensômetro utilizado no experimento. As resistências foram ajustadas de forma a garantir que a tensão de saída fosse igual à de entrada no início do teste. O sistema de aquisição de dados devolve como resposta um arquivo no formato .txt com três colunas, uma contendo o tempo e as outras duas as medidas de *strain* dos dois extensômetros.



Figura 3-7 - Sistema de aquisição de dados Lynx

Aparato de fixação

Esta seção abordará o projeto de fixação da manga dianteira na máquina MTS. A máquina escolhida pode tanto tracionar quanto comprimir os corpos de prova. Ela consiste de duas garras posicionadas sobre um mesmo eixo. A aproximação ou o afastamento destas garras aplica as forças de compressão e tração nos corpos de prova. A Figura 3-8 mostra o suporte fixado na máquina de ensaios.

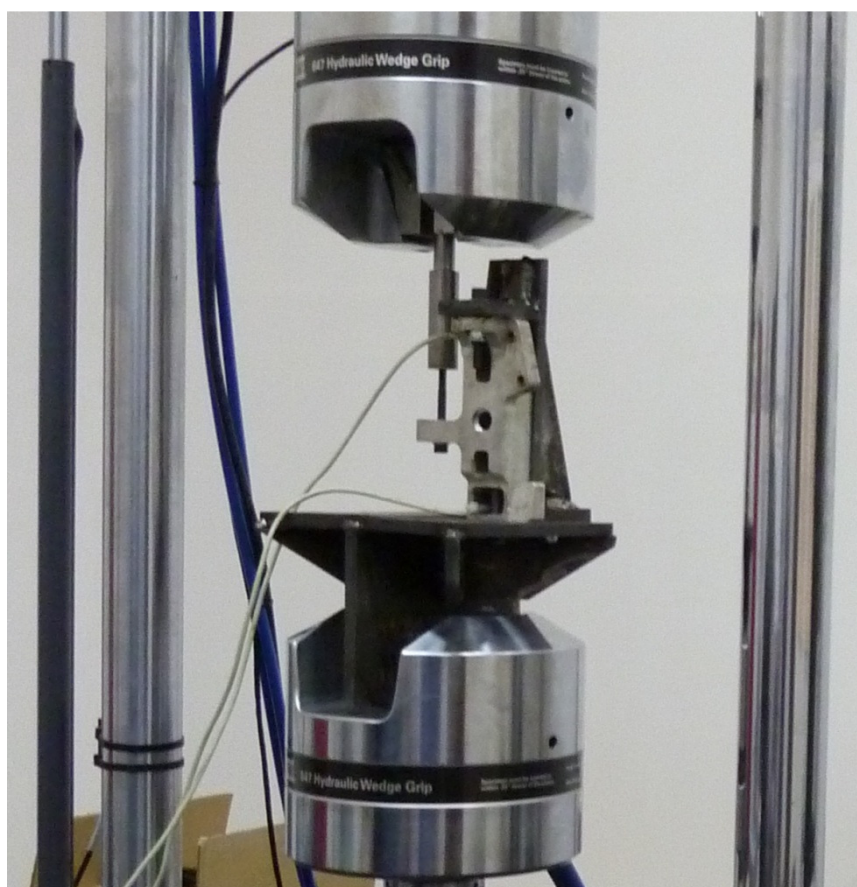


Figura 3-8 - Aparato de fixação

É importante analisar os componentes da fixação de forma a garantir que nenhum deles passará de seu limite de escoamento durante o experimento. A

carga máxima aplicada é de 3000 N. Para transmitir a carga da máquina de ensaios para a peça, foi escolhido um parafuso Allen M8 fixado em um eixo roscado. O parafuso foi analisado de acordo com a Tabela 3-2. A tabela fornece a carga axial de ruptura para parafusos de acordo com seu diâmetro e classe de resistência de acordo com a norma (ISO 898-1, 1999). Os parafusos Allen utilizados pela equipe são da classe 8.8. O parafuso está fixado ao eixo da máquina de ensaios, desta forma a força aplicada sobre ele é puramente axial. Sendo 3000 N a carga aplicada, o fator de segurança do parafuso será $F.S=9,76$. A profundidade mínima da rosca foi encontrada a partir da Tabela 3-3, também conforme (ISO 898-1, 1999). Considerando o aço 1080 como similar ao ST37, por possuir um limite de escoamento de 350 MPa, o comprimento mínimo de engajamento da rosca será de 10 mm.

Tabela 3-2 - Carga de ruptura de parafusos (N), adaptado de (ISO 898-1, 1999).

Diâmetro	Passo	Área de Tensão (mm ²)	Classe de Resistência			
			8.8	9.8	10.9	12.9
M4	0.7	8.78	7024	7902	9131	10712
M5	0.8	14.2	11360	12780	14768	17324
M6	1	20.1	16080	18090	20904	24522
M8	1.25	36.6	29280	32940	38064	44652
M10	1.5	58	46400	52200	60320	70760
M12	1.75	84.3	67440	75870	87672	102846
M14	2	115	92000	103500	119600	140300
M16	2	157	125600	141300	163280	191540
M18	2.5	192	159360	172800	199680	234240
M20	2.5	245	203350	220500	254800	298900
M22	2.5	303	251490	272700	315120	369660
M24	3	353	292990	317700	367120	430660

Tabela 3-3 - Comprimento de rosca engajada recomendado - Furo não passante, conforme (ISO 898-1, 1999).

	Classe de Resistência do parafuso			
	8.8	9.8	10.9	12.9
	Relação d/p			
Material da junta	<9	>9	<9	≥9
Al Cu Mg 1 F 40	1,1.d	1,4.d		-
GG22	1,1.d	1,2.d		1,4.d
ST37	1,0.d	1,25.d		1,4.d
ST50	0,9.d	1,0.d		1,2.d
C 45 V	0,8.d	0,9.d		1,0.d

A fixação inferior foi simulada de forma a analisar o seu comportamento durante o experimento. Ela é confeccionada com chapas de meia polegada de aço 1080. A tensão máxima não supera os 54,5 MPa. Como o limite de escoamento do material é de 350 MPa, a base é considerada segura para o experimento.

Durante a fabricação do suporte, o calor da solda causou o empenamento das chapas. Este empenamento resultou no desalinhamento dos componentes, impossibilitando a execução do experimento. Para contornar este problema, a região dos furos do suporte foi faceada em uma fresadora, garantindo que a região estivesse perpendicular à chapa de fixação. Este procedimento pode ser visto na Figura 3-9.

Para garantir que esta modificação não afetasse a integridade estrutural da fixação, uma nova simulação em elementos finitos foi feita. A tensão máxima passou de 54,5 para 87,1 MPa, estando ainda a uma margem segura do limite de escoamento do material.

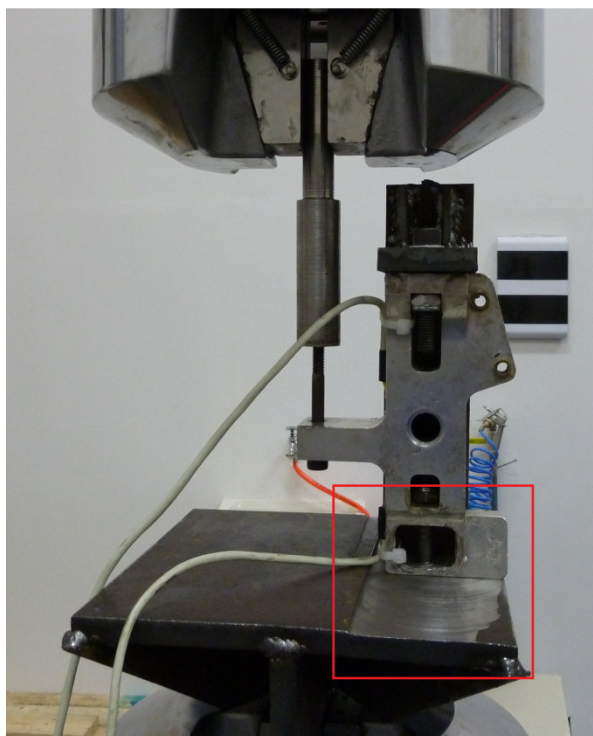


Figura 3-9 - Região fresada do aparato de fixação

Resultados do primeiro ensaio

O sistema de aquisição Lynx fornece como resultado um gráfico relacionando a deformação e o tempo. Paralelamente, é possível obter o sinal da máquina MTS relacionando a força aplicada e o tempo de ensaio. Porém, é importante ressaltar que as medições de tempo entre a máquina de ensaios e a aquisição de dados dos extensômetros não estão sincronizadas. Os dados de interesse destes ensaios são os picos de deformação relacionados à força máxima aplicada pelo aparato ao final do experimento. A posição dos extensômetros é ilustrada na Figura 3-10. Desta forma, o extensômetro um devolverá uma resposta com sinal positivo, representando a tração, enquanto o segundo extensômetro apresenta uma resposta negativa, devido à compressão.

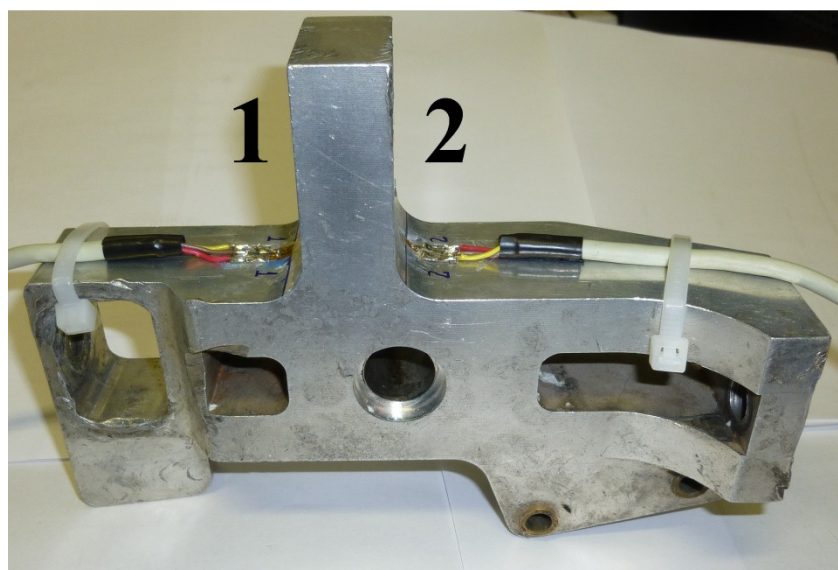


Figura 3-10 - Posição dos extensômetros no ensaio de tração.

Foram executados três experimentos, nos quais foram aplicadas entradas do tipo rampa. A força aplicada pela garra inferior da máquina MTS foi aumentando gradualmente até os patamares máximos próximos a 1000 N, 2000 N e 3000 N. Ao atingir este patamar a garra inferior mantém a força constante. O resultado do experimento para a carga de entrada de 2000 N pode ser visto na Figura 3-11 e na Figura 3-12.

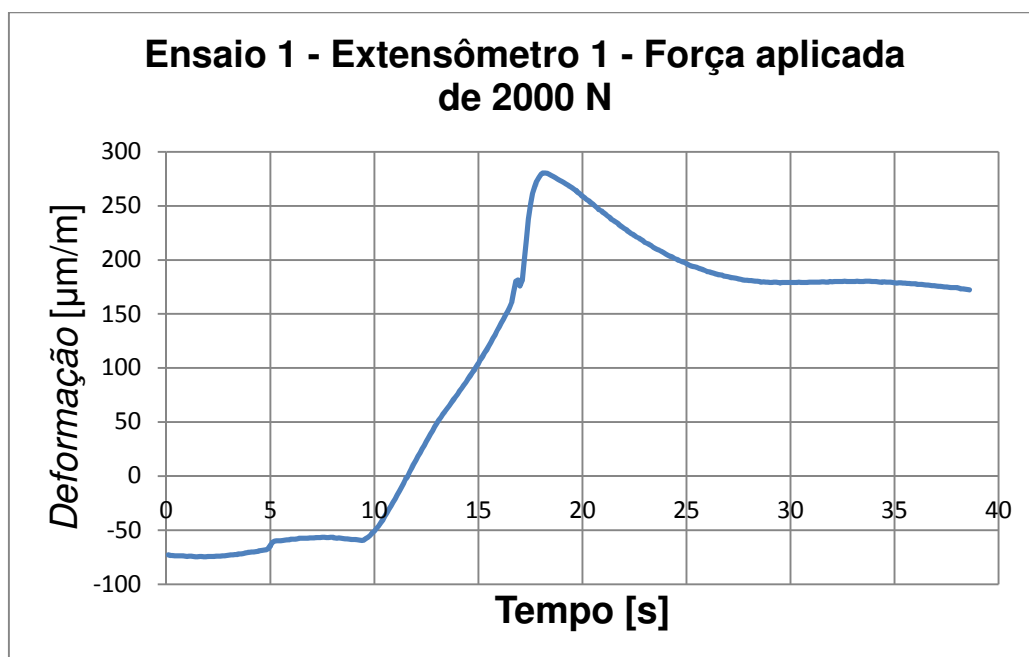


Figura 3-11 - Resposta do extensômetro um durante o primeiro ensaio. Força aplicada de 2000 N.

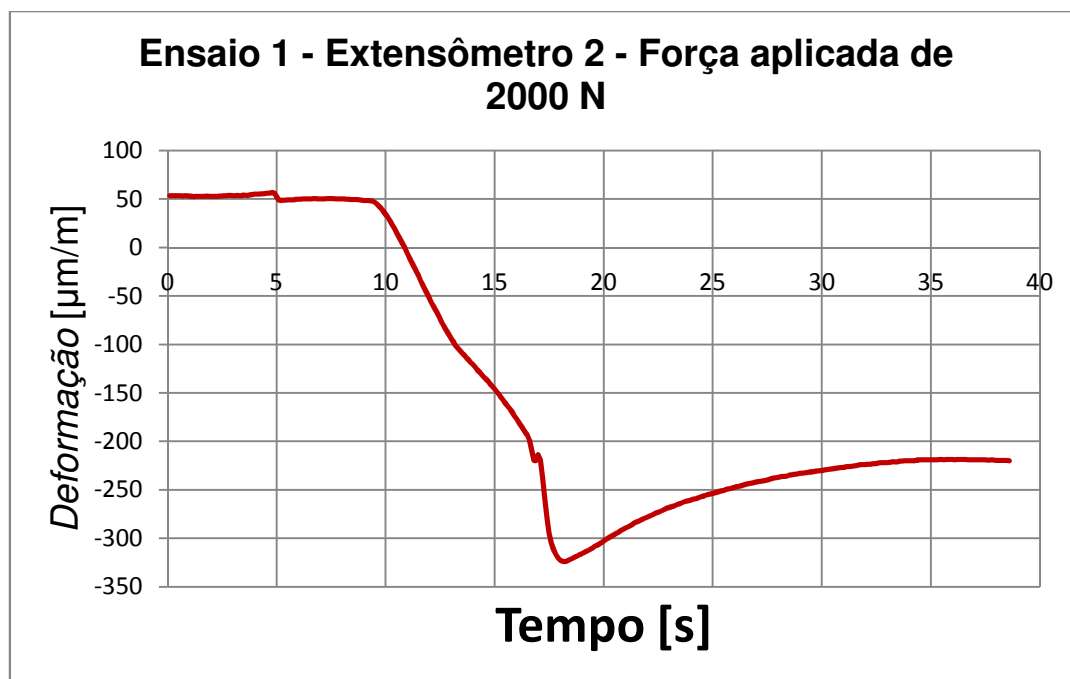


Figura 3-12 - Resposta do extensômetro dois durante o primeiro ensaio. Força aplicada de 2000 N.

Algumas considerações devem ser feitas ao analisar os gráficos de resposta dos extensômetros. As deformações iniciais não são nulas, o que indica a soma de dois problemas distintos. O primeiro é a deformação residual que aparece quando o dispositivo é montado na máquina de ensaios. Estas deformações aparecem devido a pequenos desalinhamentos entre o eixo da máquina e a direção do parafuso utilizado para transmitir o esforço para o componente que faz com que o parafuso encoste e pressione a manga antes do início do experimento. Soma-se a estas deformações o erro no ajuste da resistência inicial da ponte de Wheatstone. Devido ao pequeno valor da resistência dos extensômetros, é comum que o valor de deformação medido no início do ensaio seja diferente de zero. Nestes casos, deve-se considerar o patamar inicial de deformação como sendo a referência e utilizar a variação do sinal como o valor da deformação.

Observa-se nos resultados do ensaio de 2000 N que a deformação diminui após atingir o seu pico e se estabiliza em um valor inferior ao máximo. Este comportamento se repetiu nos ensaios de 1000 N e 3000 N. Uma vez que a força deveria ser mantida constante ao final do ensaio, a deformação também deveria se estabilizar no seu patamar máximo. Devido a este comportamento inesperado, o ensaio foi repetido antes de se dar continuidade ao trabalho.

Resultados do segundo ensaio

No primeiro ensaio a força aplicada pelo mecanismo foi obtida por meio de um gráfico fornecido como dado de saída da máquina de ensaios que relaciona a força e o deslocamento pelo tempo. Já no segundo ensaio, além de utilizar o sinal de saída, foi usado um mostrador que indicava em tempo real a força aplicada pela máquina. Com os dados deste mostrador constatou-se que após o fim do experimento a garra inferior não mantinha a força no seu nível máximo, mas estabilizava em um valor um pouco inferior. O gráfico da rampa de força e deslocamento pelo tempo tinha o seu último ponto próximo ao valor

configurado como objetivo, ou seja, a leitura da força se dava até o momento em que ela atingisse o valor pré-definido. Após este instante a força na garra inferior diminuía e a leitura do extensômetro respondia a esta queda de força. Uma vez que a leitura dos extensômetros é independente da leitura de força da máquina de ensaios, ela não é interrompida quando a força atinge o seu valor pré-definido.

Uma primeira opção para solucionar este problema seria a sincronização entre o tempo de medição da força aplicada e das deformações dos extensômetros. Porém, não existe a necessidade de se obter a deformação para todos os pontos durante a aplicação da rampa de força, sendo que apenas alguns são necessários para validar as análises em elementos finitos. Desta forma, novos ensaios foram conduzidos levando as forças até um determinado valor e permitindo que a máquina estabilizasse em um patamar de força aplicada. Este patamar era então obtido por meio do medidor da máquina de ensaios e relacionado com a deformação constante que se obtinha nas leituras dos extensômetros. Foram efetuados quatro ensaios, sendo que os dois primeiros estabilizavam em um único patamar, enquanto os dois últimos possuem dois patamares de deformação. As forças em cada um destes ensaios estão presente na Tabela 3-4. Os resultados para a primeira força aplicada podem ser vistos na Figura 3-13 e na Figura 3-14. As respostas dos extensômetros para as outras forças aplicadas podem ser encontradas no Anexo 1.

Tabela 3-4 - Patamares de força para os novos ensaios

Ensaio	1	2	3	4
1º Patamar [kN]	1,13	1,43	2,165	3,33
2º Patamar [kN]	-	-	3,72	1,77

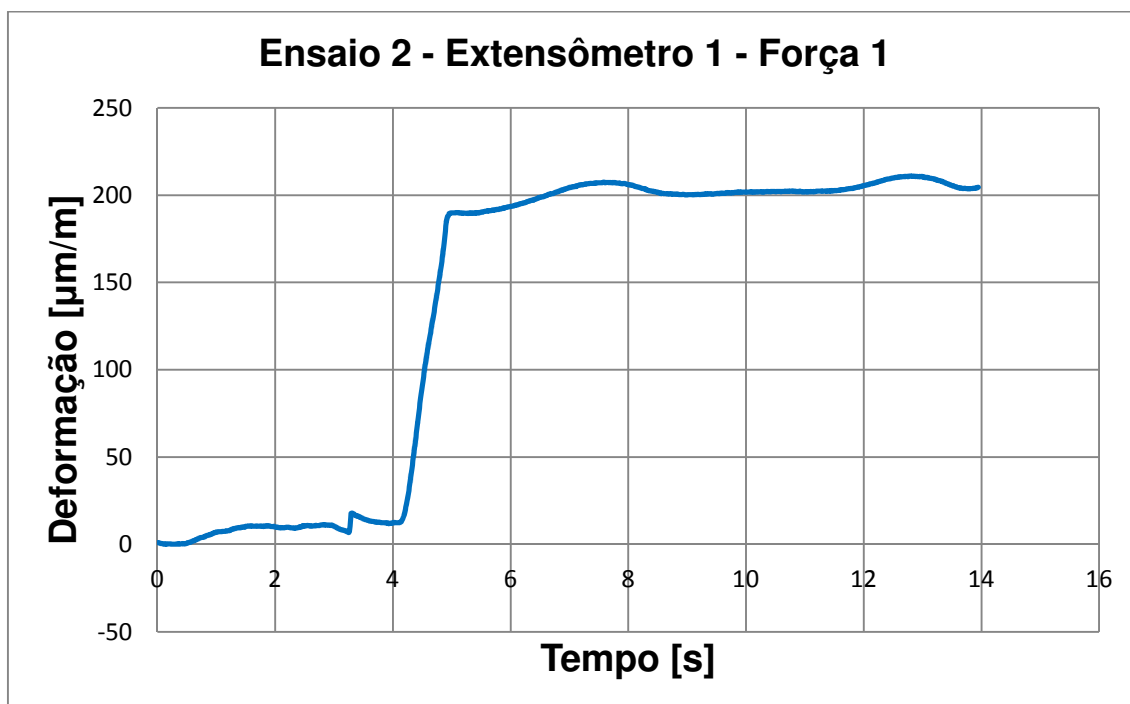


Figura 3-13 - Ensaio 2 - Extensômetro 1 - Força 1.

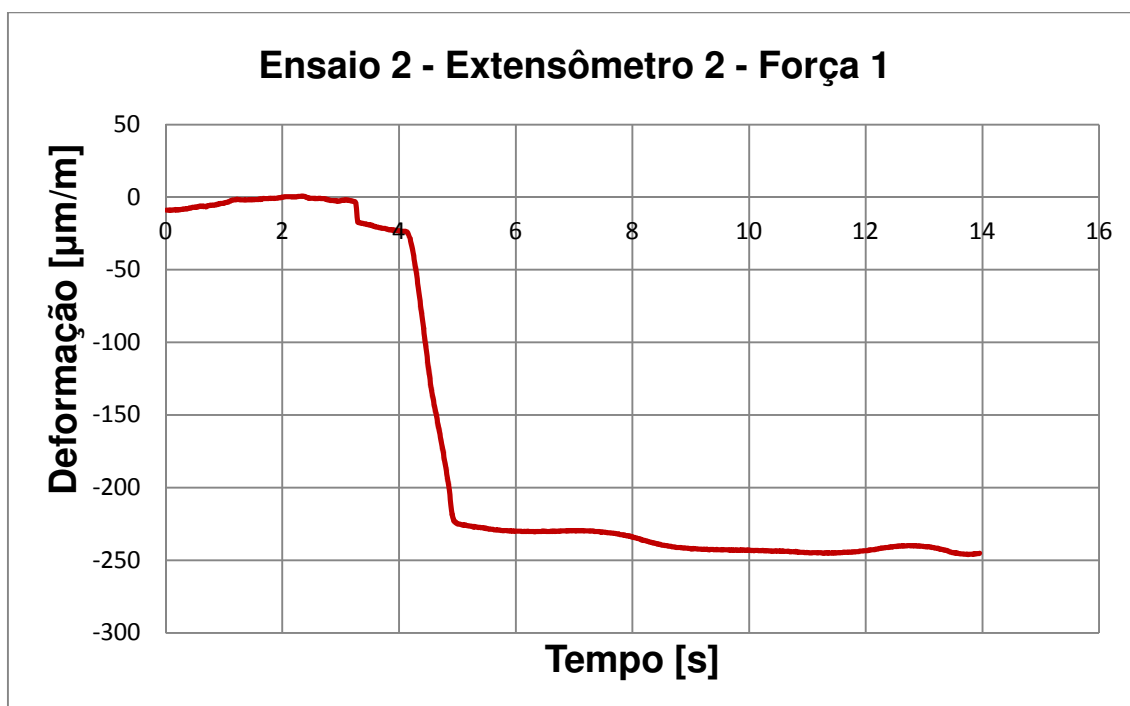


Figura 3-14 - Ensaio 2 - Extensômetro 2 - Força 1.

Os dados dos testes foram organizados na Tabela 3-5. Nela podemos observar as deformações dos dois extensômetros para cada uma das forças aplicadas. A Figura 3-15 ilustra o gráfico das deformações no raio de arredondamento pela carga aplicada axialmente ao braço da suspensão.

Tabela 3-5 - Relação entre as deformações nos extensômetros e a carga aplicada

Carga [kN]	1,13	1,43	1,77	2,165	3,33	3,72
Deformação Extensômetro 1 [μm/m]	192,62	235,77	272,30	336,92	533,38	581,27
Deformação Extensômetro 2 [μm/m]	-241,49	-275,39	-292,38	-378,42	-580,98	-652,23

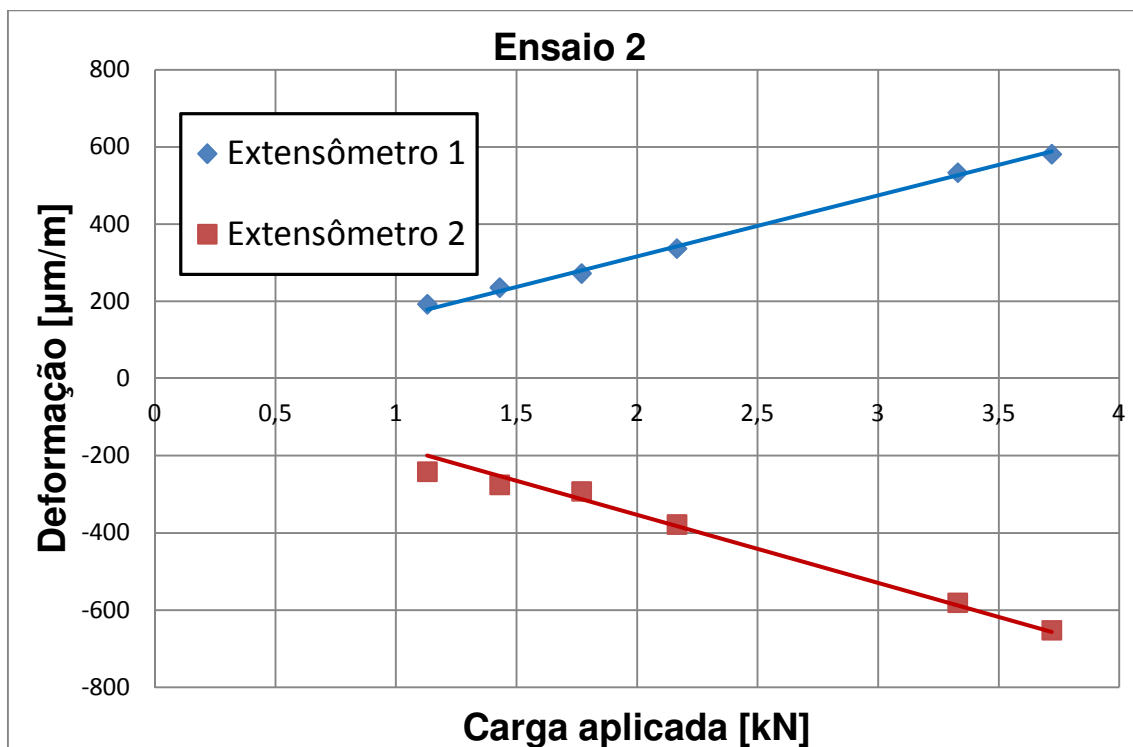


Figura 3-15 - Gráfico da deformação dos extensômetros pela carga aplicada.

O gráfico da deformação pela carga aplicada comprava a relação linear entre estes dois parâmetros, uma vez que o material não ultrapassou o seu limite elástico (Gere, 2003). No próximo capítulo os resultados das análises em elementos finitos serão confrontados com os resultados da Tabela 3-5.

4. ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS

O *software* de elementos finitos deve ser escolhido pela sua precisão, facilidade de uso e interface com o *software* de CAD (Zienkiewicz, 2005). O *software* de CAD utilizado pela equipe é o *SolidWorks 2011*. Ele possui um módulo de simulação chamado *SolidWorks Simulation* que permite o uso da ferramenta de FEA em conjunto com o CAD no mesmo ambiente de trabalho. Uma vez que não é necessário exportar arquivos de uma interface para outra, o trabalho de simulação se integra ao projeto do componente. Desta forma o *software* escolhido para as simulações da equipe foi o *SolidWorks Simulation*.

Conceitos básicos dos modelos em elementos finitos

Independentes da escolha do *software* a ser utilizado existem conceitos comuns a todas as análises em elementos finitos. Esta seção irá abordar brevemente os conceitos destas análises.

Um componente em CAD define um modelo matemático, onde as suas superfícies definem matematicamente as fronteiras da peça. O volume do componente possui propriedades mecânicas extraídas do material definido ao componente e certas condições são impostas às suas superfícies externas (Zienkiewicz, 2005). Estas condições são intrínsecas ao modelo matemático em CAD e são transportadas para o modelo utilizado pelo *software* de análise estrutural. Na interface de análise estrutural são impostas as condições de contorno explícitas ao componente. Estas condições são deslocamentos, forças, pressões ou temperaturas impostas a certas regiões do componente. Os engastes representam restrições de movimento para certas regiões do componente e são geralmente aplicados em pontos de ancoragem e fixação, como rolamentos e parafusos. Junto a estas condições de contorno, considera-se que todas as superfícies externas possuem um estado plano de tensões

(Gere, 2003), isto indica que não existem tensões no plano normal à superfície. Estas são chamadas de condições de contorno implícitas.

Com base nas condições de contorno e nas propriedades geométricas e mecânicas do material, compõe-se o modelo matemático da análise estrutural. Este modelo deve ser simplificado de forma a ser resolvido computacionalmente. A forma mais comum utilizada pelos *softwares* de análise estrutural é a discretização do modelo em elementos finitos, Figura 4-1.

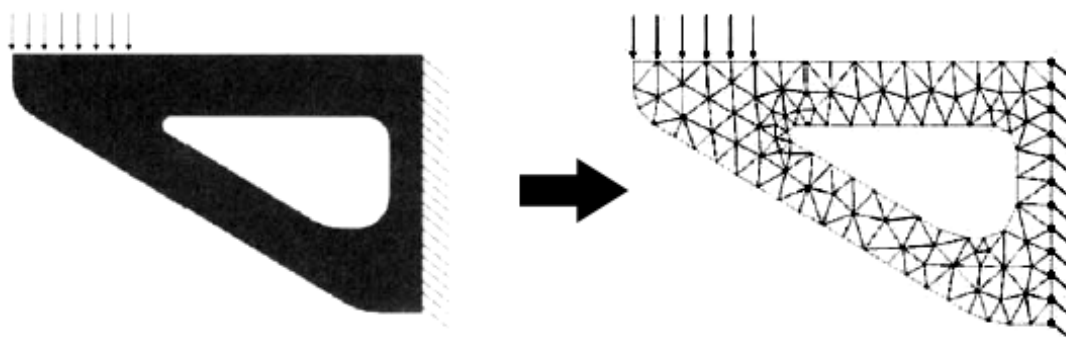


Figura 4-1 - Discretização de um componente em elementos finitos, retirado de (Zienkiewicz, 2005).

Um componente discretizado em elementos finitos é conhecido como malha. Esta malha é formada pelos nós dos elementos. Cada um destes nós tem o seu deslocamento descrito por uma função matemática. A discretização permite que a movimentação de cada um dos nós seja definida por uma função polinomial, simplificando os cálculos do sistema. Não apenas a geometria do componente foi discretizada, mas também as suas condições de contorno. Estas passam a ser impostas aos nós dos elementos, em vez de nas superfícies da peça.

De um número infinito de configurações de deslocamentos dos nós, apenas um representa a situação de menor energia potencial. Esta configuração é conhecida como o estado de equilíbrio do sistema. A aplicação do conceito de

mínima energia potencial leva a equação fundamental dos modelos de elementos finitos, 4-1 (Zienkiewicz, 2005).

$$[F] = [K][d] \quad 4-1$$

Onde, $[F]$ – Vetor de carregamentos nodais conhecidos

$[K]$ – Matriz de rigidez conhecida

$[d]$ – Vetor de deslocamentos nodais desconhecidos

As forças e engastes das condições de contorno são expressas pelo vetor $[F]$, enquanto a matriz de rigidez $[K]$ é definida pela geometria e propriedades do material. Desta forma, resta como incógnita o vetor de deslocamentos nodais $[d]$. Ao diferenciar este vetor o *software* de elementos finitos obtém a deformação para cada um dos nós.

Ordem dos elementos e qualidade da malha

O campo de deslocamentos de cada elemento e de suas arestas é descrito por uma dada função polinomial, conhecida como função de forma. A ordem desta função especifica a ordem do elemento. Por exemplo, um elemento plano e triangular que possui um nó em cada um de seus vértices, possui para cada nó dois graus de liberdade, representado movimentos nos eixos x e y, ou seja, cada nó possui dois graus de liberdade para transladar. Este tipo de elemento é conhecido como elemento de primeira ordem, Figura 4-2.

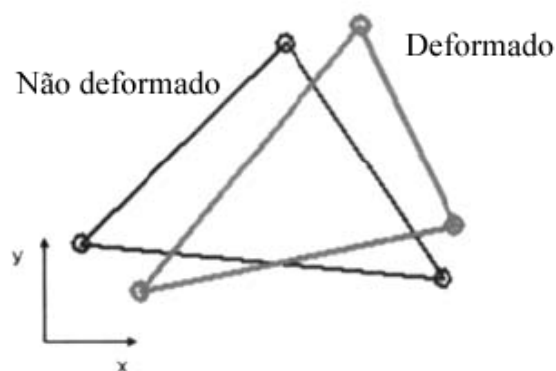


Figura 4-2 - Deformação de um elemento plano de primeira ordem, adaptado de (Zienkiewicz, 2005).

Também podem ser utilizados polinômios de segunda ordem para as funções de forma. Isto implica em permitir que as arestas dos elementos sejam curvadas e, para este fim, são adicionados nós intermediários nas arestas dos elementos, Figura 4-3. Os elementos utilizados para discretizar componentes tridimensionais possuem a forma tetraédrica. Este formato é utilizado pela capacidade de se moldar em geometrias complexas. Os elementos tetraédricos de primeira ordem possuem quatro nós, um para cada vértice do tetraedro. Já os de segunda ordem possuem dez nós, contabilizando os nós intermediários nas arestas. A diferença entre os dois tipos de elementos pode ser vista na Figura 4-4.

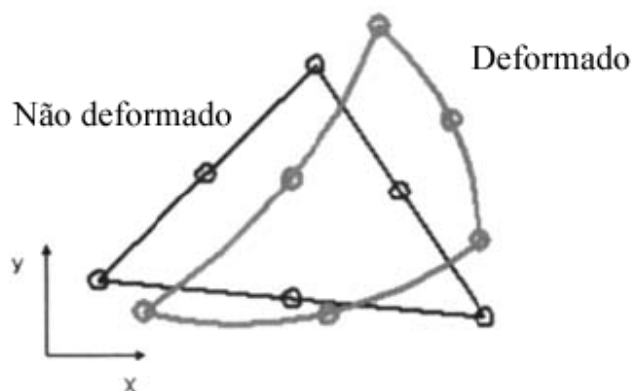


Figura 4-3 - Deformação de um elemento plano de segunda ordem, adaptado de (Zienkiewicz, 2005).

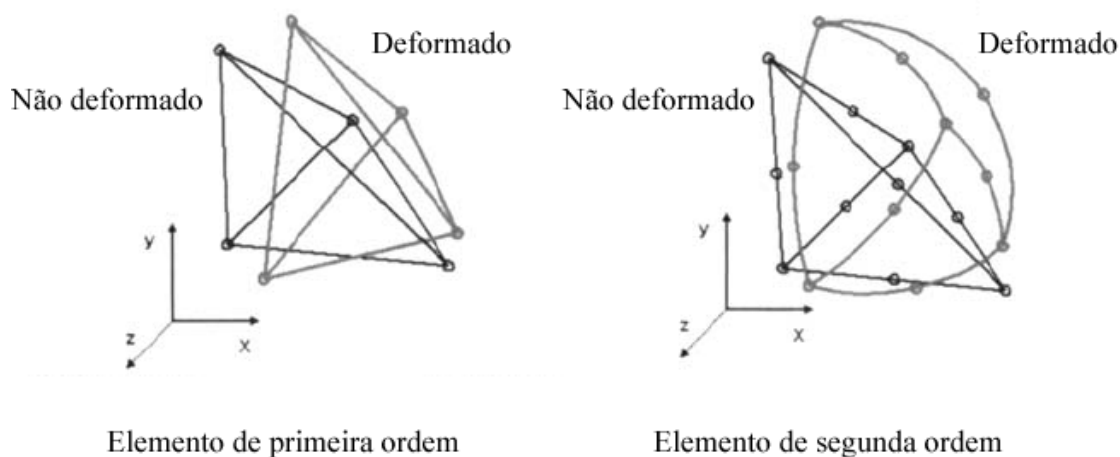


Figura 4-4 - Comparação entre elementos tridimensionais de primeira e segunda ordem, adaptado de (Zienkiewicz, 2005).

Uma vez que as deformações são obtidas ao se diferenciar o vetor de deslocamentos, no caso de elementos de primeira ordem as deformações serão constantes no elemento, enquanto nos elementos de segunda ordem elas irão se distribuir linearmente. Isto faz com que os elementos de primeira ordem resultem em componentes mais rígidos. Por isto recomenda-se que sejam utilizados os elementos de segunda ordem com dez nós por elementos. Os elementos de primeira ordem são recomendados para cálculos iniciais ou

quando a rigidez de determinado componente não é de grande importância para a análise da montagem completa (SolidWorks). Os componentes do protótipo Baja são simulados individualmente ou em subconjuntos, desta forma é normalmente recomendável à utilização dos elementos de segunda ordem. A maioria dos *softwares* permite que o usuário escolha o tipo de elemento que irá utilizar. No caso do *SolidWorks Simulation*, existe a opção de escolher a qualidade rascunho para a malha. Caso o usuário habilite esta opção na aba avançados da criação de malha, estará criando uma malha com elementos de primeira ordem, caso contrário serão utilizados elementos de segunda ordem (SolidWorks).

Outro fator que influencia no resultado final da simulação é a distorção dos elementos da malha. Ao criar um elemento tetraédrico, o *software* tenta fazê-lo de forma com que as arestas do polígono sejam iguais. A proporção de um elemento é definida como a razão entre a aresta mais longa e a normal mais curta relativa a um vértice oposto à face normalizada em relação a um tetraedro perfeito. Por definição a proporção de um elemento tetraédrico perfeito é um. Quando as arestas de um elemento passam a ter comprimentos muito diferentes, a precisão dos resultados diminui drasticamente (SolidWorks). Este efeito de distorção pode ser visto na Figura 4-5. O *SolidWorks Simulation* permite um acompanhamento da malha. É possível verificar detalhes como a porcentagem de elementos que possuem proporção inferior a três e a porcentagem daqueles com proporção superior a dez. Com base nestes dados o projetista pode averiguar a qualidade da malha.

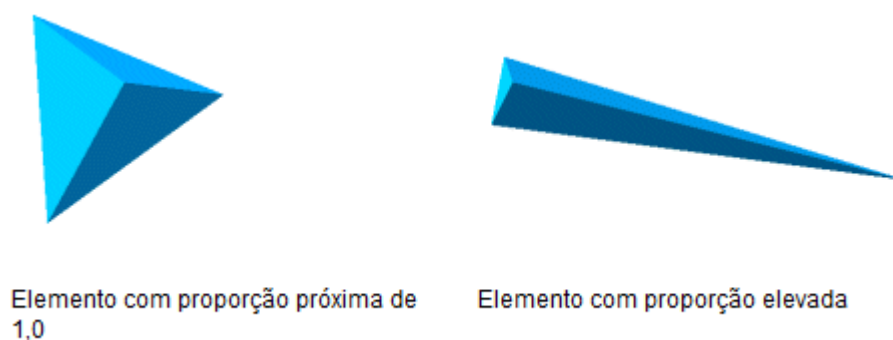


Figura 4-5 - Comparação entre um elemento com proporção um e outro com proporção elevada, retirado de (SolidWorks).

Análise da manga do protótipo 2008

Esta seção irá detalhar a simulação da manga do protótipo 2008 utilizando o *software SolidWorks Simulation*. Nesta análise buscou-se repetir as condições de contorno do teste de tração ilustrado no capítulo 3.

A manga foi engastada nas faces de contato com os parafusos de fixação e a força foi aplicada no braço da direção. As forças aplicadas foram as mesmas do teste de tração, Tabela 3-4. A malha foi criada com elementos de segunda ordem. O *SolidWorks Simulation* define o tamanho dos elementos pela base do tetraedro. Este parâmetro foi definido como 3 mm. Para evitar o aumento na quantidade de elementos que acarretaria em um maior tempo de processamento, a região dos raios de arredondamento teve a malha refinada. Esta ferramenta permite que apenas as regiões de interesse tenham a malha produzida com elementos menores, melhorando a precisão dos resultados naquela região. Por outro lado, o restante da malha continua a utilizar o valor médio escolhido anteriormente, garantindo que o tempo de processamento não será afetado. Para refinar a malha no *SolidWorks Simulation* utiliza-se a ferramenta controle de malha. Com esta ferramenta foi selecionada a face dos raios de arredondamento, Figura 4-6. O efeito do uso desta ferramenta pode ser visto na Figura 4-7. Os resultados da simulação podem ser visto na Figura

4-8, onde foram representados os resultados para a terceira deformação principal.

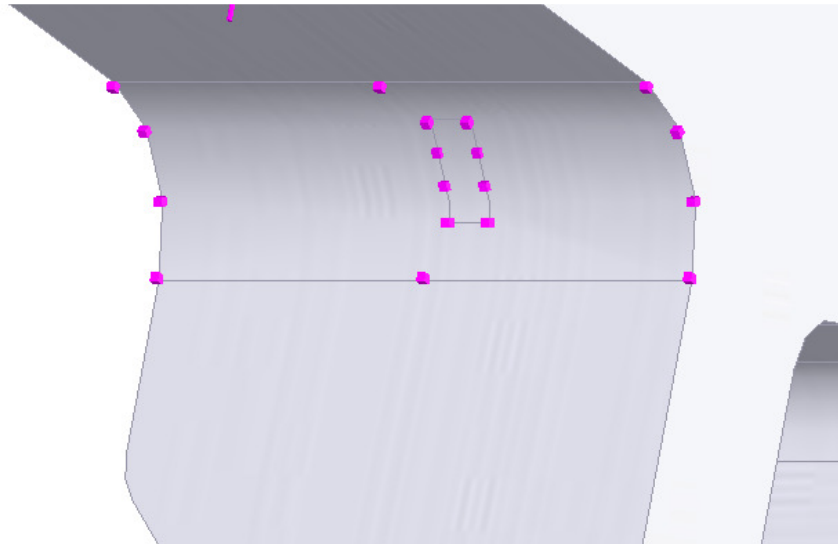


Figura 4-6 - Região escolhida para o refinamento da malha.

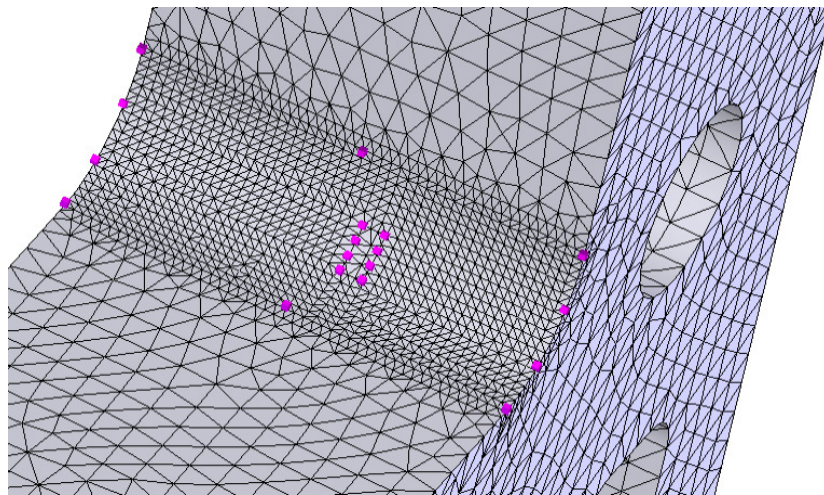


Figura 4-7 - Região do raio de arredondamento com malha refinada.

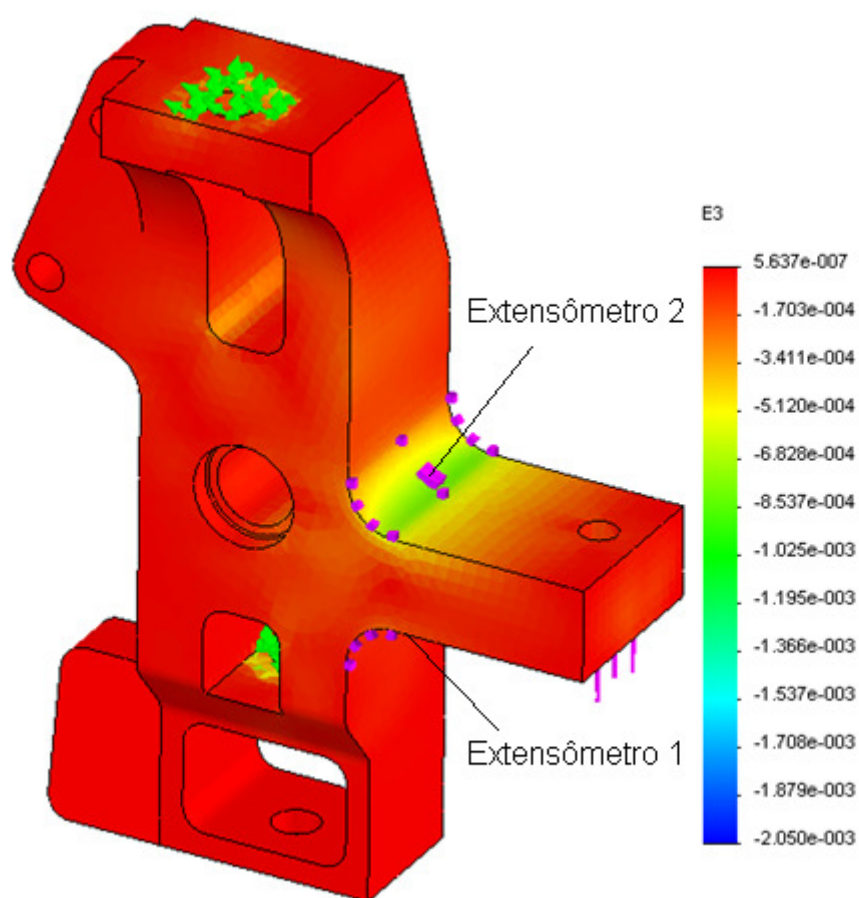


Figura 4-8 - Resultados da simulação do teste de ensaio de tração.

A Tabela 4-1 contém os resultados de deformação obtidos tanto pelos extensômetros no teste de tração, quanto pela análise em elementos finitos. O erro médio entre o teste e a simulação é de 4,5%, com um desvio padrão de 2%.

Tabela 4-1 - Comparação entre os resultados do teste de tração e a análise em elementos finitos.

Carga [kN]	1,13	1,43	1,77	2,165	3,33	3,72
Deformação Extensômetro 1 [$\mu\text{m/m}$]	192,6	235,8	272,3	336,9	533,4	581,3
Deformação Extensômetro 2 [$\mu\text{m/m}$]	-241,5	-275,4	-292,4	-378,4	-581,0	-652,2
Deformação CAD - Posição 1 [$\mu\text{m/m}$]	198,3	242,1	285,5	360,3	556,5	618,8
Deformação CAD - Posição 2 [$\mu\text{m/m}$]	-240,0	-285,5	-310,0	-397,5	-596,7	-699,1

Durante a análise dos resultados da simulação percebeu-se que a deformação variava de modo acentuado entre os nós do raio de arredondamento. Isto indica que um pequeno erro no posicionamento do extensômetro pode levar a grandes diferenças entre o resultado real e o simulado. A partir desta constatação, chegou-se à conclusão de que a região escolhida para o posicionamento dos extensômetros não é adequada para um teste que visa validar a malha em elementos finitos, sendo mais adequada para medições que visam obter as tensões máximas em um componente.

Apesar da grande variação das deformações nos raios de arredondamento, pode-se perceber claramente a correlação entre o ensaio e a simulação. Percebe-se que os valores obtidos no teste estão dentro da faixa de deformações obtida pela simulação para região do raio de arredondamento. A comparação entre os gráficos de deformação por carga, Figura 4-9, também permite observar que tanto a simulação quanto o teste possuem a mesma tendência na relação entre estes dois parâmetros. Desta forma, é possível concluir que as simulações feitas no *software SolidWorks Simulation*, utilizando elementos de segunda ordem, possuem uma boa correlação com a realidade, sendo suficientes para o projeto dos componentes do protótipo Baja.

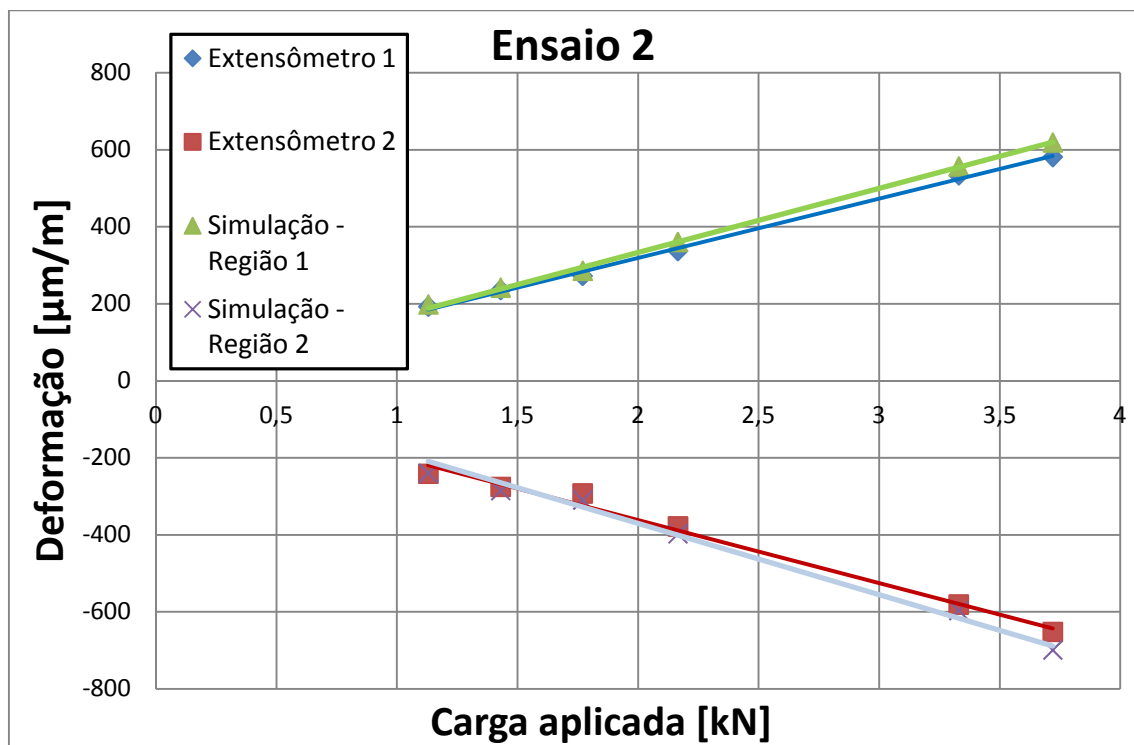


Figura 4-9 - Comparação entre a relação de deformação por carga aplicada entre o teste e a análise em elementos finitos

5. FADIGA

A grande maioria dos componentes fabricados em alumínio para o protótipo Baja da Equipe Poli estão submetidos a esforços cíclicos. Este capítulo trará um breve resumo sobre os estudos de fadiga que irão auxiliar no desenvolvimento das análises estruturais dos componentes.

A fadiga é um processo de redução da capacidade de carga de componentes submetidos a carregamentos variantes no tempo. A falha por fadiga se dá pela aparição de micro trincas, nucleadas a partir de tensões cíclicas que levam a deformações plásticas em pontos críticos. Estas trincas propagam-se a cada ciclo de carregamento, levando a uma fratura frágil do componente.

Existem diversos modos de falha por fadiga, dos quais se destacam a fadiga mecânica, térmica e por corrosão (Chagas, 2009).

Fadiga Mecânica – É o tipo mais comum de fadiga. Ocorre em peças submetidas a carregamentos dinâmicos, que levam ao surgimento de tensões e deformações cíclicas.

Fadiga térmica – fadiga resultante do efeito das tensões causadas por variações da temperatura. Esta fadiga verifica-se, essencialmente, em equipamentos que trabalham a altas temperaturas tais como fornos, reatores, componentes de motores de combustão interna.

Fadiga por corrosão – Juntamente com a ação de tensões flutuantes, o componente está imerso em um meio corrosivo. Pequenos entalhes, que surgem em áreas onde o material sofreu corrosão, servem para facilitar a nucleação das trincas.

Os componentes do conjunto de suspensão e direção do protótipo Baja não estão submetidos a variações de temperatura ou imersos em ambientes corrosivos. Desta forma, a fadiga mecânica é a única a afetar os componentes e será o objeto de estudo deste capítulo.

Histórico

O fenômeno da fadiga de alto ciclo foi notificado pela primeira vez no início do século XIX, quando os eixos de locomotivas começaram a falhar com pouco tempo de uso, apesar de terem sido projetados para suportar as cargas estáticas. Surgiu assim a ideia de ocorrência de falhas por carregamentos repetidos. O termo fadiga foi utilizado pela primeira vez em 1839 por especular-se que o material “cansou” e fragilizou-se a partir das oscilações dos carregamentos. A Tabela 5-1, retirada de (Chagas, 2009), ilustra uma cronologia dos estudos de fadiga.

Tabela 5-1 - Cronologia dos estudos de fadiga, retirado de (Chagas, 2009).

Ano	Pesquisador	Evento ou realização
1829	Albert	Primeiro a documentar falhas por carregamentos repetidos
1839	Poncelet	Primeiro a usar o termo fadiga
1843	Rankine	Discute a teoria de cristalização (do material) da fadiga
1849	Stephenson	Discute a associação de falhas por fadiga nas estradas de ferro
1850	Braithwaite	Primeiro a utilizar o termo fadiga numa publicação inglesa e discutir a teoria de cristalização
1864	Fairbairn	Relata a primeira experiência com carregamentos repetidos
1871	Wöhler	Publica resultados de 12 a 30 anos de investigação sobre falhas, apresentando o ensaio de flexão rotativa, o diagrama de curva S-N e a definição de limite de fadiga
1871	Bauschinger	Desenvolve um extensômetro com 10^{-6} de precisão e estuda a tensão-deformação não elástica
1886	Bauschinger	Propôs um "limite elástico natural" cíclico onde a fadiga não se manifesta
1903	Ewing/Humfrey	Descibrem linhas de escorregamento, trincas de fadiga e crescimento da trinca para falhar, invalidando a teoria da cristalização
1910	Bairstow	Verificou a teoria do limite elástico natural de Bauschinger e o limite de fadiga de Wöhler
1910	Basquin	Desenvolveu a lei exponencial de testes de fadiga (equação de Basquin)
1915	Smith/Wedgewood	Separou a tensão cíclica de fratura e relacionou com crescimento de trinca de fadiga

Tabela 5 1 - Cronologia dos estudos de fadiga, retirado de (Chagas, 2009). (Continuação)

1921	Griffith	Desenvolveu o critério de fratura e relacionou com crescimento de trinca de fadiga
1927	Moore/Kommers	Quantificaram dados para a fadiga de alto ciclo para diversos materiais em "A fadiga dos materiais"
1930	Goodman/Soderberg	De forma independente publicam a influência da tensão média na fadiga
1937	Neuber	Publica a equação de Neuber para concentração de tensão em entalhes
1953	Peterson	Publica fatores de concentração de tensão de acordo com as geometrias
1955	Coffin/Manson	De forma independente publicam a lei das deformações baseadas em fadiga de baixo ciclo (Lei de Coffin-Manson)
1961	Paris	Publica a Lei de Paris da mecânica da fratura para crescimento de trinca de fadiga

Processo de fadiga

Peças sujeitas a fadiga estão normalmente submetidas a esforços que se repetem com regularidade dentro de certa amplitude, são denominados tensões cíclicas. Um parâmetro importante para os projetos mecânicos é a quantidade de ciclos de aplicação de uma determinada tensão que o componente consegue suportar até a falha. A quantidade de ciclos até a falha divide o estudo de fadiga entre de baixo e alto ciclo.

A fadiga de baixo ciclo é caracterizada por altas tensões e uma baixa quantidade de repetições até a falha. O número de ciclos que o componente suporta situa-se entre 10^4 e 10^6 (Carneiro, 2002). Altas tensões presentes em falhas de fadiga de baixo ciclo não são necessariamente superiores ao limite de escoamento. Falhas na fabricação ou concentrações de tensão na própria estrutura do material podem fazer com que certas regiões ultrapassem o limite elástico do material formando pequenas trincas, mesmo se a tensão aplicada for inferior ao limite de escoamento. O fenômeno de fadiga pode ser dividido em três estágios (Carneiro, 2002) como ilustrado na Figura 5-1.

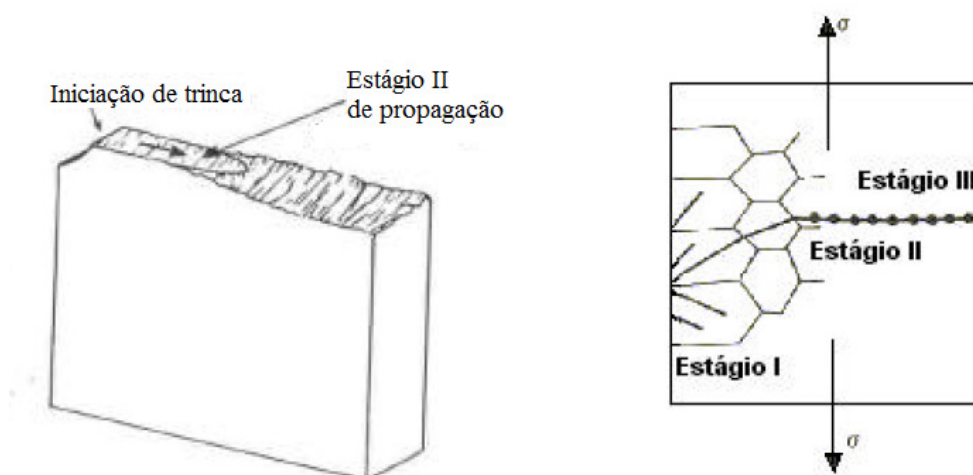


Figura 5-1 - Estágios da falha por fadiga, retirado de (Carneiro, 2002).

Estágio I – Corresponde à nucleação da trinca por deformação plástica localizada e a sua propagação inicial. Na maioria dos casos corresponde ao estágio mais longo do processo, podendo corresponder a até 90% dos ciclos até a falha. Este fenômeno não é visível a olho nu, sendo que as trincas formadas são microscópicas. O primeiro estágio se caracteriza pela ação principal das tensões cisalhantes, as quais atuam de modo a “escorregar” um plano atômico em relação ao outro. Esse movimento de discordâncias gera uma deformação plástica que é proporcional à intensidade da tensão de cisalhamento e possui mesma direção desta última. Dessa forma, se um grão tiver orientação igual à tensão cisalhante, provavelmente será o precursor da deformação plástica da peça, podendo o resto dela estar em regime elástico.

Estágio II – Representa a expansão estável da trinca em um plano perpendicular à direção da tensão principal de tração. Ela ocupa a maior área da seção transversal do componente, sendo facilmente identificada. A principal característica do estágio II são as chamadas linhas de praia ou de repouso, Figura 5-2. Estas aparecem por conta da característica não constante de alguns carregamentos, o que faz com que o crescimento da trinca pare por algum motivo. Pode-se citar como exemplo, parada no equipamento, sobrecarga que imobiliza a trinca ou uma redução da carga.

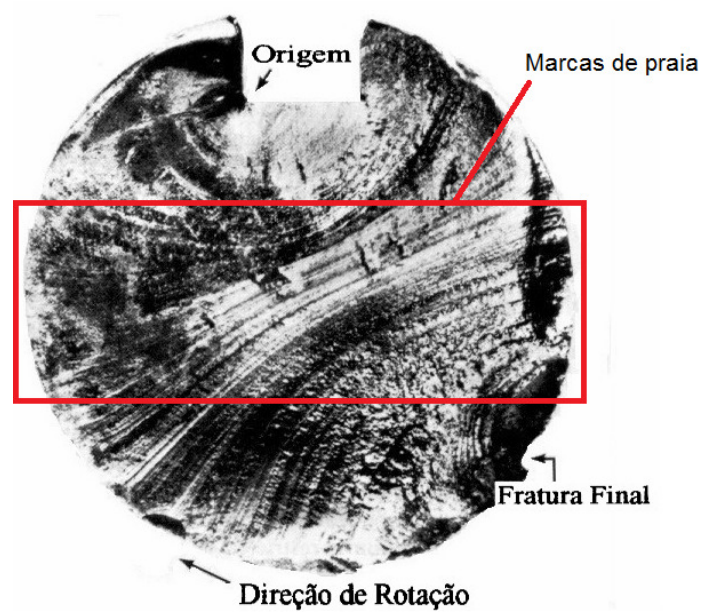


Figura 5-2 - Marcas de praia durante a propagação da trinca, adaptado de (Starke Junior, 1979).

Estágio III – A propagação da trinca reduz a área da seção transversal que resiste aos carregamentos. Em determinado momento esta seção não será mais suficiente para suportar os esforços sobre o componente, levando à fratura final.

Tensões cíclicas

A tensão aplicada pode ser axial (tração-compressão), flexiva (dobramento), ou de torsão (torsora) em natureza. Em geral, três diferentes modos flutuantes de tensão-tempo são possíveis (Callister, 1991). Estes três modos são descritos a seguir.

- A tensão de tração-compressão apresenta flutuação regular, onde a amplitude é simétrica em relação ao nível zero de tensão, ou seja, as tensões máximas de tração tem a mesma magnitude das tensões máximas de compressão. São chamados de um ciclo de tensão revertido, Figura 5-3.

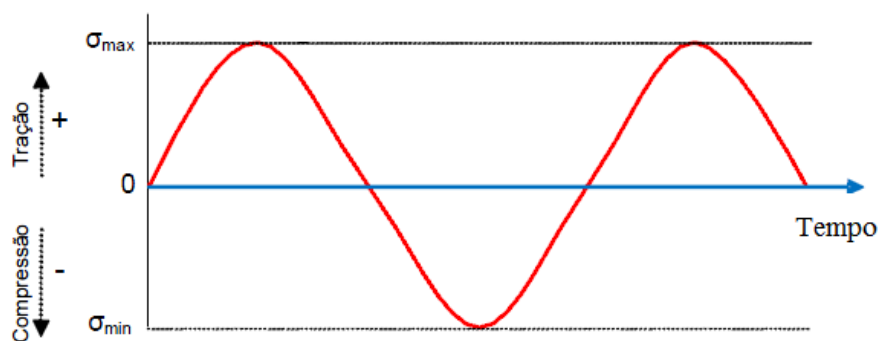


Figura 5-3 - Ciclo de tensão revertido, retirado de (Chagas, 2009).

- Outro tipo, denominado ciclo de tensão repetido, apresenta os máximos de tensões de tração e compressão assimétricos em relação ao zero das tensões, Figura 5-4.

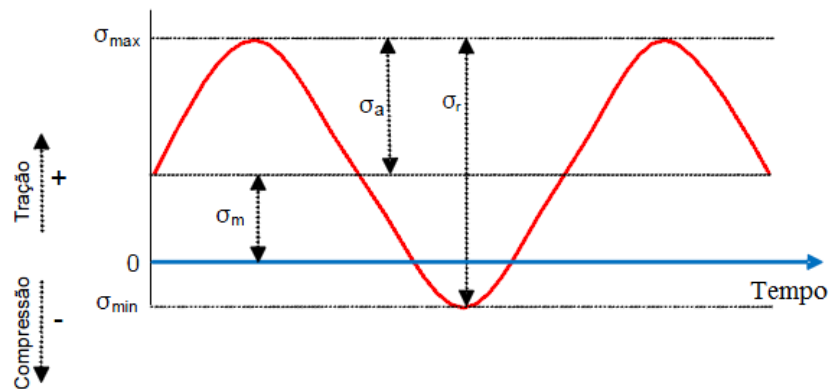


Figura 5-4 - Ciclo de tensão repetido, retirado de (Chagas, 2009).

- No último tipo, a tensão varia de forma aleatória em relação à frequência e à amplitude, Figura 5-5.

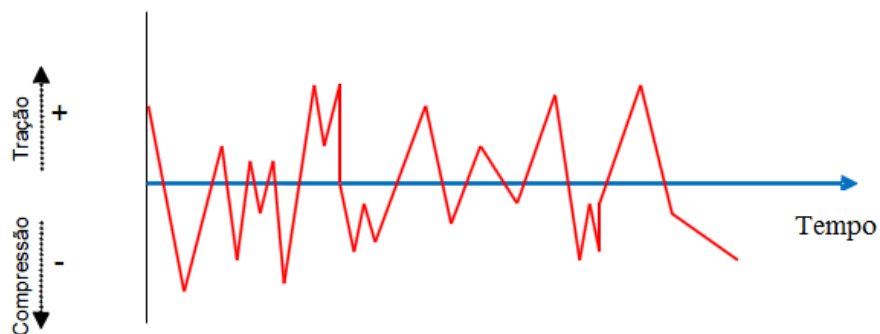


Figura 5-5 - Ciclo de tensões aleatórias, retirado de (Chagas, 2009).

Alguns parâmetros importantes para o dimensionamento por fadiga podem ser obtidos através do gráfico de tensões cíclicas. Eles são a tensão alternada (5-1), tensão média (5-2) e a razão de tensões (5-3).

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$$

5-1

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} \quad 5-2$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad 5-3$$

A curva S-N

Tal como com as outras características mecânicas, as propriedades de fadiga de materiais podem ser determinadas a partir de testes de laboratório. Um aparelho de teste deve ser projetado para duplicar de maneira tão próxima quanto possível as condições de tensão de serviço (nível de tensão, frequência de tempo, modelo de tensão, etc..) (Callister, 1991).

A determinação da curva S-N de um material é feita através de corpos de prova com dimensões e condições superficiais normalizadas, o que permite uma posterior comparação entre diferentes materiais. Os espécimes são submetidos a tensões cíclicas de uma determinada amplitude, S, e mede-se o número de ciclos que o material resiste até falhar, N.

Observa-se pelo gráfico que quanto maior a tensão imposta ao material, menor é o número de ciclos até a falha. Para ligas ferrosas, Figura 5-6, a partir de um elevado número de ciclos existe um valor de tensão abaixo da qual a vida de fadiga é infinita, chamado de limite de resistência à fadiga. Esse valor de tensão não existe para ligas não ferrosas, Figura 5-7, portanto não apresentam limite de fadiga.

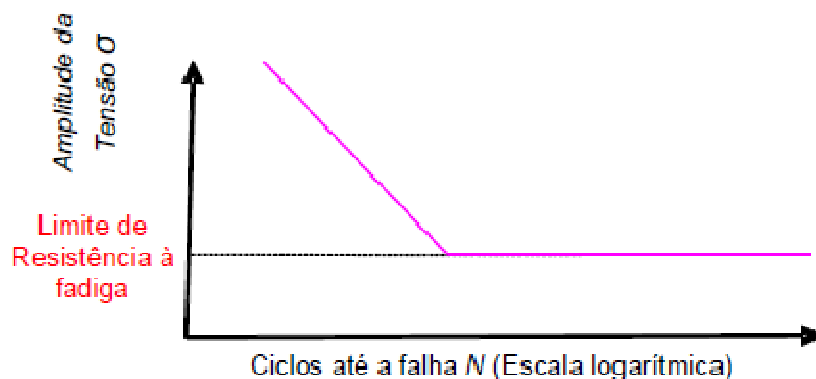


Figura 5-6 - Curva S-N para materiais ferrosos, retirado de (Chagas, 2009).

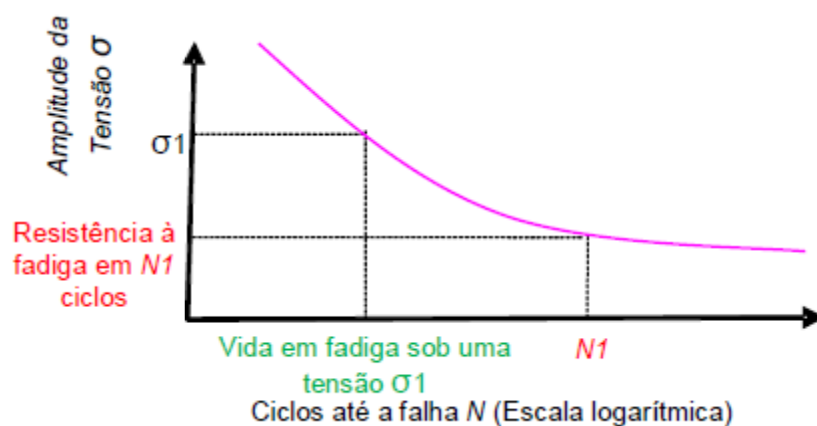


Figura 5-7 - Curva S-N para materiais não ferrosos, retirado de (Chagas, 2009).

O procedimento para determinação da curva S-N consiste em testar um corpo de prova sob a tensão aproximada de dois terços do limite de resistência estático do material, onde se espera que ocorra a fratura em baixo ciclo. A tensão de ensaio é diminuída gradativamente para os corpos de prova que sucedem até que não se rompa em um número especificado de ciclos, geralmente 10^7 , a partir do qual já se considera como um valor de vida infinita.

Utilizam-se de 10 a 12 corpos de provas para a caracterização da curva S-N que, mesmo com a dispersão de resultados, é passível de construção.

Também foram criadas curvas S-N para avaliar a influência das tensões médias na vida em fadiga, Figura 5-8. Podemos observar pelo gráfico que o aumento da tensão média leva a uma redução do número de ciclos até a falha.

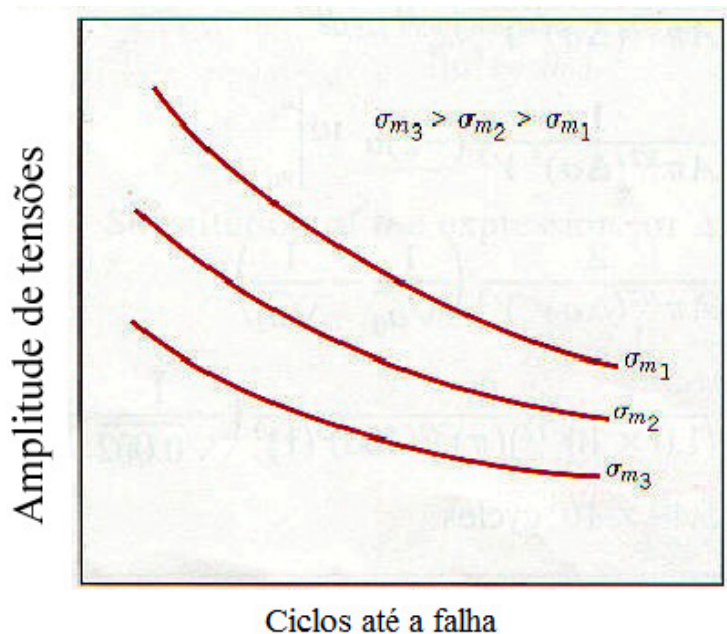


Figura 5-8 - Influência da tensão média, adaptado de (Chagas, 2009).

Limite de fadiga

Uma maneira simples de analisar a resistência de um componente à fadiga é comparando a amplitude das tensões aplicadas a ele com o seu limite de fadiga. Este conceito pode ser aplicado para materiais ferrosos (Callister, 1991). Desta forma, este conceito se aplica a diversos componentes do protótipo Baja, como os eixos da caixa de transmissão e a ponta de eixo no sistema de suspensão e direção, normalmente fabricados em ligas de aço.

É importante ressaltar que o limite de fadiga é encontrado por meio de testes controlados, onde os espécimes possuem geometrias e condições superficiais normalizadas. Desta forma, foram criados alguns fatores corretivos para o limite de fadiga, permitindo que ele seja adaptado a situações diferentes das impostas aos corpos de prova (Shigley, 2008).

O limite de resistência à fadiga pode ser multiplicado por fatores menores ou iguais a unidade por conta de inúmeras imperfeições de forma, material, processo, entre outros. Desta forma, o limite de fadiga pode ser descrito pela equação de Marin, 5-4 (Shigley, 2008).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad 5-4$$

Onde:

k_a = fator modificação de condição de superfície;

k_b = fator de modificação de tamanho;

k_c = fator de modificação de carga;

k_d = fator de modificação de temperatura;

k_e = fator de confiabilidade;

k_f = fator de modificação por defeitos variados

S'_e = limite de fadiga do espécime de teste do tipo viga rotativa [MPa]

S_e = limite de fadiga da peça real [MPa]

O valor destes coeficientes pode ser encontrado no capítulo 7-9 de (Shigley, 2008), geralmente em gráficos e tabelas obtidos de forma empírica. Um exemplo é o fator de condição de superfície, encontrado a partir da Figura 5-9.

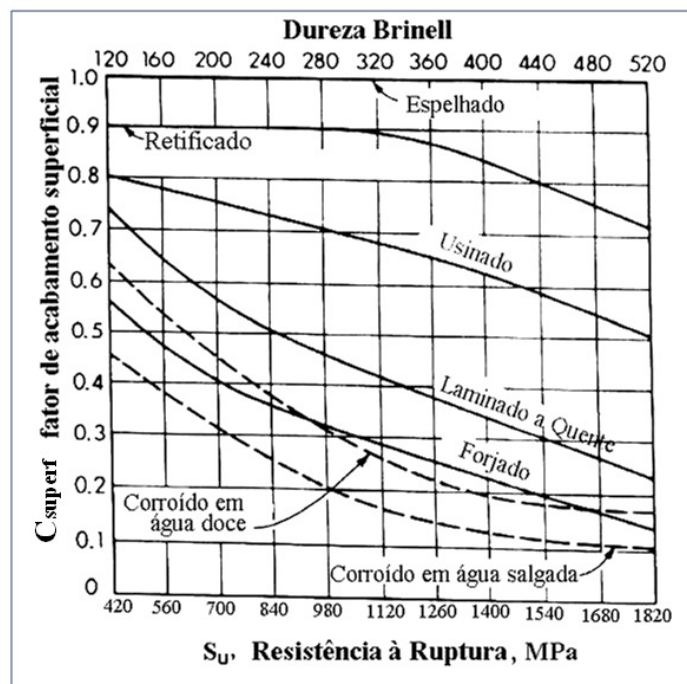


Figura 5-9 - Fator de correção do limite de fadiga para acabamento superficial, retirado de (Shigley, 2008).

Neste caso, temos diferentes curvas para cada tipo de acabamento superficial, usinado, retificado, espelhado etc. Também temos no eixo das abcissas o limite de resistência à ruptura ou a dureza Brinell. Com base nestes valores encontramos o fator de correção no eixo das ordenadas.

Diagramas de vida constante

Ao analisar um componente com base apenas no limite de fadiga do material, ignora-se a influência da tensão média. Apesar dos estudos ilustrados na Figura 5-8 para se compreender a influência da tensão média sobre a vida em fadiga, não é comum encontrar na literatura curvas S-N para diferentes níveis de tensão média.

Uma forma alternativa de contabilizar a influência deste parâmetro é a utilização dos diagramas de vida constante. A maior parte destes modelos foi desenvolvida por Gerber (1874), Goodman (1899) e Soderberg (1939).

As curvas S-N demonstraram a influência que a amplitude e a tensão média possuem sobre a vida em fadiga de um material. As curvas de vida constante colocam em um único gráfico a influência destes dois parâmetros sobre o número de ciclos até a falha. O gráfico apresenta a tensão média no eixo das abscissas e a tensão alternada no eixo das ordenadas. As linhas de cada critério representam a vida infinita, geralmente 10^6 ciclos, Figura 5-10 (Shigley, 2008). Combinações de carregamento em regiões acima das linhas representam coeficiente de segurança inferior à unidade, denotando que o componente terá, de acordo com determinado critério, uma vida inferior a 10^6 ciclos.

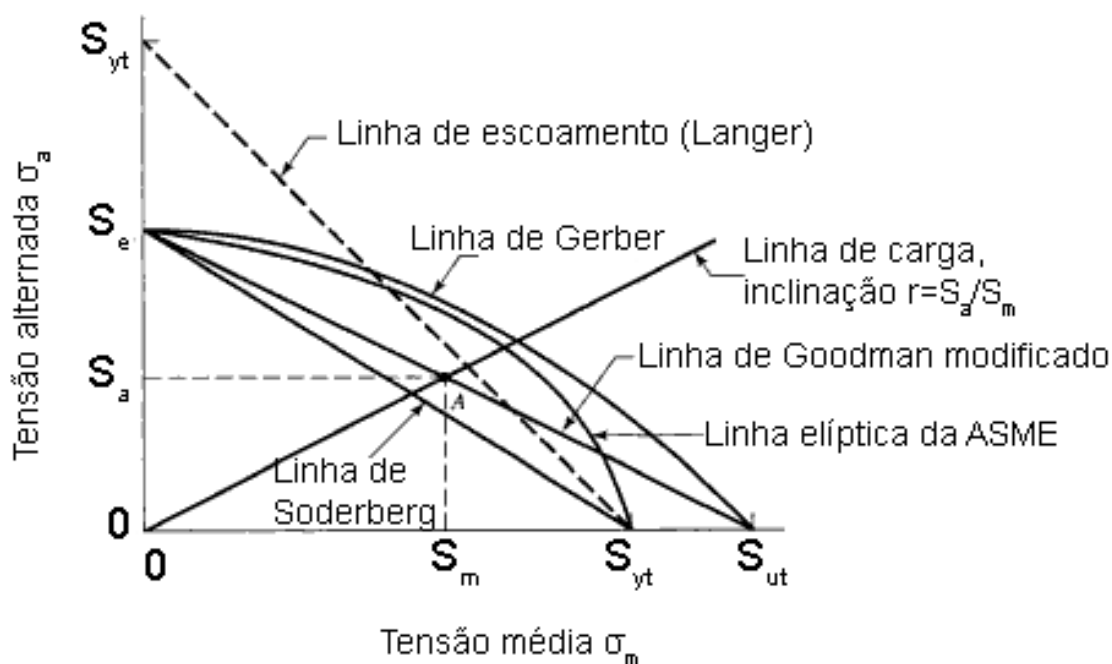


Figura 5-10 - Diagramas de vida constante, retirado de (Shigley, 2008).

Algumas das equações dos critérios são ilustradas a seguir. Linha de escoamento de Langer (5-5), relação de Goodman modificado (5-6), critério de falha de Gerber (5-7) e critério elíptico da ASM (5-8).

$$\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad 5-5$$

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad 5-6$$

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad 5-7$$

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad 5-8$$

Onde:

Sa=Resistência alternante [MPa]

Sm=Resistência média [MPa]

Se=Limite de fadiga [MPa]

Sf=Resistência de vida infinita [MPa]

Syt=Resistência ao escoamento [MPa]

Sut=Resistência a tração [MPa]

A linha de Langer, ou de escoamento, liga o valor da resistência ao escoamento no eixo das ordenadas e abcissas. Isto indica que caso a tensão alternada ou média for superior ao escoamento, o componente irá sofrer uma

falha logo no primeiro ciclo de carregamento, não sendo mais a fadiga o problema a ser estudado. Verificamos que apenas o critério de Solderberg garante que o componente nunca falhará por escoamento no primeiro ciclo. Porém, por muitas vezes este critério torna-se muito conservador, conflitando com outros parâmetros de projeto como peso e custo. Cabe ao projetista escolher o critério que melhor convêm ao seu projeto, levando em consideração o nível de segurança e confiabilidade dos parâmetros utilizados.

A partir da intersecção da linha de carga com as curvas de vida constante, foram desenvolvidas equações para os fatores de segurança. As equações para o critério de Goodman (5-9), Gerber (5-10) e ASME elíptica (5-11) são descritas a seguir.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad 5-9$$

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right) \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a} \right)^2} \right] \quad 5-10$$

$$n_f = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2}} \quad 5-11$$

Criando o diagrama de Goodman-modificado

Dentre os diagramas de vida constante, o mais utilizado para análises de fadiga é o diagrama de Goodman-modificado. Este diagrama é representado

por uma linha reta ligando a resistência à tração com o limite de fadiga, o que simplifica a sua construção. Para o caso de materiais que não possuem um limite de fadiga, o diagrama é construído tendo como base a resistência de vida infinita S_f , que considera a resistência à fadiga do material para um determinado número de ciclos adotado como critério de vida infinita. A Figura 5-11 representa o diagrama para o alumínio 7075-T6. Os dados do material foram retirados de (MatWeb, 2011) e são listados na Tabela 5-2.

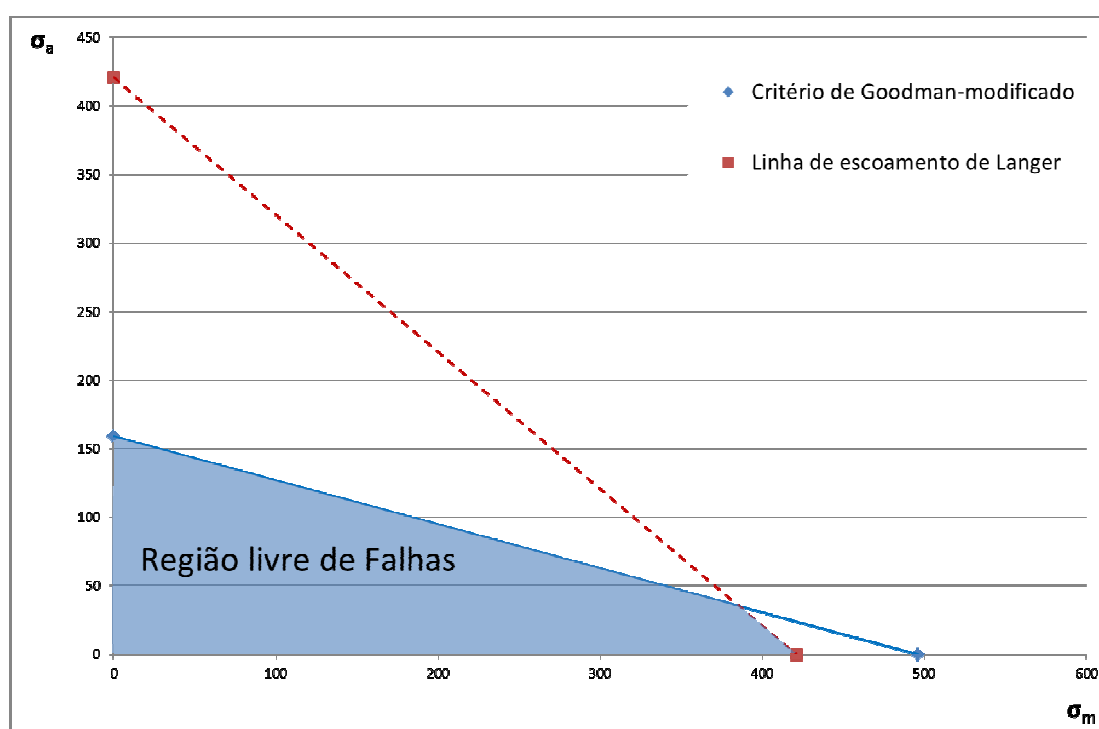


Figura 5-11 - Diagrama de Goodman-modificado para o alumínio 7075-T6

Tabela 5-2 - Propriedades mecânicas do alumínio 7075-T6, retiradas de (MatWeb, 2011).

S_{yt} [MPa]	421
S_{ut} [MPa]	496
S_f [MPa]*	159

* A resistência de vida infinita foi considerada para $5 \cdot 10^8$ ciclos

Pode-se observar pela Figura 5-11 que a curva de Goodman-modificado intersecta a linha de escoamento de Langer. Dado este fato, a região livre de falhas situa-se na interseção entre as áreas abaixo dos dois critérios de falha. O diagrama varia de acordo com a resistência a fadiga S_e , como pode ser visto na Figura 5-12.

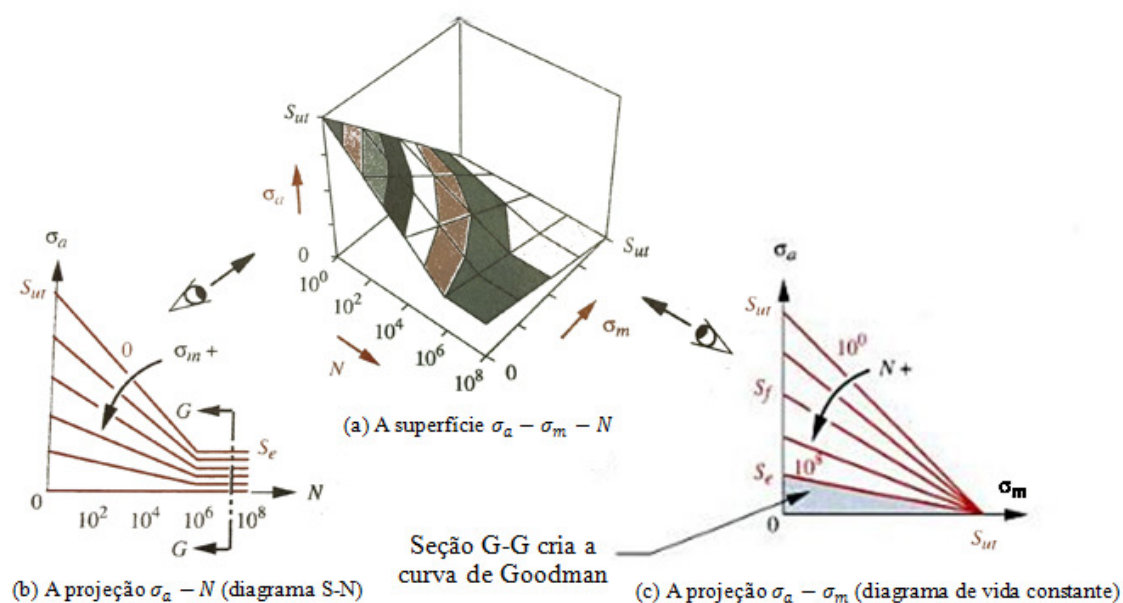


Figura 5-12 - Relação entre os diagramas S-N e de vida constante com a curva de Goodman, retirado de (Norton, 1998).

Observa-se na Figura 5-12c que o ponto onde a linha do critério de Goodman-modificado intercepta o eixo das ordenadas é o valor da resistência à fadiga S_f e para o caso de se considerar a falha no primeiro ciclo, a interseção ocorrerá

na resistência à tração S_{ut} . O valor de S_f varia de acordo com o número de ciclos, como pode ser visto na Figura 5-12a. Este aspecto é particularmente importante para o dimensionamento de componentes fabricados com materiais não ferrosos. Como ilustrados na Figura 5-7, estes materiais não possuem um limite de fadiga definido. Isto faz com que o digrama de vida constante seja alterado de acordo com o número de ciclos considerado. No caso da Figura 5-11, as propriedades de fadiga retiradas de (MatWeb, 2011) foram consideradas para $5 \cdot 10^8$ ciclos.

Em algumas aplicações, o uso de $5 \cdot 10^8$ ciclos como critério de vida infinita pode não ser adequado, seja pelo fato do componente ser exposto a uma quantidade maior de ciclos, o que levaria a um subdimensionamento, ou para o caso contrário, onde o componente precisa resistir a uma quantidade de ciclos inferior a $5 \cdot 10^8$ ciclos. Nestes casos, pode-se extrapolar o valor de S_f para valores mais adequados de N .

Uma forma sugerida em (Norton, 1998) para extrapolar o valor de S_e é a aproximação da curva S-N por retas, como ilustrado na Figura 5-13 para o caso dos materiais ferrosos e na Figura 5-14 para os não ferrosos. A região de interesse é considerada como sendo entre 10^3 e 10^9 ciclos. Com isto, a interseção no eixo das ordenadas passa a ser a resistência à tração em 10^3 ciclos, denominada S_3 . De acordo com (Norton, 1998), este valor pode ser encontrado através da 5-12a para componentes submetidos a carregamentos de flexão e pela 5-12b para o caso de carregamentos axiais. Para os casos onde a natureza do carregamento não é puramente axial ou de flexão, sugere-se o uso da 5-12b, o que privilegia a segurança.

Flexão:

$$S_3 = 0,9S_{ut}$$

5-12a

Carregamento
axial:

$$S_3 = 0,75S_{ut}$$

5-12b

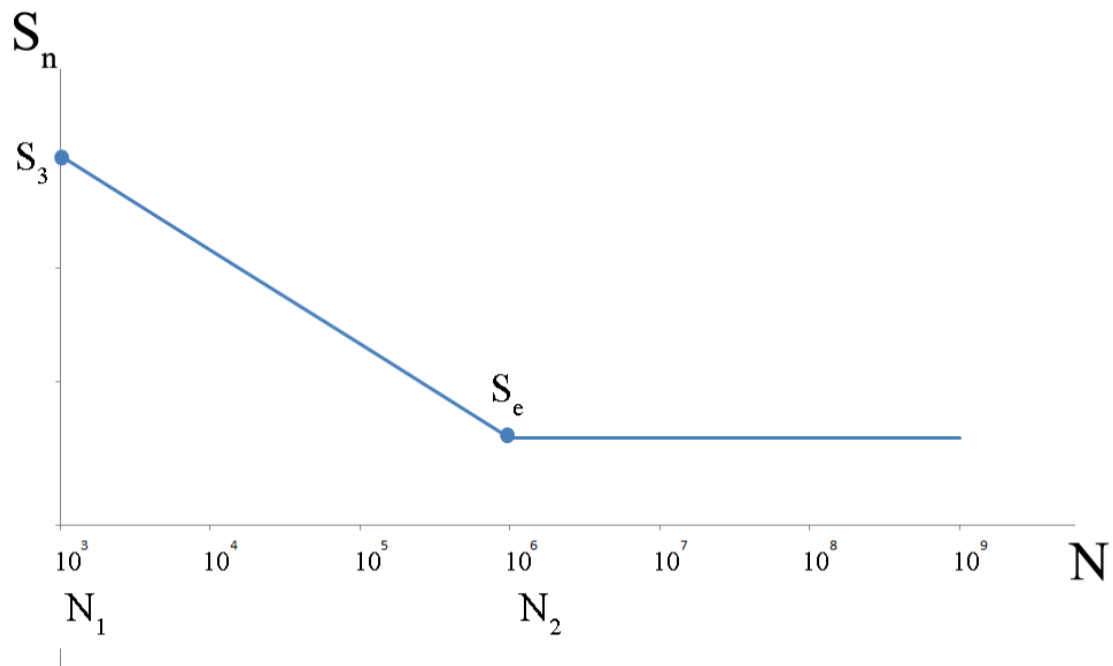


Figura 5-13 - Aproximação da curva S-N por retas para materiais ferrosos, adaptado de (Norton, 1998).

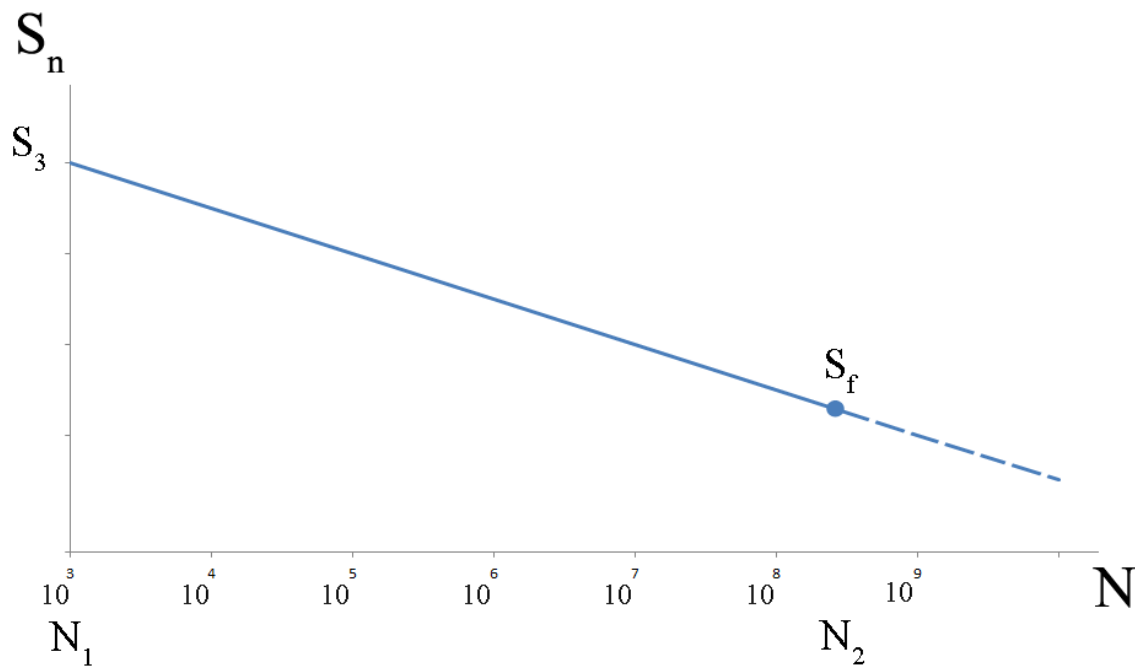


Figura 5-14 - Aproximação da curva S-N por retas para materiais não ferrosos, adaptado de (Norton, 1998).

Para se completar os gráficos, precisa-se do valor da resistência à fadiga. Em muitos casos este valor não é fornecido e deve ser estimado de acordo com a resistência a tração do material. A 5-13 apresenta as estimativas do limite de fadiga para diferentes ligas (Norton, 1998). Os valores de S_f dos materiais não ferrosos são estimados para uma vida de $5 \cdot 10^8$ ciclos. Os valores aproximados de S_e e S_f devem ainda ser corrigidos de acordo com a 5-4.

	$S_e \cong 0,5S_{ut}$	$\text{Para } S_{ut} < 1400\text{MPa}$	
Aços:	$S_e \cong 700\text{MPa}$	$\text{Para } S_{ut} \geq 1400\text{MPa}$	5-13a

Ferros:	$S_e \cong 0,4S_{ut}$	$\text{Para } S_{ut} < 400\text{MPa}$	5-13b
---------	-----------------------	---------------------------------------	-------

	$S_e \cong 160\text{MPa}$	$\text{Para } S_{ut} \geq 400\text{MPa}$	
Alumínios:	$S_f \cong 0,4S_{ut}$	$\text{Para } S_{ut} < 330\text{MPa}$	5-13c
	$S_f \cong 130\text{MPa}$	$\text{Para } S_{ut} \geq 330\text{MPa}$	
Ligas de cobre:	$S_f \cong 0,4S_{ut}$	$\text{Para } S_{ut} < 280\text{MPa}$	5-13d
	$S_f \cong 100\text{MPa}$	$\text{Para } S_{ut} \geq 280\text{MPa}$	

Uma vez tendo os valores de S_3 e da resistência à fadiga dada por S_e ou S_f , pode-se obter a equação da reta que liga estes dois parâmetros na Figura 5-13 e na Figura 5-14. A resistência à fadiga para um dado número de ciclos, S_n , será expressa através da 5-14.

$$S_n = aN^b \quad 5-14a$$

ou

$$\log(S_n) = \log(a) + b\log(N) \quad 5-14b$$

As condições de contorno são $S_n=S_3$ para $N=N_1$, no caso 10^3 ciclos, e $S_n=S_e$ ou S_f para $N=N_2$. Caso sejam utilizadas as aproximações da 5-13 para obter os valores das resistências à fadiga, N_2 será 10^6 ciclos para o caso de materiais com limite de fadiga e $5 \cdot 10^8$ para materiais não ferrosos. Esta aproximação é válida para valores de ciclos entre N_1 e N_2 . No caso do gráfico da Figura 5-14 a equação pode ser utilizada para encontrar a resistência à fadiga para valores de N superiores a N_2 . Porém é importante ressaltar que a exatidão do método passa a ser questionável a partir deste ponto, apesar dos valores encontrados

serem provavelmente conservadores em relação aos reais. Utilizando as condições de contorno e resolvendo o sistema para a e b, obtém-se a 5-15. Com base na 5-14 e na 5-15 é possível construir o diagrama de Goodman-modificado e calcular o valor de S_n para um dado número de ciclos N.

$$b = \frac{1}{\log(N_1) - \log(N_2)} \log\left(\frac{S_m}{S_e}\right) \quad 5-15a$$

$$\log(a) = \log(S_m) - 3b \quad 5-15b$$

6. DANO ACUMULADO

A análise por meio do limite de fadiga assume que existe certo nível de tensão abaixo do qual a peça não falhará por fadiga. Como visto na Figura 5-7, este tipo de comportamento existe apenas para materiais ferrosos. Desta forma é necessária outra abordagem ao projetar componentes submetidos à fadiga e fabricados com ligas não ferrosas.

Este capítulo trará um breve resumo sobre a teoria de dano acumulado. Esta teoria será utilizada para projetar os componentes do Baja fabricados com matérias que não possuem um limite de fadiga. Em sua grande maioria, estes são os componentes da suspensão e direção fabricados em alumínio.

Regra de dano linear de Palmgren-Miner

O primeiro a postular uma teoria de dano acumulado foi Palmgren em 1924. Palmgren atestou que o dano sofrido por uma peça para diversos carregamentos poderia ser somado de forma linear. Miner quantificou a teoria de Palmgren na forma da 6-1 (Fatemi, et al., 1998).

$$D = \sum \frac{n_i}{N_{fi}} \quad 6-1$$

Onde: D – Dano acumulado

n_i – Número de ciclos aplicados do i-ésimo carregamento

N_{fi} – Número de ciclos até a falha do i-ésimo carregamento

A 6-1 é conhecida como regra de dano linear de Palmgren-Miner. A equação indica que existe uma determinada quantidade de trabalho absorvida na falha e

também que o trabalho absorvido por ciclo é constante. Desta forma, pode-se dizer que o componente irá falhar quando a quantidade de ciclos for tal que a soma dos trabalhos seja suficiente para levar a falha, ou seja, quando D for um. Estas considerações permitem que trabalhos absorvidos em diferentes ciclos possam ser somados linearmente, levando a 6-1.

A regra de Palmgren-Miner não leva em conta a sequencia dos carregamentos, a correlação do dano com o nível de tensão e a interação entre os carregamentos (Fatemi, et al., 1998). Alguns modelos foram desenvolvidos ao longo dos anos para levar em consideração estes fatores e serão ilustrados nesta seção.

Teoria de Marco-Starkey

Sendo r a razão entre o número de ciclos aplicados e a quantidade de ciclos até a falha, ou seja, $r = n_i / N_{fi}$, a curva D - r para o critério de Palmgren-Miner será simplesmente uma diagonal passando por zero e com ângulo de 45° . Foi então proposto por Richard e Newmark que esta linha não seria igual para diferentes carregamentos. Com base nesta hipótese, Marco e Starkey propuseram em 1954 a primeira teoria a considerar que o dano não teria um comportamento linear, 6-2 (Fatemi, et al., 1998).

$$D = \sum r_i^{x_i}, \quad 6-2$$

onde x_i é um expoente referente ao i -ésimo carregamento. Esta teoria considera as variações entre diferentes sequencias de carregamento, como pode ser visto na Figura 6-1.

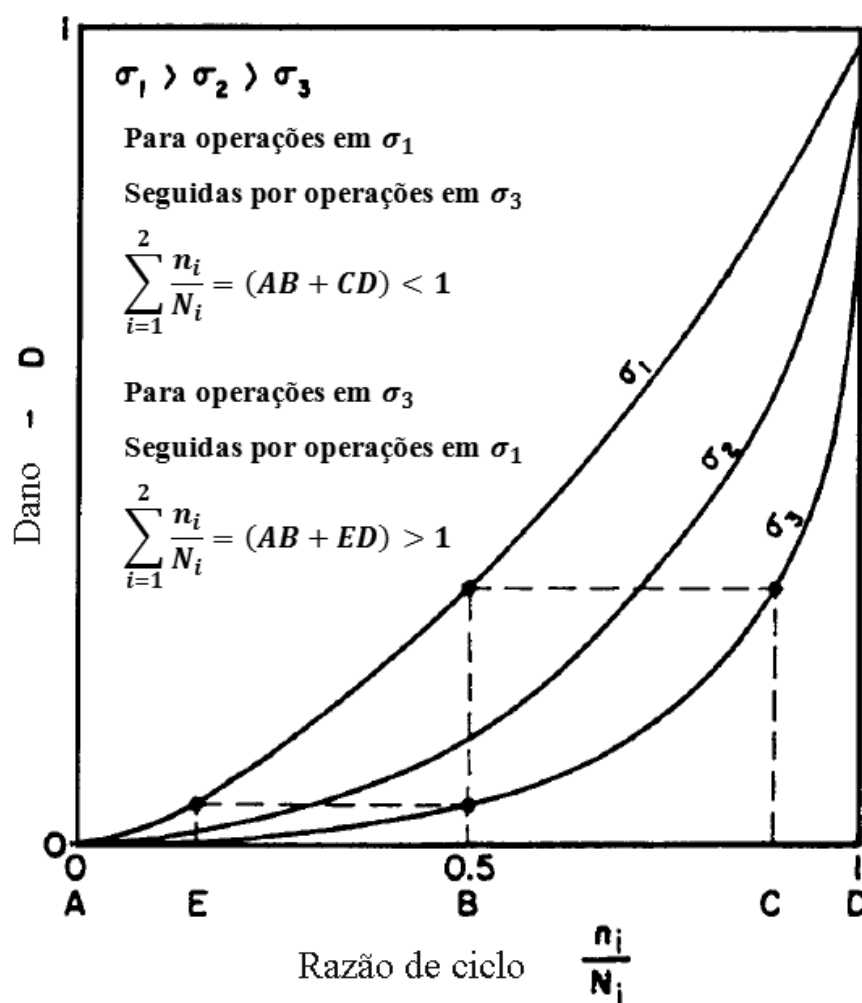


Figura 6-1 - Relação entre dano e razão de ciclo para o critério de Marco-Starkey, adaptado de (Fatemi, et al., 1998).

Conforme a tensão aumenta, verificamos pela Figura 6-1 que seu comportamento fica mais próximo em relação ao critério de dano linear de Palmgren-Miner. Também se pode constatar que a razão de ciclo pode ser menor que a unidade para casos onde partimos de uma dada tensão para outra menor, conhecido como ciclo de tensão H-L (em inglês, *high to low cycle*) ou maior que a unidade quando o segundo ciclo possui tensões menores em relação ao primeiro, conhecido como ciclo de tensão L-H (em inglês, *low to high cycle*).

Teoria de dano linear em dois estágios

Outra teoria apresentada em (Fatemi, et al., 1998) para contabilizar a interação entre diferentes sequencias de carregamentos é a teoria de dano linear em dois estágios. Ela segue o mesmo princípio da teoria de dano linear de Palmgren-Miner, com a diferença que considera dois estágios distintos na vida em fadiga. O primeiro leva em conta a formação da trinca, enquanto o segundo segue o seu crescimento. Em 1966 Manson propôs a teoria de dano linear em dois estágios onde separava a quantidade de ciclos até a falha em duas fases, 6-3 e 6-4 onde P é um coeficiente referente ao segundo estágio de propagação da trinca.

$$N_I = N_f - PN_f^{0.6} \quad 6-3$$

$$N_{II} = PN_f^{0.6} \quad 6-4$$

A Figura 6-2 ilustra a linha de dano linear em dois estágios para um carregamento H-L. O experimento conduzido em (Bilir, 1991) com espécimes de alumínio testados para carregamentos com dois níveis de tensão mostrou boa correlação com a teoria de dano linear em dois estágios (Fatemi, et al., 1998).

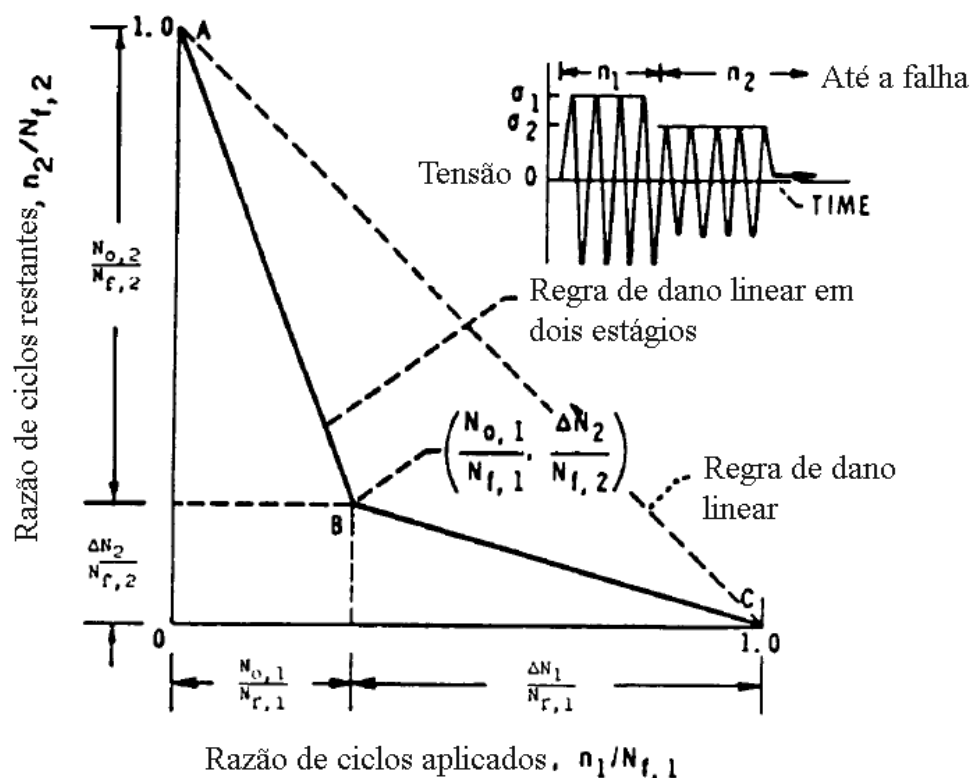


Figura 6-2 - Regra de dano linear em dois estágios para um carregamento H-L, adaptado de (Fatemi, et al., 1998).

Diversas teorias foram propostas na tentativa de encontrar uma relação entre as sequencias de ciclos de tensão, sua intensidade e a falha por fadiga. Um resumo destas teorias pode ser encontrado em (Fatemi, et al., 1998).

Nenhuma destas teorias conseguiu o consenso entre os estudiosos e por muitas vezes o critério escolhido pelos projetistas é o de Palmgren-Miner. É importante ressaltar que durante um projeto mecânico não é possível chegar a um resultado que indique se a peça irá ou não falhar por fadiga, independente do critério utilizado. O que se consegue são diretrizes onde se identificam regiões críticas que possuem maior probabilidade de falha dado um determinado ciclo de carregamentos. Desta forma, sugere-se para os projetos do veículo Baja que seja utilizado o critério de Palmgren-Miner. Algumas deficiências da teoria do dano linear são minimizadas pela natureza do projeto do protótipo Baja. A falta de correlação entre o dano acumulado e a sequencia

em que as tensões são aplicadas não tem grande relevância, uma vez que o terreno fora de estrada não permite que essa sequencia seja definida com clareza. Este fato inviabiliza o uso de teorias mais refinadas que buscam levar em conta este fator, como a regra de Marco-Starkey e acaba por justificar o uso da teoria de Palmgren-Miner.

Controle de fadiga por deformação

Diversas evidências mostraram que o controle de falhas por fadiga é mais eficiente quando se usa a abordagem da vida em função das deformações. Comparado com os estudos de tensão, os que envolvem deformação possuem uma maior correlação com a interação entre diferentes carregamentos, além de precisarem de menos informações referentes às propriedades do material (Becker, et al., 1990).

Dada a amplitude de deformações de um ciclo de carregamentos, a teoria de controle por deformações viabiliza o cálculo do número de ciclos que determinado material irá suportar. Com esta informação, pode-se utilizar a teoria de dano linear de Palmgren-Miner para estimar a vida em fadiga.

O ciclo de deformação em função dos ciclos até a falha é dividido em duas partes, uma referente a deformação plástica e outro a elástica, de acordo com a 6-5. A curva de deformação por revoluções até a falha pode ser vista na Figura 6-3.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad 6-5$$

Onde: $\Delta \varepsilon / 2$ – Amplitude de deformações

σ'_f – Coeficiente de resistência à fadiga [MPa]

E – módulo de elasticidade [MPa]

$2N_f$ – Revoluções até a falha (duas revoluções equivalem a um ciclo)

b – Expoente de resistência à fadiga (coeficiente de Basquin)

ϵ'_f – Coeficiente de ductilidade a fadiga

c – Expoente de ductilidade a fadiga

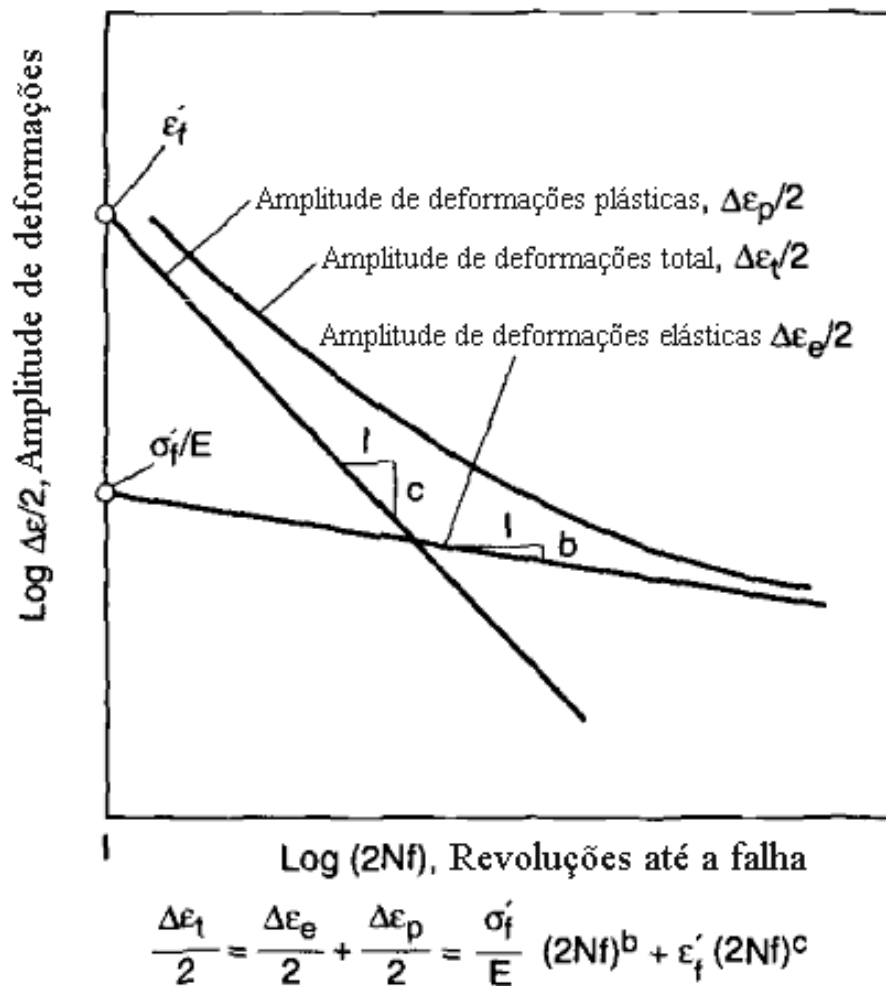


Figura 6-3 - Relação entre a amplitude de deformações e a quantidade de revoluções até a falha, adaptado de (Becker, et al., 1990).

Influência da tensão média no ciclo de deformações

Assim como as curvas S-N, os diagramas de deformação por ciclos até a falha levam em conta que a amplitude de tensões ocorre em torno do zero. Os estudos desenvolvidos para analisar a influência da tensão média se concentram em modificações da relação da amplitude de deformação pelo número de ciclos. Os mais utilizados são o critério de Morrow e o SWT, sigla para Smith, Watson e Topper (Dowling, 2004).

Podemos considerar uma modificação da teoria de falha de Goodman para incluir a influência da tensão média na curva de deformação. Resolvendo a 5-6 para o limite de fadiga e substituindo as resistências média e alternante por tensões aplicadas em um ciclo, obtemos a 6-6.

$$S_e = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad 6-6$$

Substituindo os valores de tensão média e alternada, é possível considerar que o valor encontrado do limite de fadiga seria uma tensão alternada em torno do zero com os mesmos efeitos do conjunto de tensões média e alternada. Por fim, Morrow substituiu o limite de tração pelo coeficiente de resistência à fadiga como limitante para falha. Uma extensão da formulação de Morrow para a relação de deformação com a quantidade de ciclos até a falha é dada pela 6-7 (Dowling, 2004). Em relação à curva com deformações alternadas em torno do zero, a proposição de Morrow modifica apenas a região elástica.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f - \sigma_m)}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad 6-7$$

Já o critério SWT propõe que a vida em fadiga para qualquer tensão média esta relacionada a multiplicação da tensão máxima pela amplitude de deformações, $\sigma_{max} \varepsilon_a$. A curva de deformação-ciclos para o critério SWT fica sendo então a 6-8.

$$\sigma_{max} \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad 6-8$$

De acordo com (Dowling, 2004), o critério de Morrow é mais adequado para materiais frágeis e aços, enquanto o SWT possui uma aplicação mais geral, sendo mais recomendado para ligas de alumínio e materiais dúcteis. Desta forma, os componentes da suspensão e direção do Baja devem ser projetados de acordo com o critério SWT.

Propriedades de fadiga para ligas de alumínio

Os valores de tensões e deformações nos componentes do protótipo Baja podem ser calculados por meio da mecânica dos sólidos ou pelo método de cálculo estrutural em elementos finitos, tendo como dados de entrada as cargas impostas ao veículo. Tendo em mãos estes dados, para calcular a quantidade de ciclos até a falha são necessárias as propriedades de fadiga do material. O Anexo 2 retirado de (Becker, et al., 1990) contém as propriedades de fadiga para diversas ligas de alumínio, testadas em regime de ciclo de tensão revertido e a temperatura ambiente.

Também foram desenvolvidos estudos para se obter os parâmetros de fadiga por meio de outras propriedades dos materiais, como o módulo de elasticidade. Dois destes estudos podem ser encontrados em (Zhongping Zhang, 2006) e (Park, 2003).

Em (Park, 2003) é apresentado o critério de Mitchell que foi proposto para calcular a curva deformação-ciclos por meio do limite de resistência à tração, S_{ut} , e válida para aços com dureza Brinell inferior a 500. A partir deste critério e considerando o limite de tração em MPa, chegamos na 6-9.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(S_{ut} + 345)}{E} (2N_f)^{-1/6 \log[2(S_{ut}+345)/S_{ut}]} + \varepsilon_f (2N_f)^{-0.6} \quad 6-9$$

Com base no critério de Mitchell e utilizando métodos estatísticos, foi proposto em (Park, 2003) um critério para ligas de alumínio, 6-10.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(S_{ut} + C_1)}{E} (2N_f)^{-1/6 \log[2(S_{ut}+C_1)/C_2 S_{ut}]} + C_3 \varepsilon_f (2N_f)^{-C_4} \quad 6-10$$

As constantes foram calculadas por meio de técnicas de otimização e dados empíricos de fadiga, sendo $C_1=345$, $C_2=0.5$, $C_3=0.993$ e $C_4=0.661$.

As equações modificadas podem ser úteis para situações onde não estão disponíveis os parâmetros de fadiga do material, mas não levam em conta a tensão média. Cabe ao projetista avaliar em qual situação deve utilizar estas equações.

Tensões multiaxiais

As teorias abordadas neste trabalho consideram casos onde as tensões são unidirecionais. Em grande parte das aplicações mecânicas, é comum o aparecimento de tensões multiaxiais e a sua existência deve ser considerada para as análises de fadiga.

No caso de componentes submetidos a diferentes tipos de carregamento, devem ser analisadas as frequências e a relação de fase entre estes carregamentos. A maior parte dos estudos de fadiga se concentra em carregamentos periódicos de mesma fase, além de possuírem carregamentos cujas direções principais se mantêm constante com o tempo. Estes carregamentos são conhecidos como tensões multiaxiais simples. Casos mais complexos, onde as direções principais variam com o tempo ainda estão sendo estudadas, sendo que não existe um consenso na forma como estes casos devem ser tratados (Norton, 1998).

Para o estudo da manga dianteira do Baja, os casos estudados serão predominantemente carregamentos advindos do sistema de suspensão. Estes carregamentos solicitam o componente por meio dos esforços sobre o amortecedor que chegam à manga por meio da ligação com o braço da suspensão. Desta forma, será considerado que as tensões principais não mudam de direção ao longo do tempo, o que permitirá o estudo de diferentes casos de carregamento.

Métodos de Sines e Von Mises

Serão apresentados a seguir os métodos de Sines e Von Mises para a análise de carregamentos multiaxiais simples (Norton, 1998). Ambos os critérios buscam sintetizar os efeitos das tensões em diversas direções em um único valor para as tensões alternante e média, que poderão ser utilizados nos critérios de falha apresentados nos capítulos 5 e 6.

Para criar a tensão alternante equivalente, os dois métodos utilizam a aproximação de Von Mises para tensões multiaxiais, 6-11.

$$\sigma'_a = \sqrt{\frac{(\sigma_{x_a} - \sigma_{y_a})^2 + (\sigma_{y_a} - \sigma_{z_a})^2 + (\sigma_{z_a} - \sigma_{x_a})^2 + 6(\tau_{xy_a}^2 + \tau_{yz_a}^2 + \tau_{zx_a}^2)}{2}} \quad 6-11$$

O índice a indica que a média é feita utilizando as tensões alternadas em cada uma das direções. O mesmo ocorre no cálculo da tensão média equivalente, onde o índice m indica que são utilizadas as tensões médias nas três direções. O método de Sines utiliza a 6-12 para calcular a tensão média equivalente. Já o critério de Von Mises utiliza a mesma estrutura do cálculo da tensão alternada para a tensão média, resultando na 6-13.

$$\sigma'_m = \sigma_{x_m} + \sigma_{y_m} + \sigma_{z_m} \quad 6-12$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\frac{(\sigma_{x_m} - \sigma_{y_m})^2 + (\sigma_{y_m} - \sigma_{z_m})^2 + (\sigma_{z_m} - \sigma_{x_m})^2 + 6(\tau_{xy_m}^2 + \tau_{yz_m}^2 + \tau_{zx_m}^2)}{2}} \quad 6-13$$

A aproximação de Sines desconsidera as tensões médias de cisalhamento. Esta formulação é condizente com dados empíricos obtidos em testes de torção e flexão com corpos de provas polidos e sem entalhes. Porém, em casos onde os corpos de provas possuíam entalhes, a tensão média equivalente mostrou dependência em relação às tensões de cisalhamento, o que pode tornar o método de Sines não conservativo (Norton, 1998). Desta forma, a aproximação de Von Mises é um critério mais conservativo e recomendado para situações onde existam concentrações de tensão devido a entalhes.

7. ESFORÇOS ATUANTES

Um ponto essencial para uma boa análise em elementos finitos é a escolha correta das condições de contorno. No caso da manga dianteira do protótipo Baja, é necessário o levantamento dos esforços sobre os componentes da suspensão durante situações comumente presentes na prova de enduro, como saltos e travessia de obstáculos. Este levantamento de dados pode ser feito de forma empírica em testes com o veículo, ou com a utilização de modelos matemáticos que simulem o comportamento do veículo. Nesta seção serão apresentados os dois casos, com o uso de um modelo de um quarto de veículo para calcular as forças sobre os componentes e com testes em campo que utilizaram sensores para medir o deslocamento dos amortecedores do protótipo.

Modelo de um quarto de veículo

A forma mais simples de se representar a interação entre o veículo e o solo é por meio de um sistema composto por massa, mola e amortecedor com dois graus de liberdade, sendo um em uma das rodas do veículo e o segundo na sua carroceria. Este sistema é conhecido como modelo de um quarto de veículo por representar apenas uma das rodas do carro. Diversos trabalhos abordam este tipo de modelo, sendo que a grande maioria envolve o desenvolvimento de suspensões ativas onde a constante de amortecimento é modificada para se adaptar as condições da pista. Algumas considerações devem ser feitas em relação à utilização destes modelos, (Popovic, et al., 2011).

- A velocidade longitudinal do veículo é constante.
- As rodas sempre estão em contato com o solo e este contato ocorre em um único ponto.

- As oscilações da pista são simétricas em relação ao eixo longitudinal.
- A massa do veículo é igualmente distribuída entre as quatro rodas.

O modelo mais simples de um quarto de veículo com dois graus de liberdade é ilustrado na Figura 7-1.

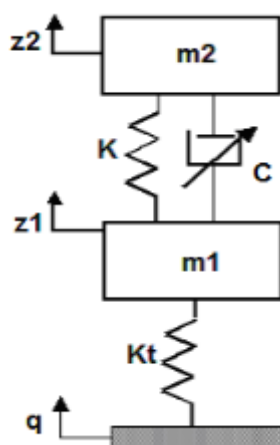


Figura 7-1 - Modelo de um quarto de veículo, retirado de (Likaj, et al., 2010).

A massa do modelo de um quarto de veículo é dividida entre a carroceria, nomeada como massa suspensa (m_2) e a parcela referente ao conjunto de rodas, conhecida como massa não suspensa (m_1). Os deslocamentos e parâmetros do modelo são:

- q – Deslocamento do solo [m].
- K_t – Rigidez do pneu [m].
- K – Rigidez da mola [N/m].
- C – Constante de amortecimento [Ns/m].
- Z_1 – Referencial de deslocamento da roda [m].
- Z_2 – Referencial de deslocamento da carroceria [m].

Utilizando a primeira lei de Newton para o conjunto de rodas obtemos a 7-1, enquanto a resolução para o equilíbrio de forças sobre a carroceria resulta na 7-2.

$$m_1 \ddot{z}_1 + C(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K(z_1 - z_2) + K_t(z_1 - q) = 0 \quad 7-1$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K(z_2 - z_1) = 0 \quad 7-2$$

Resolvendo-se o sistema de equações diferenciais obtém-se os movimentos do conjunto de rodas e da carroceria e, por consequência, as forças no amortecedor. As equações do modelo representam um sistema de equações diferenciais ordinárias e são facilmente resolvidas por softwares de simulação numérica como o *Scilab* e o *Matlab*. Para tanto, o sistema deve estar disposto na forma do espaço de estados.

Um sistema dinâmico constituído de um número finito de componentes pode ser descrito por um conjunto de equações diferenciais ordinárias onde o tempo é a variável independente. Este conjunto de equações pode ser representado na forma matricial, sendo esta equação diferencial chamada de equação de estado (Ogata, 1982). Desta forma, a representação de um sistema no espaço de estados é dada pelo conjunto de equações matriciais da 7-3. Temos que x é o vetor de estados, u as entradas do sistema e y as suas saídas.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad 7-3$$

Podemos representar o conjunto formado pela 7-1 e pela 7-2 na forma de espaço de estados, para tanto definimos o vetor x através da 7-4.

$$x = \begin{pmatrix} z_1 \\ \dot{z}_1 \\ z_2 \\ \dot{z}_2 \end{pmatrix} \quad 7-4$$

A representação do sistema de acordo com as variáveis de estado é apresentada na 7-5.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\frac{C}{m_1}(x_2 - x_4) - \frac{K}{m_1}(x_1 - x_3) - \frac{K_t}{m_1}(x_1 - q) \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = -\frac{C}{m_2}(x_4 - x_2) - \frac{K}{m_2}(x_3 - x_1) \end{cases} \quad 7-5$$

A entrada u é definida como o deslocamento do solo (q) e as matrizes do sistema descrito em espaço de estados são então representadas na 7-6. A definição da matriz C como sendo uma matriz identidade indica que a saída será o vetor de estados.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{(K + K_t)}{m_1} & -\frac{C}{m_1} & \frac{K}{m_1} & \frac{C}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K}{m_2} & \frac{C}{m_2} & -\frac{K}{m_2} & -\frac{C}{m_2} \end{bmatrix} \quad 7-6$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_t}{m_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Apenas para ilustrar o funcionamento do modelo de um quarto de veículo, foi feita uma simulação utilizando o software *Scilab*. Foram considerados parâmetros estimados para as características do protótipo 2010, presentes na Tabela 7-1. Os parâmetros da mola e do amortecedor foram fornecidos pelos fabricantes dos componentes, enquanto as massas foram medidas com o veículo completo. A resposta do sistema para um degrau de 0,1 m pode ser vista na Figura 7-2.

Tabela 7-1 - Parâmetros estimados do protótipo 2010 para uso no modelo de um quarto de veículo.

C [Ns/m]	2200
K[N/m]	6550
Kt[N/m]	25000
m1	10,2
m2	44

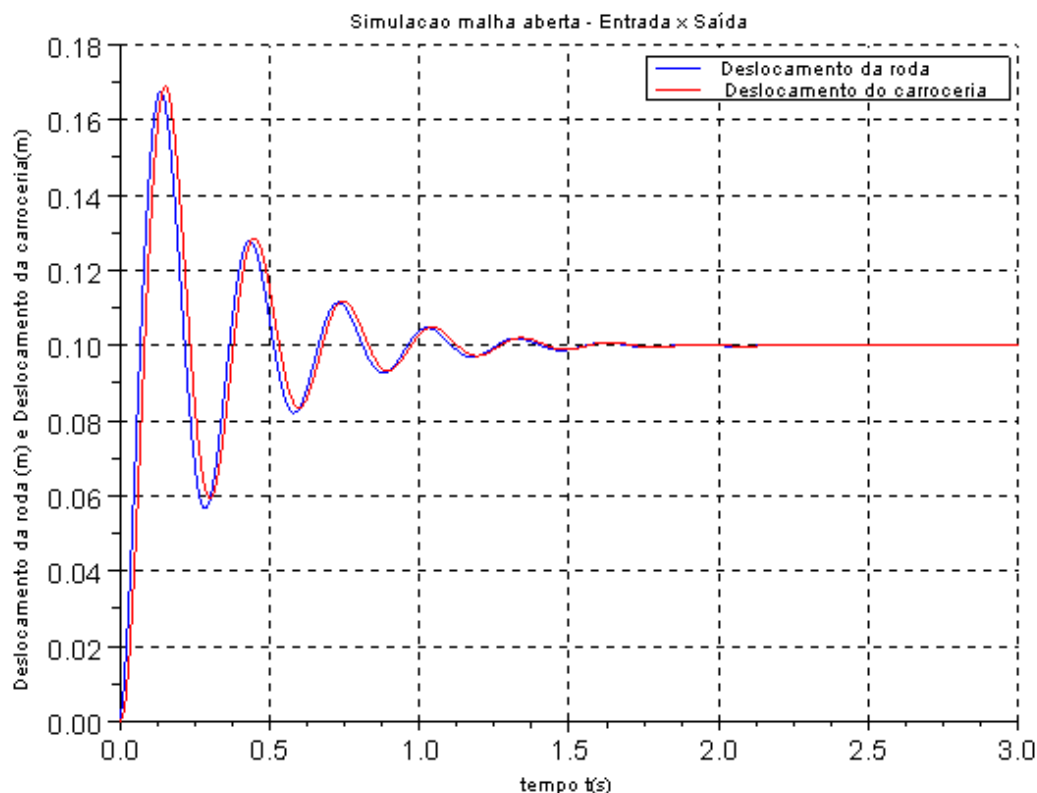
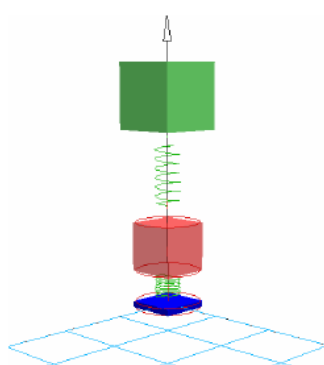


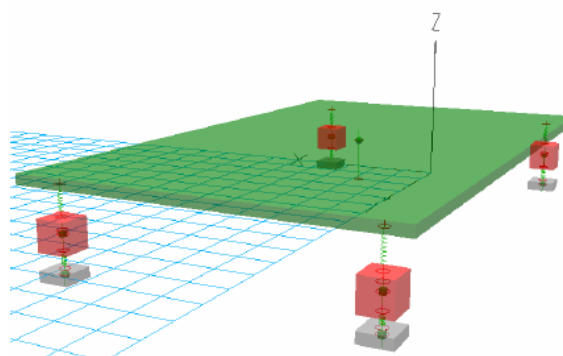
Figura 7-2 - Resposta do modelo de um quarto de veículo para uma entrada degrau de 0,1m

Com base nos deslocamentos da carroceria e da roda, é possível estimar as forças do amortecedor e estimar o carregamento sobre a manga dianteira. Embora o modelo apresentado seja simples, o seu uso fica restrito a situações onde a roda não desgruda do solo. Outro fato a ser considerado é a falta de capacidade do modelo para analisar a interação entre as quatro rodas. Alguns estudos como (Levesley, et al., 2003) sugerem que os desvios entre as respostas do modelo de um quarto de veículo com as de um modelo completo inviabilizam a sua utilização para estimar as cargas de entrada no sistema de suspensão.

Para constatar as deficiências do modelo de um quarto de veículo, (Levesley, et al., 2003) considerou os dois modelos da Figura 7-3.



(a) Modelo de um quarto de veículo com 2 graus de liberdade



(b) Modelo completo com 7 graus de liberdade

Figura 7-3 - Modelos esquemáticos de suspensão veicular, adaptado de (Levesley, et al., 2003).

Os dois modelos foram simulados para uma mesma situação. Foram considerados os dados de um veículo de passageiros médio, retirados de (Crolla, et al., 1991). O veículo trafega a 10m/s e as entradas para os dois sistemas foram uma vala modelada de acordo com a Figura 7-4 e uma entrada em degrau de 120 mm para simular uma lombada. A resposta para o degrau é mostrada na Figura 7-5, já o comportamento da suspensão para a entrada do tipo vala está na Figura 7-6.

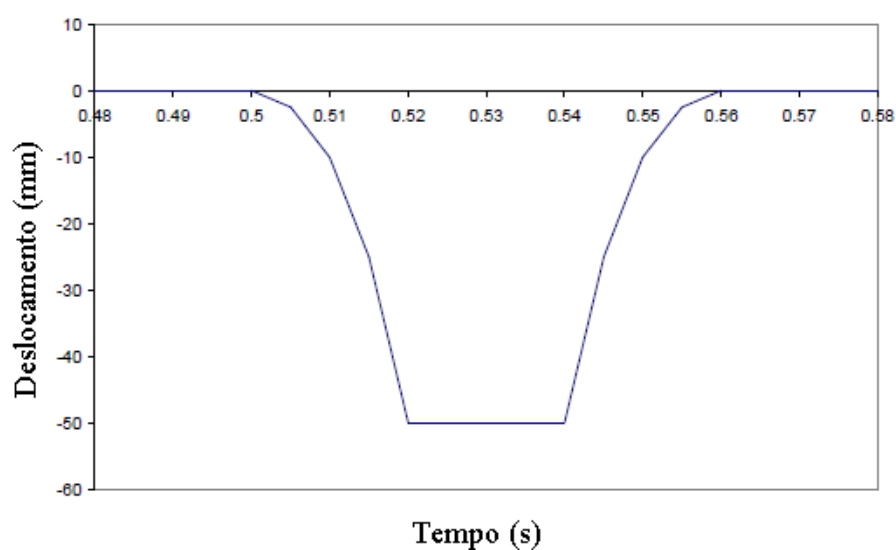


Figura 7-4 - Entrada para os modelos de suspensão representando uma vala, retirado de (Levesley, et al., 2003).

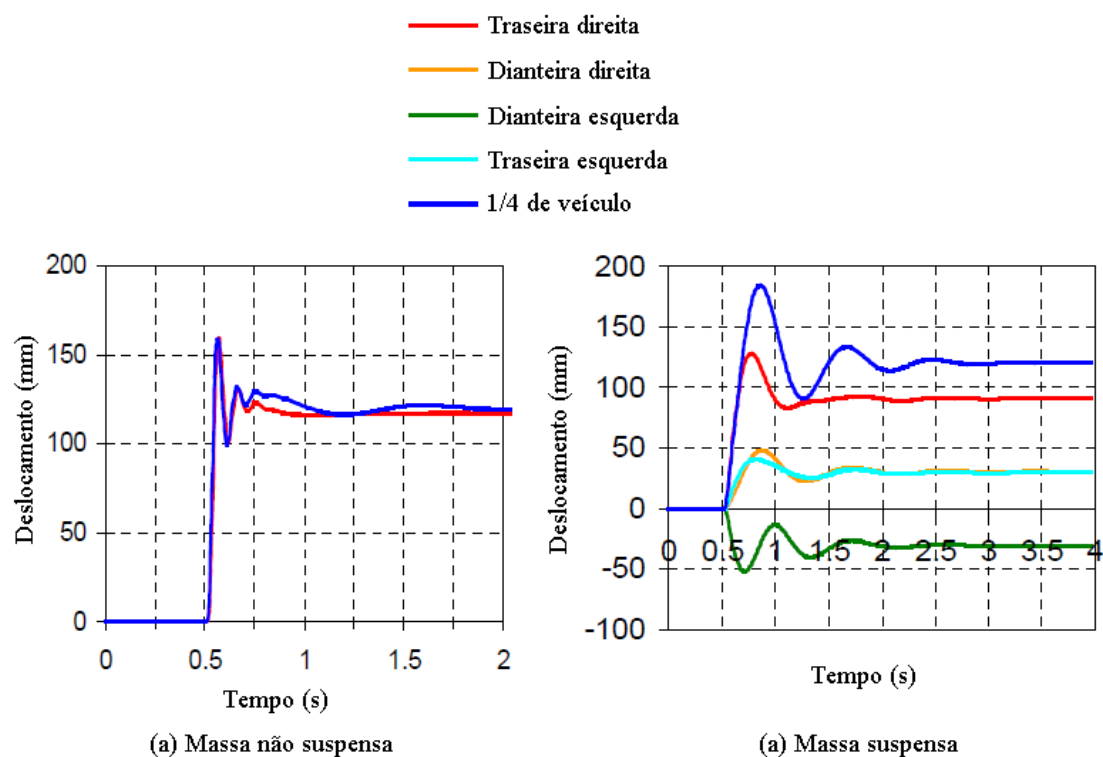


Figura 7-5 - Comparação entre as respostas dos modelos para uma entrada degrau de 120 mm, adaptado de (Levesley, et al., 2003).

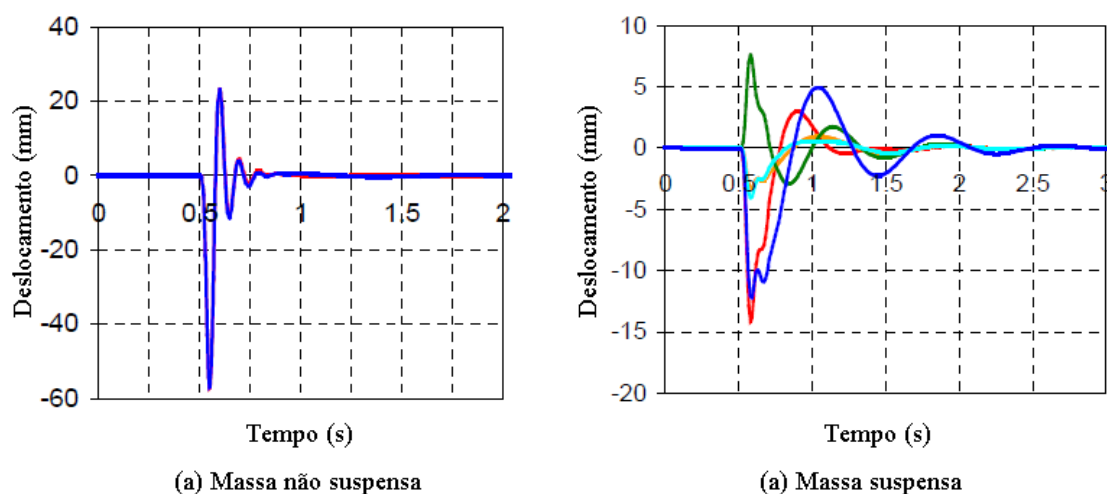


Figura 7-6 - Comparação entre as respostas dos modelos para uma entrada degrau de 120 mm, adaptado de (Levesley, et al., 2003).

As respostas indicam que o comportamento da massa não suspensa é parecido entre os dois modelos. Porém, a resposta do modelo de um quarto de veículo não se aproxima do comportamento da massa suspensa do veículo completo. Uma vez que as forças sobre o amortecedor são definidas pelo deslocamento relativo entre a massa suspensa e não suspensa, conclui-se que o modelo simplificado não é suficiente para estimar os esforços sobre o conjunto de suspensão. Tendo em vista as deficiências do modelo de um quarto de veículo, ele não será utilizado para levantar as condições de contorno das análises em elementos finitos.

Testes com sensor de deslocamento do amortecedor

Devido às dificuldades de se obter os esforços sobre o sistema de suspensão de forma teórica, buscou-se a obtenção dos dados por meio de testes de campo. Foi utilizado o protótipo Baja de 2011 instrumentado com sensores que medem o deslocamento do amortecedor, Figura 7-7.



Figura 7-7 - Sensor de deslocamento do amortecedor

Na Figura 7-7 o sensor aparece fixado aos pontos de ancoragem do amortecedor na estrutura e no braço inferior da suspensão. A sua haste se movimenta junto com a suspensão e o sinal de saída representa o seu comprimento em função do tempo. Com este resultado é possível avaliar a variação da força do amortecedor durante o teste.

Para avaliar os esforços sobre a suspensão durante o enduro de resistência da competição, foi montada uma pista de testes com alguns obstáculos representativos. O objetivo foi recriar algumas das situações mais comuns encontradas nas competições. Foram montados três diferentes obstáculos, além de se avaliar a situação em que o veículo atravessava em alta velocidade uma guia de 10 cm de altura. O uso da guia teve como objetivo simular a situação onde o Baja passa por obstáculos de média altura que estão fixados

ao solo. Um dos obstáculos mais comuns nas competições são as rampas de terra. Elas são utilizadas para avaliar a capacidade de salto dos protótipos e as regulagens de suspensão utilizadas pelas equipes. Para simular este obstáculo, a equipe construiu uma rampa de madeira com altura ajustável, Figura 7-8. O teste foi realizado com duas configurações da rampa, uma onde sua altura final era de 68 cm e uma situação mais crítica onde a altura era de 75 cm.



(a)



(b)

Figura 7-8 - Rampa com altura ajustável na configuração (a) baixa e (b) alta.

Também foi reproduzida a prova dinâmica de *bump track*, presente em algumas das competições. Este tipo de obstáculo também é utilizado nos enduros de resistência. Ele consiste de uma série de pequenos obstáculos, como pode ser visto na Figura 7-9.



Figura 7-9 - Recriação do *bump track* na pista de testes.

Por fim, foi feita uma vala, Figura 7-10. A profundidade da vala foi definida de modo que cobrisse o raio da roda do Baja, cerca de 285 mm. Como procedimento de teste, o protótipo atravessou quatro vezes cada obstáculo após o início da aquisição de dados. Para facilitar a diferenciação entre os deslocamentos obtidos para cada obstáculo, o sistema de aquisição de dados era desativado quando se passava de um obstáculo para outro. Anotando-se o horário em que se passou por cada obstáculo, foi possível analisar separadamente o efeito de cada um deles sobre o sistema de suspensão.



Figura 7-10 - Vala utilizada nos testes com o sensor de deslocamento do amortecedor.

Resultados do teste de deslocamento do amortecedor

Para analisar os dados obtidos pelos sensores, é preciso saber o momento exato em que o veículo passa pelos obstáculos montados no campo de testes. Além de observar o comportamento dos amortecedores, é possível utilizar o recurso do software de pós-tratamento de dados que possibilita a visualização da posição do veículo durante os testes.



Figura 7-11 - Posição de veículo no terreno de testes.

A Figura 7-11 utiliza os dados do GPS do sistema combinados com mapas de visualização retirados da internet para indicar o posicionamento do veículo durante a aquisição dos dados. A posição do veículo é indicada por uma circunferência. Desta forma é possível saber o momento em que se passa pelos obstáculos da pista. A Figura 7-11 representa os testes de salto utilizando a rampa na sua posição mais baixa. Os deslocamentos dos dois amortecedores dianteiros podem ser vistos no Anexo 3. No gráfico é possível identificar os quatro picos de deslocamento que representam os saltos sobre a rampa. Estes picos podem ser diferenciados dos causados durante as curvas, pois estes últimos representam os amortecedores em fases opostas, com o amortecedor do lado interno da curva em extensão e o do lado externo em compressão. As maiores forças sobre o sistema de suspensão ocorrem durante o impacto com o solo. Portanto, os esforços advindos das manobras de curva não serão analisados neste momento.

Para se obter os esforços do sistema de suspensão, serão utilizadas as constantes de amortecimento e a rigidez das molas dos amortecedores para calcular a força sobre os componentes da suspensão por meio da velocidade e do deslocamento dos amortecedores. As velocidades dos amortecedores são obtidas por meio da derivada do deslocamento. Por este motivo, os ruídos presentes no gráfico do deslocamento devem ser tratados para evitar erros no cálculo da derivada. Os ruídos no sinal são facilmente observados no gráfico do Anexo 3 e podem ser tratados com a inclusão de um filtro passa baixa. Esta ferramenta está disponível no próprio *software* de pós-tratamento e permite eliminar excitações acima de uma determinada frequência especificada pelo usuário. Os ruídos no sinal podem ser oriundos de diversas fontes, como a vibração do motor ou a natureza irregular do terreno. Uma forma simples de calcular a frequência de excitação do motor é por meio de sua rotação. Sendo n a rotação do motor em RPM e i a quantidade de queimas por ciclo do virabrequim, a 7-7 representa a frequência de excitação do motor devido à queima do combustível, (Garcia, et al., 1989).

$$F = \frac{n \cdot i}{60} \quad 7-7$$

Em projetos de engenharia, busca-se evitar que os componentes ligados ao motor possuam uma frequência natural próxima a frequência do motor em máxima potência. Este é um parâmetro inicial de análise estrutural, uma vez que se algum componente entrar em ressonância com o motor a vibração pode causar a falha do componente. A rotação de máxima potência é utilizada por estar relacionada com a maior energia do motor. Por outro lado, no caso do teste de deslocamento dos amortecedores, pretende-se eliminar a influência das frequências do motor sobre a aquisição de dados. Para tanto, serão excluídas todas as excitações maiores do que a menor frequência do motor. A rotação de marcha lenta do Baja pode ser considerada como sendo 800 RPM e a quantidade de queimas em um motor monocilíndrico é de uma a cada duas

rotações do virabrequim, ou seja, $i=0,5$. Desta forma a frequência do motor será $F=6,5$ Hz.

O uso de um filtro passa baixa com uma frequência de corte de 6,5 Hz não apresentou um efeito satisfatório na eliminação dos ruídos presentes no gráfico do Anexo 3. Isto indica que os ruídos de alta frequência presentes na coleta dos dados não são relacionados ao ciclo de queimas do motor, mas provavelmente as irregularidades da pista ou ao sistema de aquisição. Deve-se então escolher uma frequência de corte mais baixa, capaz de filtrar boa parte dos ruídos sem comprometer os dados relevantes. Um problema encontrado foi o fato da frequência do sinal de impacto após o salto na rampa ser próxima a frequências dos ruídos. Desta forma, a escolha de um valor de frequência de corte baixo o suficiente para eliminar os ruídos iria também eliminar o sinal no momento do impacto. Como base neste fato e na frequência do sinal do impacto, foi escolhido um filtro passa baixa com frequência de corte de 1,5 Hz, ajudando a limpar o sinal nas proximidades do obstáculo. O momento da passagem do veículo pela rampa pode ser visto na Figura 7-12.

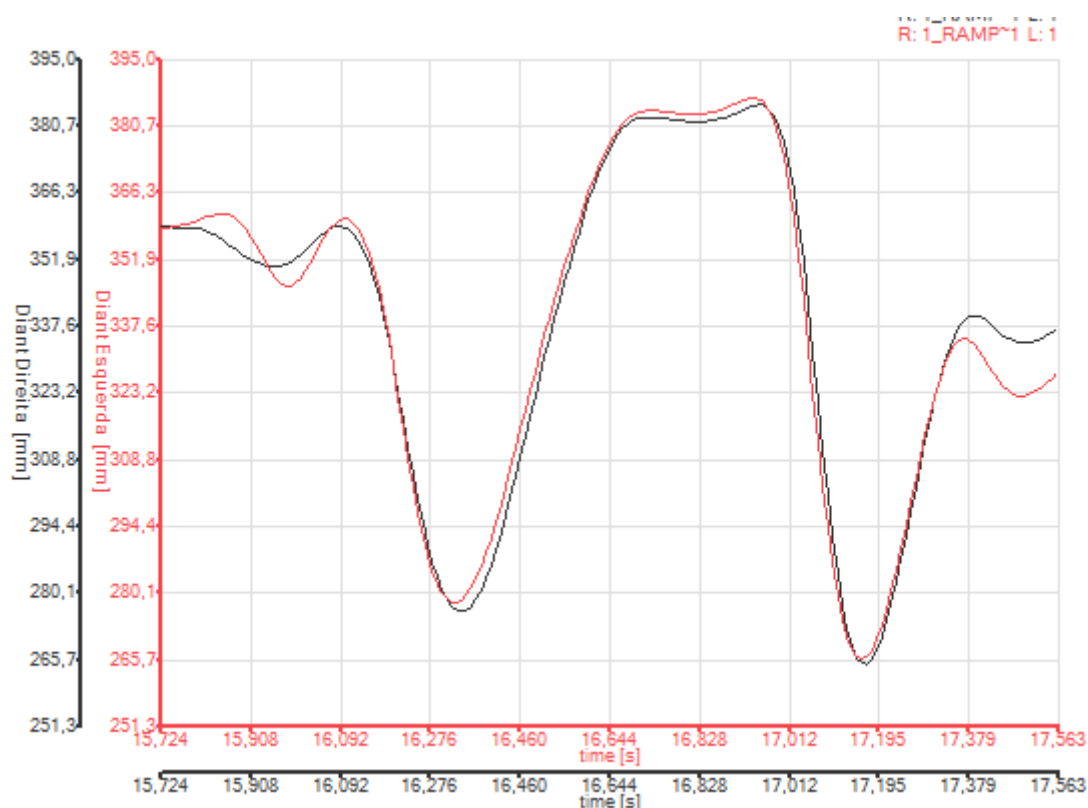


Figura 7-12 - Detalhe do deslocamento dos amortecedores no momento da passagem do obstáculo da rampa na posição baixa.

O primeiro vale de compressão que se inicia próximo aos 16 s representa o momento em que o Baja entra na rampa. Após o salto o amortecedor passa para a sua extensão máxima até ser novamente comprimido ao atingir o solo, representando o segundo vale da Figura 7-12. Como o veículo atinge o solo com as duas rodas, a resposta dos dois sensores é praticamente igual durante o impacto. Por isso será usado como referência o sinal da roda direita. A velocidade é obtida por meio da derivada da resposta do sensor pelo tempo e pode ser vista na Figura 7-13.

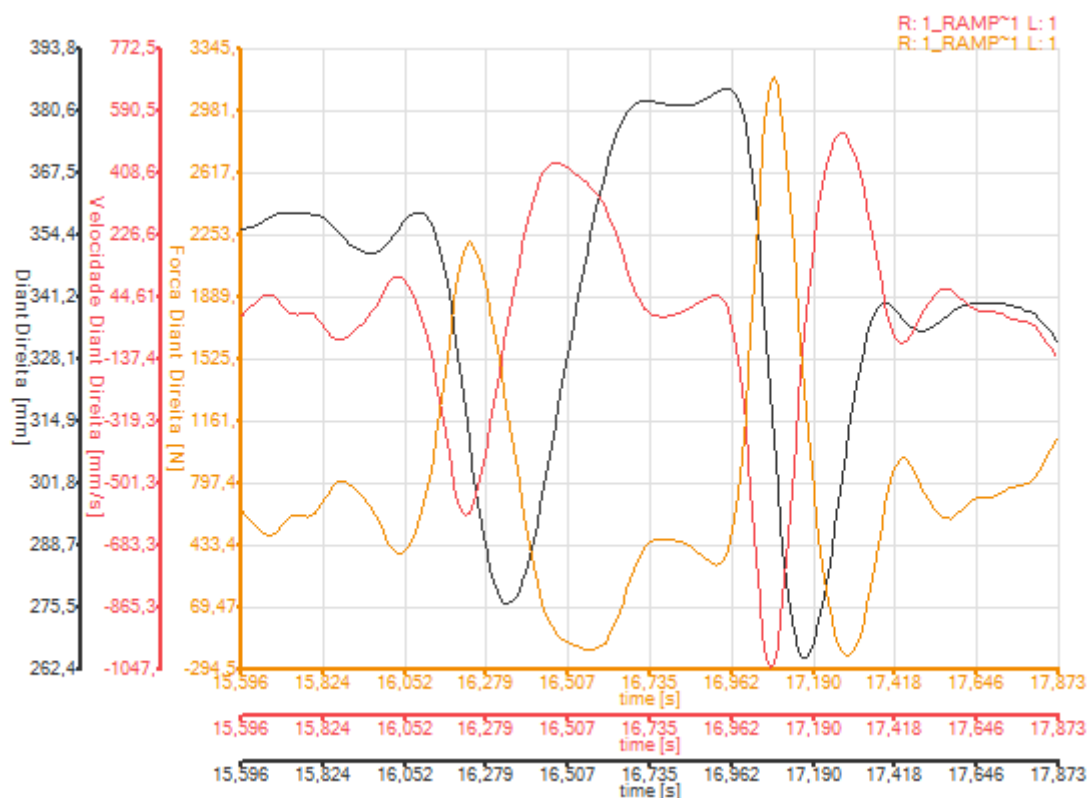


Figura 7-13 – Força, velocidade e deslocamento do amortecedor no momento do impacto para o obstáculo da rampa baixa.

Também pode ser obtida na Figura 7-13 a força exercida pelo amortecedor. A força é obtida utilizando-se os parâmetros da Tabela 7-1. Além das constantes da mola e do amortecedor, são necessários alguns dados geométricos do amortecedor. Eles podem ser encontrados na Tabela 7-2.

Tabela 7-2 - Parâmetros geométricos do amortecedor.

Comprimento na extensão [mm]	384
Comprimento na compressão [mm]	250
Comprimento do batente [mm]	35
Pré-compressão da mola [mm]	65

Sendo o comprimento do amortecedor e sua velocidade, a força exercida por ele é dada pela 7-8.

$$F_a = (x_e + x_m - x)K + \dot{x}C \quad 7-8$$

Onde, x_e – Comprimento na extensão

x_m – Pré-compressão da mola

A 7-8 não considera a força exercida pelo batente do amortecedor, Figura 7-14. O batente é utilizado para evitar impactos entre os componentes do amortecedor quando ele chegar ao seu fim de curso. O batente só será deformado em situações onde a diferença entre o comprimento do amortecedor e o seu comprimento na compressão máxima for inferior ao comprimento do batente de 35 mm. Apenas os picos de força foram utilizados para realizar as simulações. Estes picos ocorrem quando o amortecedor possui a sua máxima velocidade ou quando é totalmente comprimido. O pico de velocidade ocorre logo no início do curso, antes que o batente seja deformado. Para os casos onde o batente é deformado, ele é considerado como uma mola com rigidez de 15000 N/m. Este parâmetro é dado pelo fornecedor do componente.

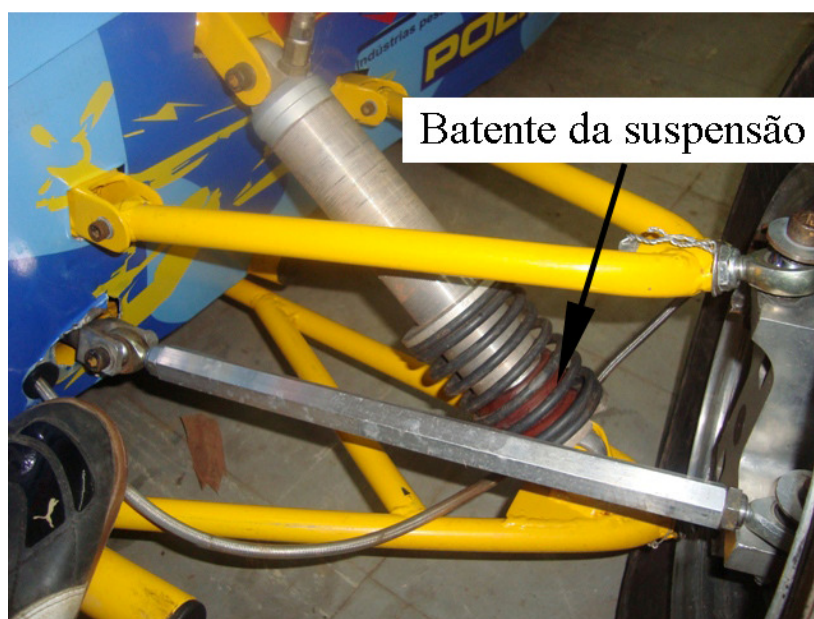


Figura 7-14 - Batente da suspensão solicitado durante a compressão do amortecedor.

O mesmo procedimento foi aplicado para analisar os resultados dos sensores do amortecedor para os outros obstáculos. Para o caso do *bump track*, foram analisadas duas situações distintas, uma na qual o veículo atravessava o obstáculo com velocidade aproximada de 15 km/h e uma segunda passagem com velocidade de 35 km/h. Em relação à passagem pela guia, primeiramente passou-se apenas com a roda esquerda e em seguida com as duas rodas do protótipo. Com estas variações, totalizaram-se sete tipos de carregamentos, listados na Tabela 7-3, onde são relacionados com as respectivas imagens de suas respostas e a velocidade longitudinal com as quais foram transpostos. Os gráficos das respostas são análogos aos da Figura 7-13 e apresentam a variação do comprimento do amortecedor, sua velocidade e a força exercida por ele.

Tabela 7-3 – Tipos de obstáculos utilizados no teste.

	Obstáculo	Velocidade [km/h]	Resposta do sensor
1	Rampa baixa	40	Figura 7-13
2	Rampa alta	30	Figura 7-15
3	<i>Bump track</i>	15	Figura 7-16
4	<i>Bump track</i>	35	Figura 7-17
5	Guia com a roda esquerda	25	Figura 7-18
6	Guia com as duas rodas	25	Figura 7-19
7	Vala	15	Figura 7-20

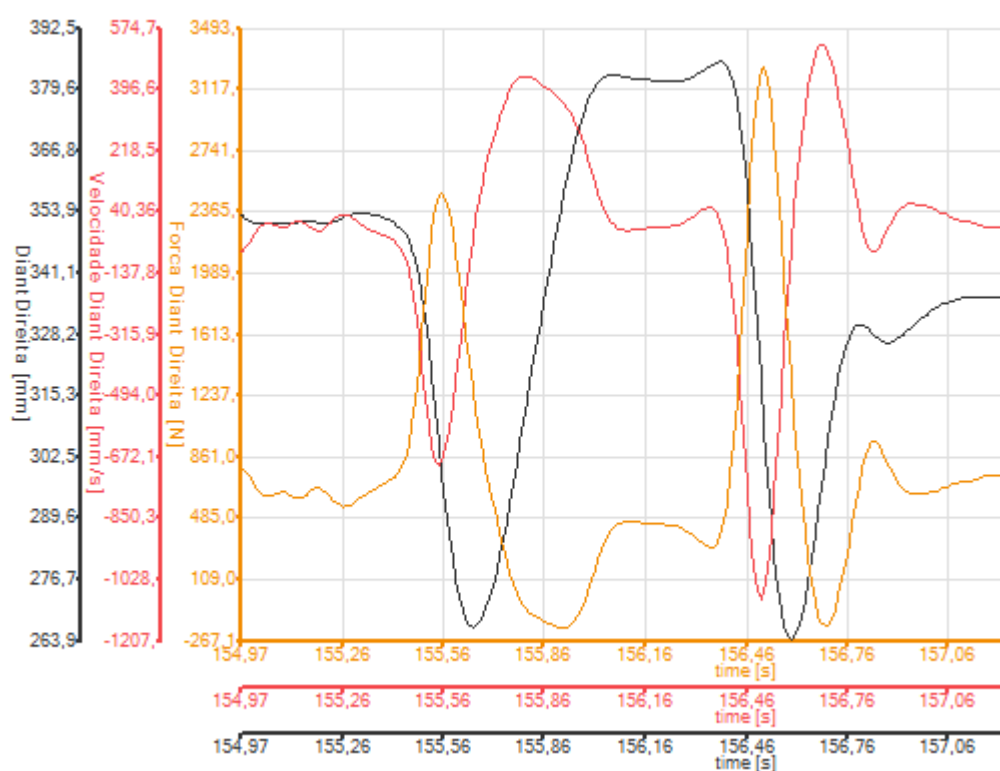


Figura 7-15 – Resposta para o obstáculo da rampa alta.

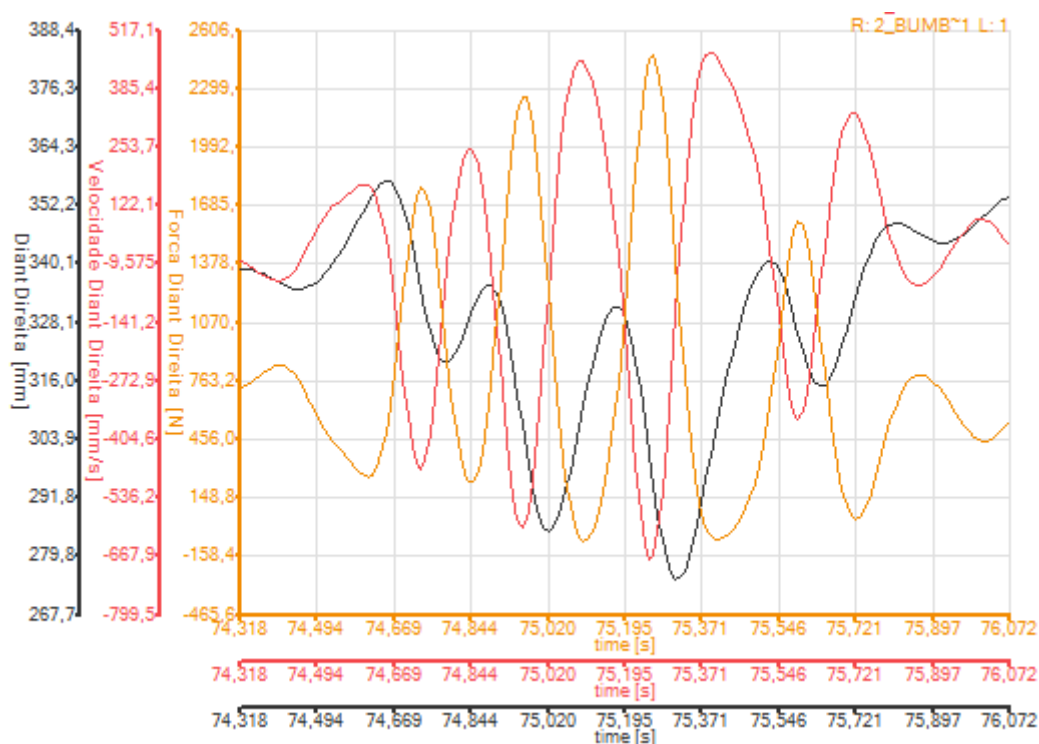


Figura 7-16 – Resposta para o *bump track* à velocidade de 15km/h.

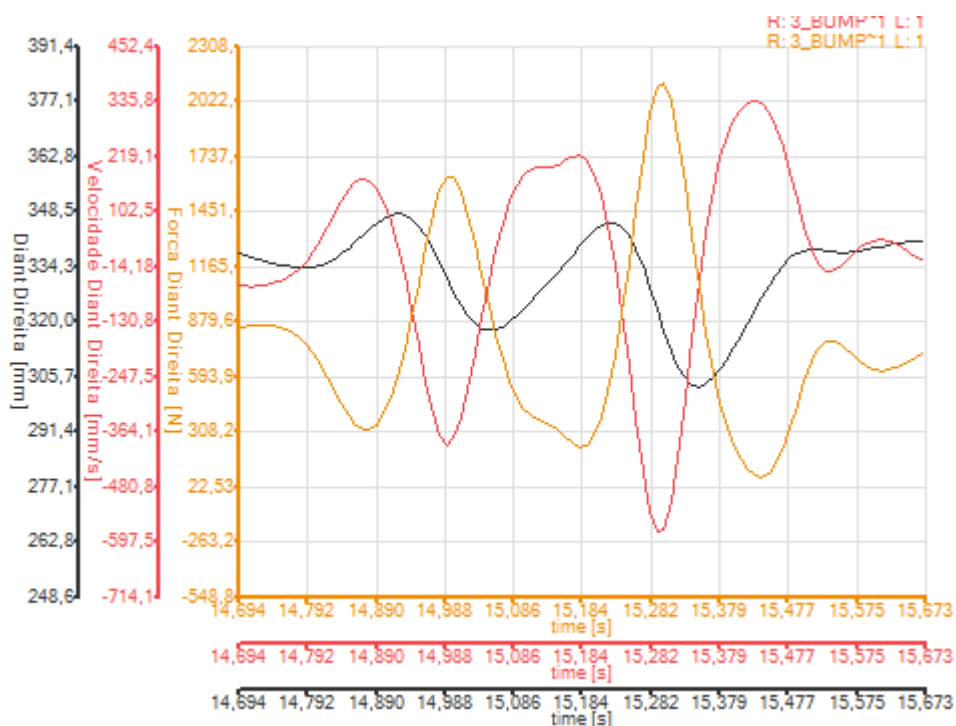


Figura 7-17 – Resposta para o *bump track* à velocidade de 35km/h.

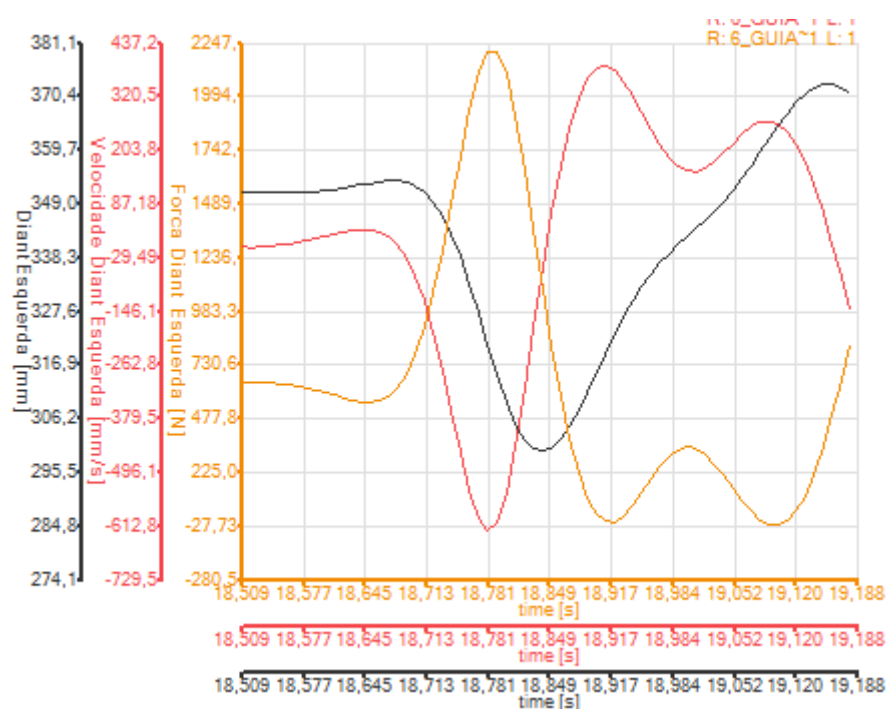


Figura 7-18 - Resposta para passagem pela guia com a roda esquerda.

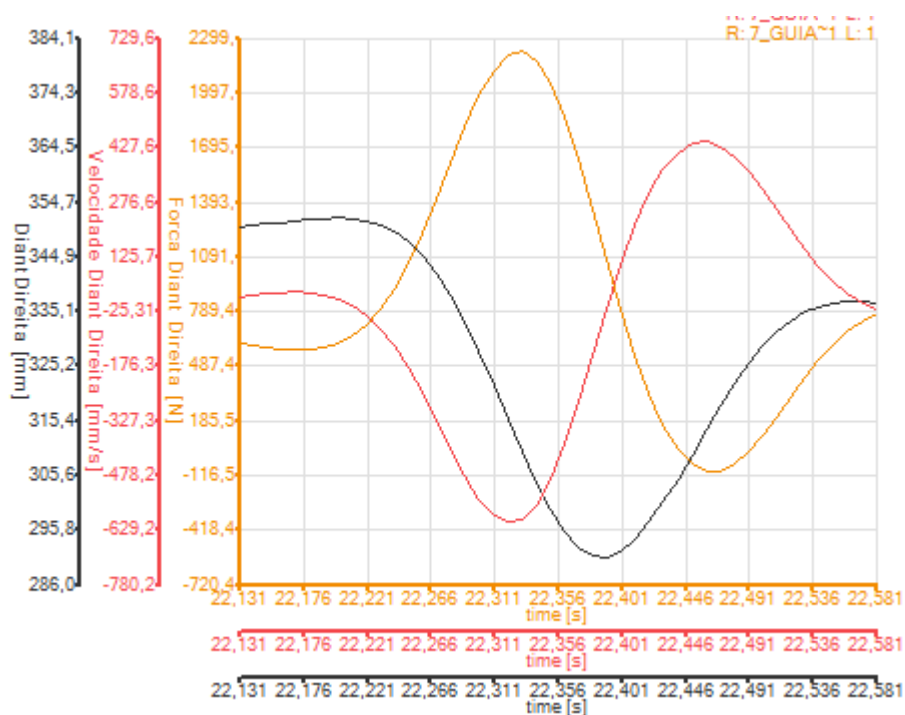


Figura 7-19 - Resposta para passagem pela guia com as duas rodas.

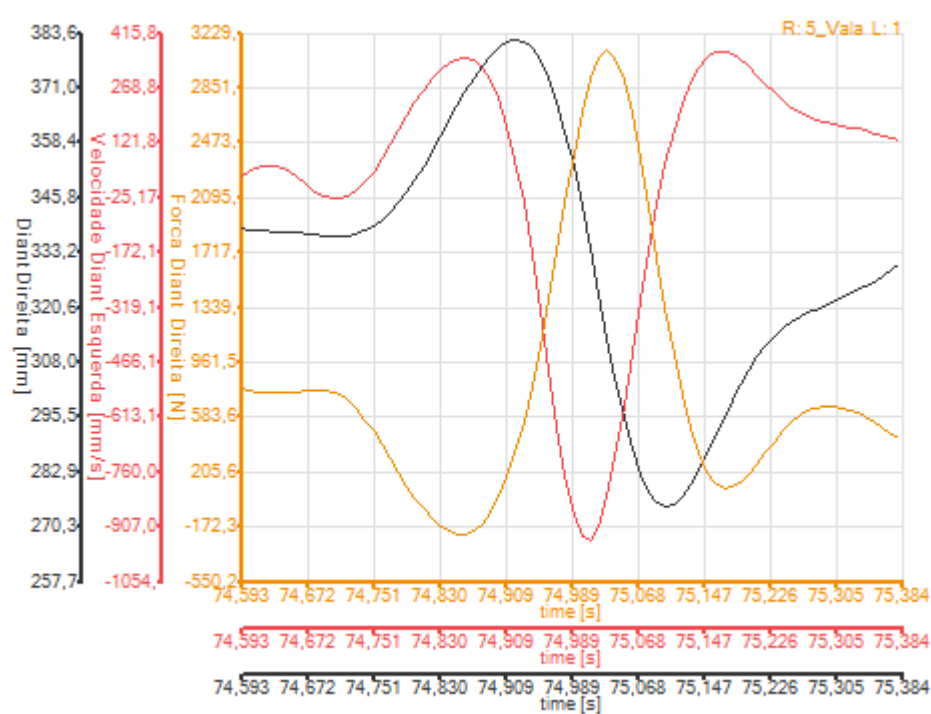


Figura 7-20 - Resposta para passagem pela vala.

8. ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS DA MANGA DO PROTÓTIPO 2012

Com base no que foi apresentado no capítulo 4 e com os esforços encontrados nos testes com o sensor de deslocamento do amortecedor no capítulo 7, foi possível analisar as tensões atuantes sobre a manga do protótipo 2012 por meio de análises em elementos finitos. Algumas alterações foram feitas no componente em relação aos protótipos dos anos anteriores. A Figura 8-1 ilustra algumas das diferenças entre a manga de 2011 com a projetada para 2012.

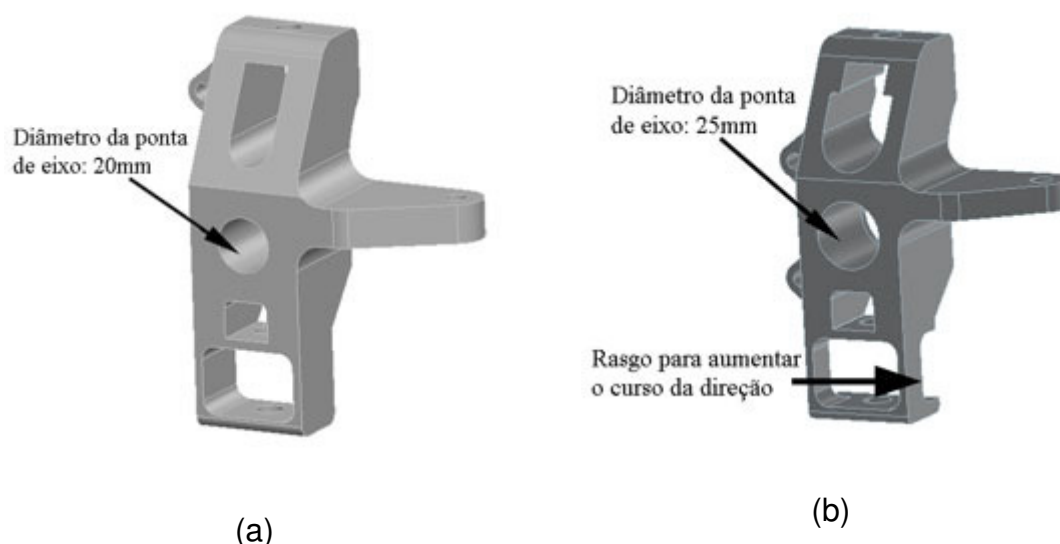


Figura 8-1 - Comparação entre as mangas do protótipo 2011 (a) e 2012 (b).

Para melhorar a integridade estrutural da ponta de eixo, seu diâmetro externo foi alterado de 20 para 25 mm. Também foi introduzido um rasgo na lateral do alojamento da articulação inferior da suspensão, permitindo o aumento do curso da direção em relação ao ano anterior. As mudanças no projeto representaram uma diminuição de cerca de 20% na massa do componente. As análises feitas neste capítulo visam verificar se a redução de massa não representa um risco para a integridade estrutural do componente.

Condições de contorno

O primeiro passo para se realizar a simulação é a definição das condições de contorno impostas ao componente. O esforço obtido por meio dos testes é aplicado ao braço inferior da suspensão e deve ser transportado para algum ponto da manga da suspensão para que sejam feitas as simulações. Para analisar o impacto vertical na manga de eixo, a Força será aplicada em um ponto exterior ao componente representando o contato entre a roda e o solo. Esta força será transmitida para a manga por meio da ponta de eixo. As restrições de movimento são aplicadas aos pontos da suspensão e direção da manga. Estas condições de contorno pode ser vistas na Figura 8-2.

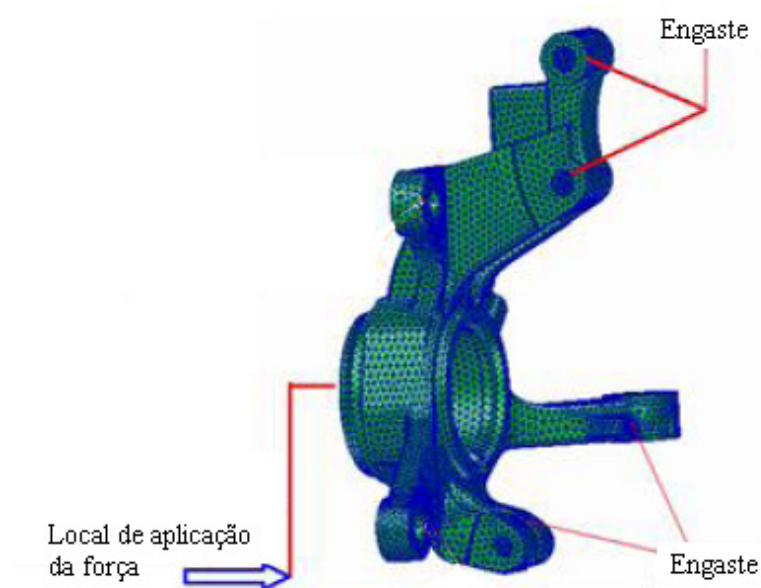


Figura 8-2 - Condições de contorno aplicadas a uma manga de suspensão, retirado de (Pingqing, et al., 2011).

As condições de contorno expostas representam as forças reativas no sistema de suspensão por meio dos engastes. As restrições serão impostas nos eixos dos parafusos da suspensão e direção, como sugerido em (Zoroufi, et al.,

2003). O modelo com as restrições pode ser visto na Figura 8-3. Foi utilizado o recurso de carga remota do *SolidWorks Simulation* para aplicar a força no ponto de contato entre o solo e a roda e transferir este esforço para a ponta de eixo.

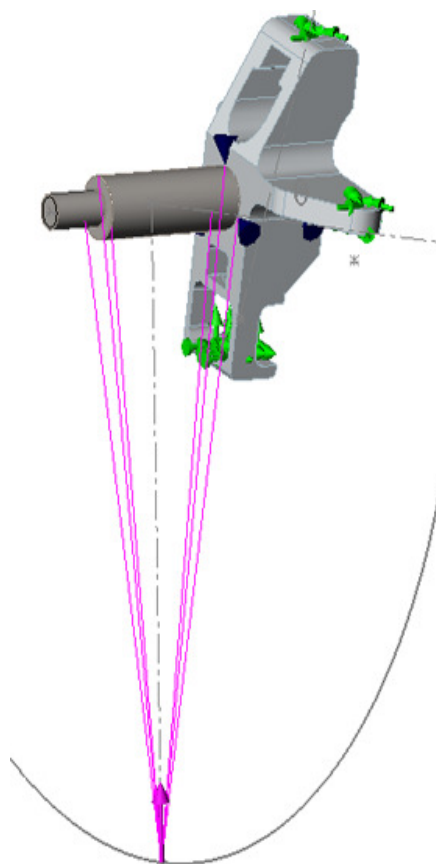


Figura 8-3 - Condições de contorno impostas ao modelo da manga do protótipo 2012

Transportando a força do amortecedor para a roda

Dada as condições de contorno do sistema, é necessário obter a força vertical na roda. Para tanto será feito um estudo simplificado da dinâmica da suspensão por meio dos triângulos de forças formados na manga e no braço

inferior da suspensão (Happian-Smith, 2002). Apesar de não possuir a mesma precisão de um modelo veicular completo, como o proposto no capítulo 7, este método permite o uso dos dados do sensor de deslocamento do amortecedor. Com isto, este método pode ser usado posteriormente com o mesmo sensor para analisar outros obstáculos ou a reação do veículo a diferentes regulagens da suspensão. Para estas análises, (Happian-Smith, 2002) assumiu que a massa dos componentes é desprezível frente às forças atuantes no sistema, bem como as forças de atrito entre os componentes. A Figura 8-4 ilustra as forças atuantes no sistema de suspensão dianteiro, sendo F_r a força na roda e F_a a força no amortecedor.

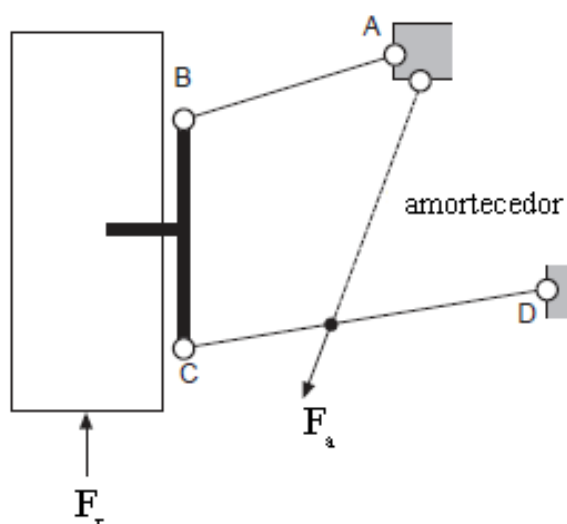


Figura 8-4 - Forças atuantes no sistema de suspensão do tipo duplo A, retirado de (Happian-Smith, 2002).

Analisando-se o braço superior e tendo em vista a consideração de que a massa dos componentes é desprezível, conclui-se que o momento sobre o ponto A é zero. Para que isto seja possível, as forças reativas em A e B devem estar alinhadas com o eixo que liga os dois pontos. Para que um corpo com três forças atuantes esteja em equilíbrio, é necessário que as forças sejam coplanares e paralelas ou concorrentes. Analisando o diagrama de corpo livre

da manga de eixo, Figura 8-5, obtém-se o triângulo de forças do componente. Sendo os ângulos do triângulo definidos pela geometria do sistema, quaisquer duas forças podem ser obtida através do valor de uma terceira. O mesmo tipo de análise pode ser feito para o braço inferior da suspensão, resultando na Figura 8-6.

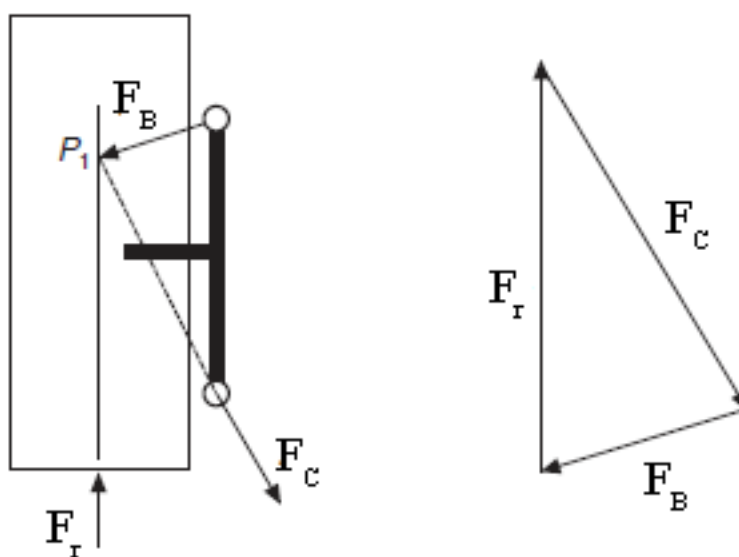


Figura 8-5 - Equilíbrio de forças da manga de eixo, retirado de (Happian-Smith, 2002).

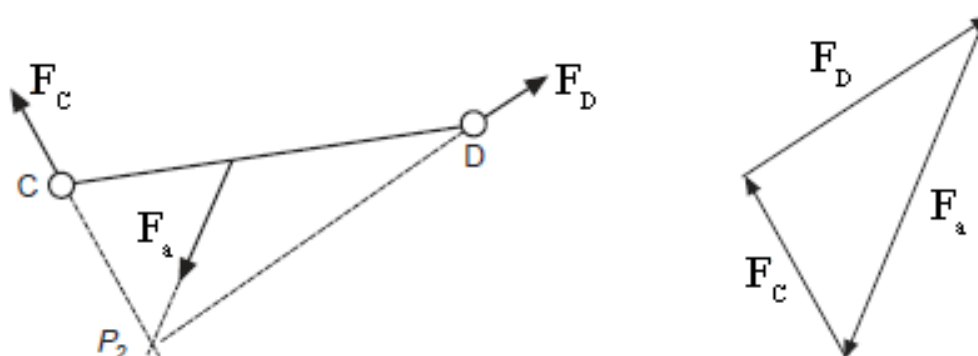


Figura 8-6 - Equilíbrio de forças no braço inferior da suspensão, retirado de (Happian-Smith, 2002).

Os pontos P_1 e P_2 são encontrados de acordo com a geometria do sistema. Logo, a força na roda pode ser encontrada em função da força do amortecedor por meio da semelhança de triângulos. A Figura 8-7 representa os pontos de referência para a construção dos triângulos de força para o sistema de suspensão dianteira do protótipo 2012. O ponto A_B representa o ponto de ancoragem do amortecedor no braço inferior da suspensão. Já o ponto P_3 é encontrado pelo encontro da vertical com uma paralela à reta que liga P_2 e P_1 passando por B . De forma análoga, encontra-se P_4 pela intersecção da paralela a P_1P_2 passando por A_B , com P_2D .

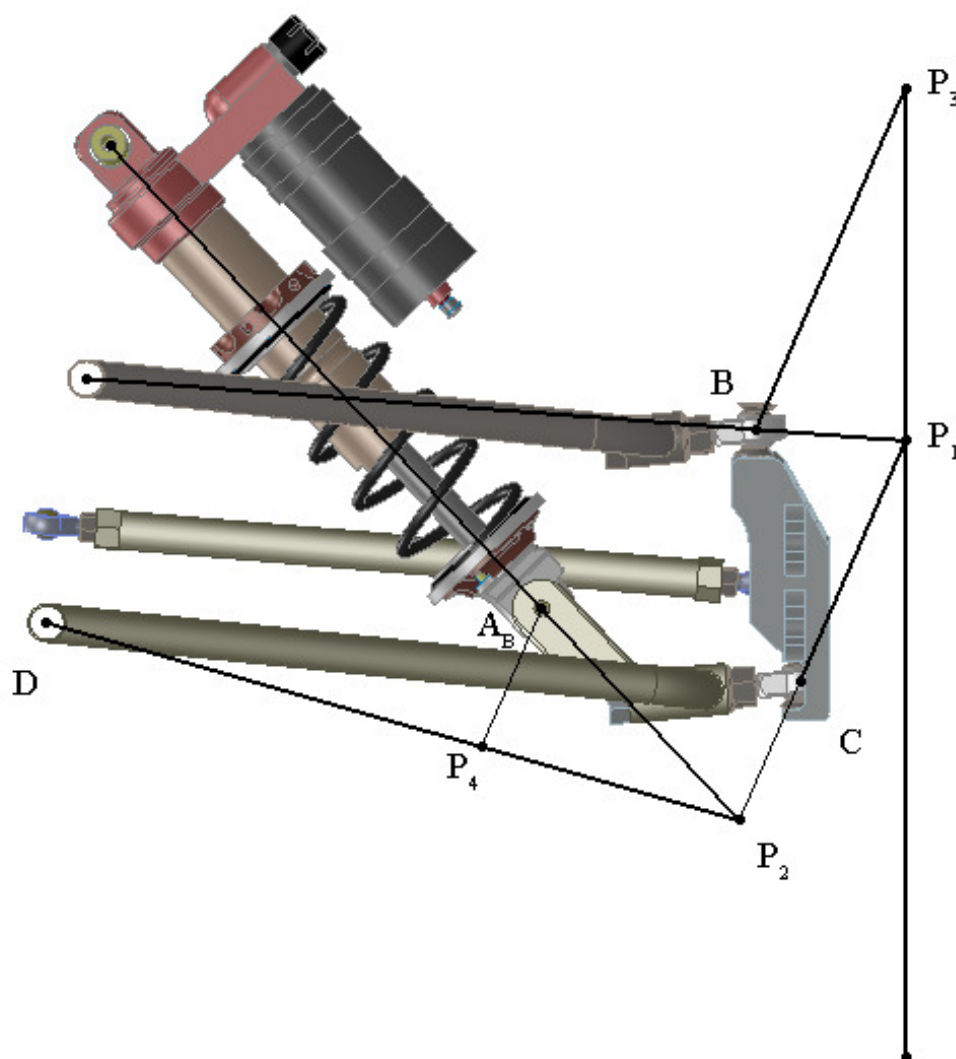


Figura 8-7 - Pontos de referência para a construção dos triângulos de força para o sistema de suspensão do protótipo 2012

Para se relacionar a força do amortecedor com a força na roda será utilizada a força F_C que pode ser obtida por meio dos dois triângulos de força. A Equação 8-1 representa a relação entre a força na roda e F_C , enquanto a Equação 8-2 relaciona a mesma F_C com a força no amortecedor.

$$\frac{F_r}{F_c} = \frac{\overline{P_1 P_3}}{\overline{B P_3}} \quad \text{Equação 8-1}$$

$$\frac{F_c}{F_a} = \frac{\overline{A_B P_4}}{\overline{A_B P_4}} \quad \text{Equação 8-2}$$

Multiplicando as duas equações encontra-se a força na roda em função da força do amortecedor de acordo com a Equação 8-3.

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{\overline{P_1 P_3}}{\overline{B P_3}} \cdot \frac{\overline{A_B P_4}}{\overline{A_B P_4}} \quad \text{Equação 8-3}$$

O valor da relação entre as duas forças varia de acordo com a posição da suspensão. Devido a este fato, foram escolhidos quatro pontos onde as forças sobre o sistema são mais críticas, de acordo com os esforços encontrados no capítulo 7. A relação entre as forças para cada um destes pontos pode ser encontrada na Tabela 8-1.

Tabela 8-1 - Relação entre a força na roda e no amortecedor para diferentes comprimentos do amortecedor.

Comprimento amortecedor [mm]	320,00	300,00	280,00	260,00
F_r/F_a	0,49	0,52	0,55	0,58

Para as análises de fadiga, serão considerados ciclos que alternam entre a tensão mínima causada pela sustentação do peso do veículo e a tensão máxima para cada um dos obstáculos. Para estimar os picos de tensão em cada obstáculo, serão avaliadas as forças para cada um dos comprimentos de

amortecedor propostos na Tabela 8-1. As forças em cada um dos obstáculos para os diferentes comprimentos do amortecedor são apresentadas na Tabela 8-2. Nela são exibidas as força total no amortecedor, que inclui as forças da mola, amortecimento e eventualmente do batente da suspensão e também a força aplicada na roda do protótipo.

Tabela 8-2 - Esforços atuantes durante a travessia dos obstáculos

Comprimento do amortecedor [mm]	320,00	300,00	280,00	260,00
Fr/Fa	0,49	0,52	0,55	0,58
Obstáculo: Rampa baixa				
Força total no amortecedor [N]	3173,00	3023,00	2967,00	1370,00
Força na roda [N]	1564,2	1574	1628,2	791,04
Obstáculo: Rampa alta				
Força total no amortecedor [N]	3285,00	3226,00	3159,00	1455,00
Força na roda [N]	1619,4	1679,7	1733,5	840,11
Obstáculo: <i>Bump track</i> - 15km/h				
Força total no amortecedor [N]	1865,00	2455,00	2302,00	-
Força na roda [N]	919,38	1278,3	1263,3	-
Obstáculo: <i>Bump track</i> - 35km/h				
Força total no amortecedor [N]	2115,00	1058,00	-	-
Força na roda [N]	1042,6	550,87	-	-
Obstáculo: Guia com a roda esquerda				
Força total no amortecedor [N]	2207,00	1654,00	-	-
Força na roda [N]	1088	861,2	-	-
Obstáculo: Guia com as duas rodas				
Força total no amortecedor [N]	2228,00	2055,00	-	-
Força na roda [N]	1098,3	1070	-	-
Obstáculo: Vala				
Força total no amortecedor [N]	3052,00	2893,00	2706,00	-
Força na roda [N]	1504,5	1506,3	1485	-

A partir dos dados da tabela conclui-se que o esforço máximo em um salto se dá perto do batente da suspensão. Quando comparado aos outros obstáculos, os esforços são maiores para os saltos no início do curso da suspensão; isto acontece pelo fato de os picos de velocidade no momento em que o veículo toca o solo serem consideravelmente maiores. Devido ao curto tempo do

impacto, a velocidade continua alta quando chega-se ao batente do amortecedor e a somatória entre a força exercida pelo batente e o amortecimento faz com que o pico de força seja no início da compressão do batente.

Analisando as diferenças entre as forças para o *bump track* em alta e baixa velocidade, conclui-se que os esforços maiores ocorrem quando se passa pelo obstáculo a baixas velocidades. No início do curso a força é maior para altas velocidades, devido à maior velocidade de compressão do amortecedor. Porém, a roda passa mais rapidamente pelo obstáculo, fazendo com que a força diminua a uma taxa mais rápida quando comparada com o caso onde se passou pelo obstáculo em baixa velocidade.

As simulações levarão em conta apenas os picos de força para cada um dos obstáculos. Estes picos estão listados na Tabela 8-3.

Tabela 8-3 - Forças máximas aplicadas na roda para cada obstáculo

Obstáculo	Pico de força [N]
Rampa baixa	1628,2
Rampa alta	1733,5
<i>Bump track</i> - 15 km/h	1278,3
<i>Bump track</i> - 35 km/h	1042,6
Guia com a roda esquerda	1088,0
Guia com as duas rodas	1098,3
Vala	1506,3

Resultados das análises

As simulações foram realizadas utilizando-se as forças da Tabela 8-3 e as condições de contorno ilustradas na Figura 8-3. Além das análises de fadiga, é importante analisar se o sistema suporta eventuais sobrecargas. Esta consideração é especialmente importante para a aplicação do protótipo Baja, por se tratar de um projeto onde as cargas de entrada podem variar consideravelmente em função do terreno. Foi então realizada uma análise considerando-se um caso extremo onde o esforço sobre a roda seria o dobro do maior carregamento encontrado nos testes. O resultado da análise aplicando-se 3500 N na roda pode ser visto na Figura 8-8.

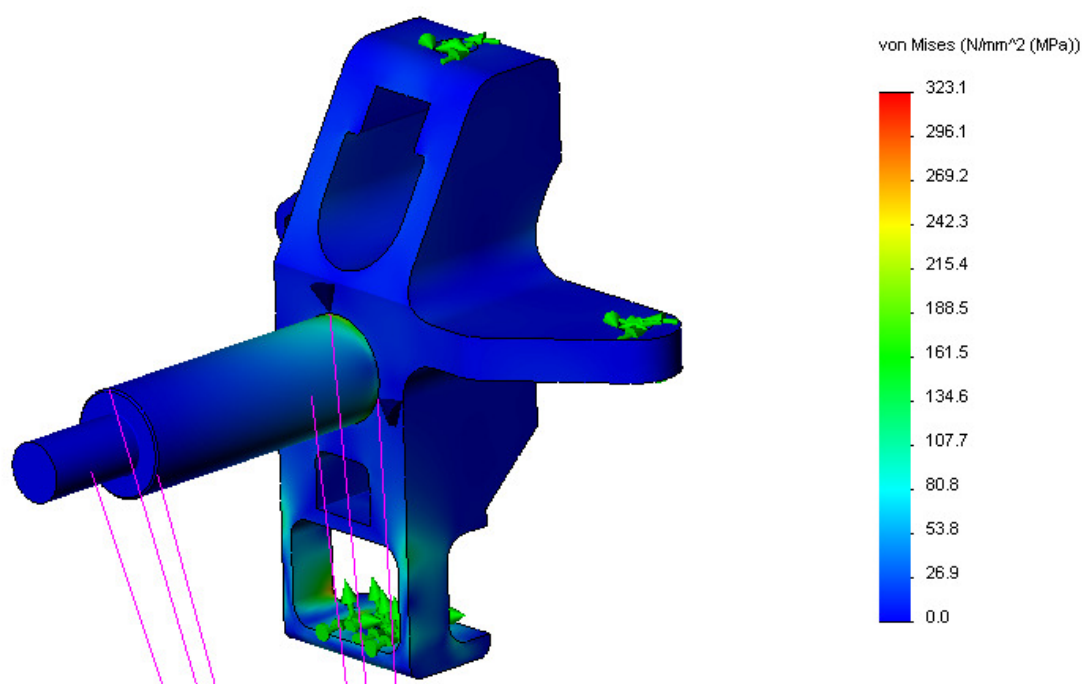


Figura 8-8 - Tensões sobre a manga dianteira para um sobre carregamento de 3500 N.

A tensão máxima sobre o componente é de 323,1 MPa e se concentra no rasgo feito no alojamento da junta inferior da suspensão para aumentar o curso da suspensão. Considerando o escoamento do alumínio 7075-T6 como sendo

de 421 MPa, conclui-se que o componente suporta uma sobrecarga de 100% em relação aos esforços encontrados nos testes de deslocamento do amortecedor.

Para os cálculos de fadiga, serão considerados ciclos com tensões mínimas causadas pela sustentação do peso do veículo. As tensões máximas irão variar de acordo com cada obstáculo. O peso do protótipo com o piloto é de cerca de 220 kg. Assumindo-se que o centro de gravidade do Baja esteja próximo do centro do entre-eixos do veículo, será considerado que cada uma das rodas sustenta um quarto do peso do protótipo. Como ilustrado no capítulo 6, serão analisadas as tensões principais para os cálculos de fadiga. Os resultados das tensões principais para um carregamento de 539 N podem ser vistos no Anexo 4. A tensão principal máxima encontrada foi de 52,1 MPa. Além da tensão principal, são necessárias para os cálculos de dano acumulado as deformações principais. No caso estudado, a deformação principal é de $5,12 \cdot 10^{-4}$.

Para ilustrar os cálculos de fadiga, serão apresentados agora os resultados para o carregamento da rampa alta. Para encontrar a tensão máxima no ciclo, foi feita a análise em elementos finitos considerando o carregamento da Tabela 8-3, resultando na Figura 8-9. A tensão principal máxima encontrada foi de 176,8 MPa, enquanto a deformação principal foi de $1,73 \cdot 10^{-3}$. Com os dados de tensão do carregamento e as propriedades do material da Tabela 5-2, é possível construir o diagrama de Goodman modificado, Figura 8-10.

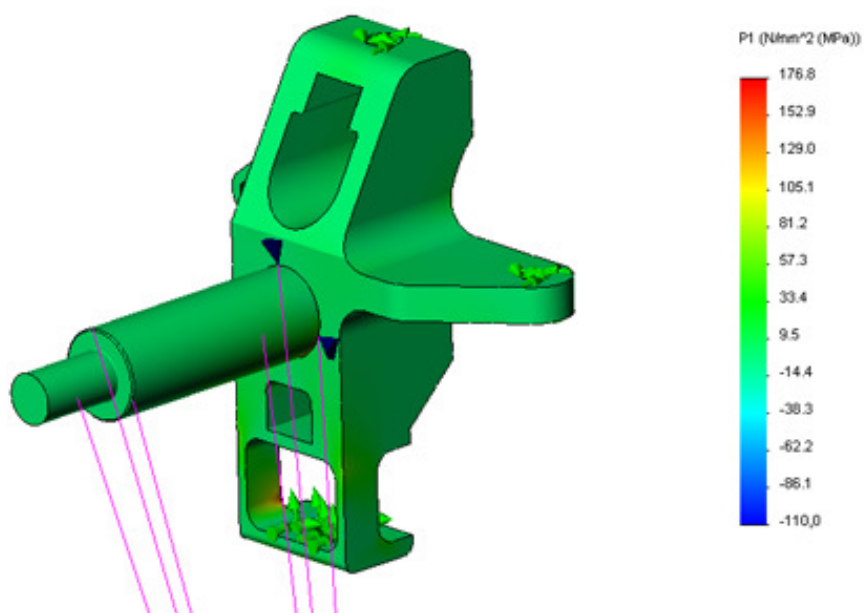


Figura 8-9 - Tensões sobre a manga dianteira para um carregamento da rampa alta

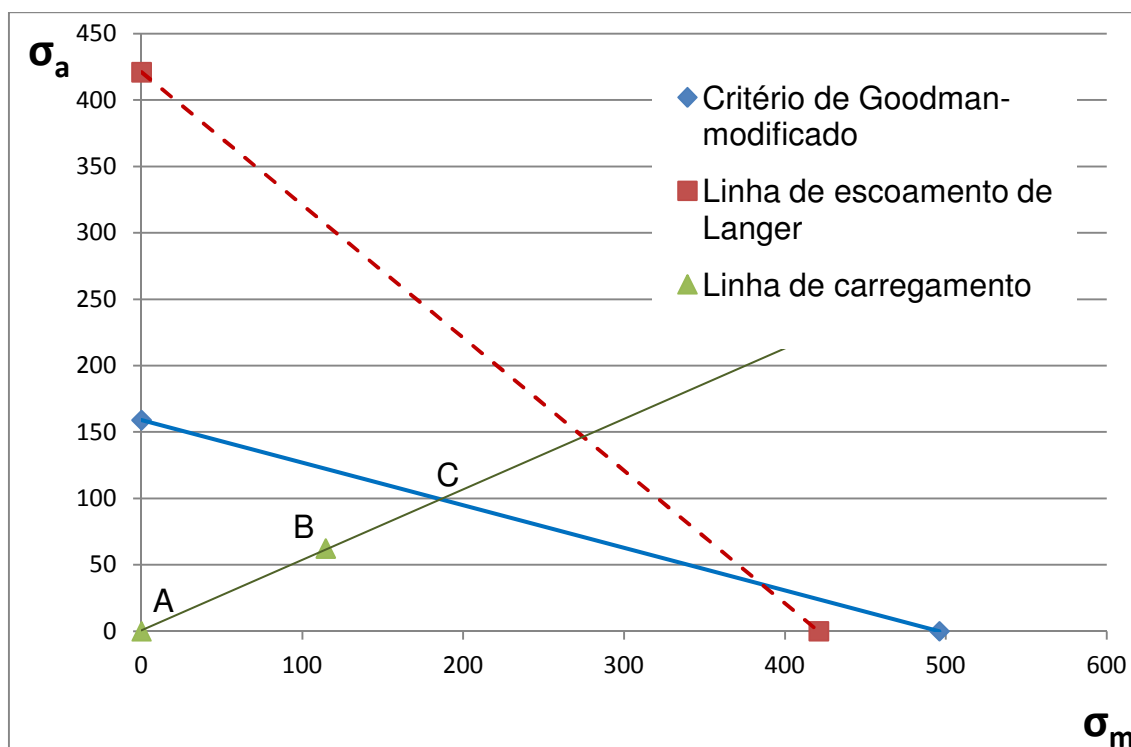


Figura 8-10 - Diagrama de Goodman modificado para o carregamento da rampa alta

A Figura 8-10 mostra que o ponto B que representa o carregamento está dentro da região livre de falhas. Para se conseguir o critério de segurança, deve-se dividir o segmento AC por AB, 5-9. O ponto C indica o cruzamento da linha de carregamento com o critério de Goodman modificado. Utilizando este critério, chegou-se em um critério de segurança de $n_f=1,66$. Dadas as condições de carregamento aos quais o Baja é exposto, é preciso analisar se um critério próximo da unidade é adequado para a aplicação.

É importante ressaltar que o critério de Goodman modificado leva em consideração que o componente será solicitado por um número determinado de ciclos utilizado nos testes com os corpos de prova do material. Em muitos casos, esta quantidade de ciclos não é adequada para o projeto. Para avaliar se o componente resiste a uma quantidade de ciclos que seja condizente com as solicitações impostas ao projeto, será feita uma análise de dano acumulado. Utilizou-se o critério SWT e o número de ciclos deste carregamento que o componente suporta foi encontrado através da 6-8. A quantidade de revoluções suportada pela manga é de $2N_f = 2,2 \cdot 10^8$. Uma revolução equivale a dois ciclos, desta forma, são $1,1 \cdot 10^8$ ciclos até a falha. Como esperado pelos cálculos de fadiga pelo critério de Goodman modificado, o valor é da ordem de 10^8 , próximo da quantidade de ciclos ao qual foi submetido o corpo de prova.

Para avaliar o dano causado por este carregamento, é necessária a quantidade de carregamentos do tipo rampa ao qual o Baja é exposto. A quantidade de obstáculos foi considerada de acordo com a experiência dos pilotos nas competições. Foram considerados 60 saltos de rampa por hora do veículo no enduro. Destas, 40 serão consideradas do tipo baixa, enquanto as outras 20 serão do tipo alta. De acordo com o regulamento do projeto, o veículo deve ser projetado de forma a ser comercializado. A equipe tomou como critério a vida útil do protótipo de cinco anos, sendo que o usuário faria cerca de 26 enduros de quatro horas por ano, o que resulta em 520 h de uso em condições extremas e 10400 ciclos de carregamento do tipo rampa alta. Com este número é possível calcular o dano acumulado através da regra de Palmgren-Miner,

resultando em $D = 9,47 \cdot 10^{-5}$. O mesmo procedimento foi efetuado para os outros seis carregamentos. Os resultados estão resumidos na Tabela 8-4.

Tabela 8-4 - Resultados para os cálculos de fadiga pelo critério de Goodman modificado e dano acumulado por Palmgren-Miner.

Obstáculo	Goodman modificado		Dano acumulado			
	$\sigma_{\max}$ [Mpa]	nf Goodman	$\varepsilon_{\max}$	Nf	Nf solicitado	D
Rampa baixa	157,2	1,85	1,55E-03	2,72E+08	20800	7,63E-05
Rampa alta	176,8	1,61	1,74E-03	1,10E+08	10400	9,47E-05
<i>Bump track</i> - 15 km/h	127,7	2,39	1,26E-03	1,52E+09	130000	8,54E-05
<i>Bump track</i> - 35 km/h	98,2	3,37	9,66E-04	2,10E+10	130000	6,19E-06
Guia com a roda esquerda	106,1	3,04	1,04E-03	9,48E+09	624000	6,58E-05
Guia com as duas rodas	108,1	2,96	1,06E-03	7,61E+09	520000	6,83E-05
Vala	147,3	2,00	1,45E-03	4,56E+08	31200	6,83E-05
					Total	4,65E-04

9. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÃO

Os dados da Tabela 8-4 mostram que as tensões sobre a manga de eixo são baixas. O coeficiente de segurança para o critério de Goodman entre 1,5 e 3 demonstra que o componente suporta ciclagens solicitações cíclicas próximas à escolhida com base nos dados de (MatWeb, 2011) como limite de fadiga para os testes do alumínio 7075-T6, $5 \cdot 10^8$ ciclos. Este fato é comprovado pelos cálculos de dano acumulado, uma vez que quantidade de ciclos até a falha calculada varia entre 10^8 a 10^{10} , sendo condizente com o esperado após os cálculos de fadiga.

Estes resultados indicam que o componente pode ter sua geometria otimizada sem comprometer a sua integridade estrutural. Analisando os resultados da Figura 8-9 percebe-se que as tensões se concentram no rasgo feito no alojamento do ponto inferior de ancoragem para aumentar o curso da suspensão. Desta forma, pode-se retirar massa das outras regiões do componente que não estão carregadas. Os baixos valores de dano acumulado indicam que o componente é submetido a uma quantidade relativamente baixa de ciclos. Isto faz com que a teoria de fadiga para alto ciclo não seja adequada para este caso. Em próximos trabalhos, o projetista deve analisar se a magnitude das tensões e a quantidade de ciclos solicitados faz com que seja necessária uma análise mais aprofundada de dano acumulado. Um primeiro parâmetro é a diferença entre a ordem de grandeza dos ciclos solicitados com os utilizados para definir o limite de resistência à fadiga do material. Em um segundo momento, o cálculo do fator de segurança para o critério de Goodman modificado é suficiente para analisar a resistência do componente. Caso o coeficiente seja maior do que a unidade, a análise de dano não se faz necessária.

Uma vez que os danos causados pelos carregamentos cíclicos não são expressivos, o modo de falha da peça provavelmente se dará por algum sobre carregamento que leve a uma falha com apenas um carregamento. Analisando a Figura 8-8 percebe-se que as tensões estão próximas ao escoamento do

material. Percebe-se que uma região do componente está relativamente mais frágil em relação ao resto da geometria. Uma opção seria reforçar esta região e retirar massa das outras áreas não carregadas, mantendo o mesmo peso.

Para o caso onde se analisam as sobrecargas, pode ocorrer das respostas das análises em elementos finitos serem superiores ao limite elástico do material. As análises computacionais feitas pela equipe são do tipo linear estática. Desta forma, elas perdem precisão quando as tensões atingem a faixa não linear do material, ou seja, quando passam do limite elástico. Uma vez que cálculos estruturais não lineares são substancialmente mais complexos do que os lineares, sugere-se que o projetista procure por teorias que aproximem o resultado das análises lineares para o regime não linear. Caso o projetista queira se aprofundar nestas teorias, deve procurar pela correção de Neuber que utiliza uma estimativa da curva de tensão e deformação do material para estimar as tensões no regime plástico em função dos resultados de análises lineares estáticas.

Como trabalhos futuros, a equipe pode utilizar os mesmos sensores de deslocamento do amortecedor para encontrar a resposta do sistema para outros tipos de carregamento, bem como para diferentes configurações da suspensão. Podem também ser utilizados outros tipos de sensores, como acelerômetros fixados à manga de eixo para medir os esforços em outras direções diferentes da vertical.

O material apresentado neste trabalho apresenta uma base sólida para que os novos membros da equipe iniciem os estudos de integridade estrutural dos componentes que projetarem, permitindo que tenham mais tempo para se dedicar a outros aspectos importantes de seus projetos.

10. BIBLIOGRAFIA

Becker, W. T. and Shipley, R. J. 1990. *Volume 19: Fatigue and Fracture.*: ASM Handbook, 1990.

Bilir, O. G. 1991. *Experimental investigation of fatigue damage accumulation in 1100 Al alloy.* International Journal of Fatigue, 1991.

Callister, W. D. 1991. *Ciência e engenharia dos materiais: Uma introdução.* 7ª edição. New York : Jhon Wiley & sons, 1991.

Carneiro, Marcos Alex. 2002. *Influência da Fração de Martensita Revenida na Vida em Fadiga de um Aço Estrutural com Aplicações em Sistemas de Ancoragem.* Rio de Janeiro : Tese de pós graduação PUC-Rio, 2002.

Chagas, Hernane do nascimento. 2009. *Seminário: Ensaio de fadiga.* Brasília : Universidade de Brasília - Departamento de pós-graduação, 2009.

Crolla, D.A., Frith, G. and Horton, D. 1991. *An Introduction to Vehicle Dynamics.*: School of Mechanical Engineering, University of Leeds, 1991.

Dowling, Norman E. 2004. *Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue.* Blacksburg, Virginia, USA : Department of Engineering Science and Mechanics Virginia Polytechnic Institute and State University, 2004.

Fatemi, A. and Vangt, L. 1998. *Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials.* International journal of fatigue Vol. 20, 1998. Vol. 20.

Garcia, Oswaldo and Brunetti, Franco. 1989. *Motores de combustão interna.* São Bernardo do Campo : Gráfica Rápida e Livraria Comércio de Materiais Didáticos Opus 6 Ltda., 1989.

Gere, James M. 2003. *Mecânica dos Materiais.* São Paulo : Pioneira Thomson Learning, 2003.

Happian-Smith, Julian. 2002. *An Introduction to Modern Vehicle Design.* Woburn : Butterworth-Heinemann, 2002.

ISO 898-1. 1999. *Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs.* 1999.

Kyowa. *How strain gages works.* KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD.

Levesley, M.C., et al. 2003. *Dynamic Simulation of Vehicle Suspension Systems for Durability Analysis.* Materials Science Forum Vols. 440-441, 2003.

Likaj, Ramë, et al. 2010. *Optimal Design of Quarter Car Vehicle Suspension System.* s.l. : University of Prishtina, Mechanical Engineering Faculty, 2010.

MatWeb. MatWeb. *MatWeb - Material property data.* [Online] [Visitado em: 04 de Outubro de 2011.] <http://www.matweb.com>.

Norton, Robert L. 1998. *Machine Design: An Integrated Approach.* London : Prentice Hall, 1998.

Ogata, Katsuhiko. 1982. *Engenharia de controle moderon.* Rio de Janeiro : Editora Pretince/Hall do Brasil Ltda, 1982.

Park, Jun-Hyub, Song, Ji-Ho. 2003. *New Estimation Method of Fatigue Properties of Aluminum Alloys.* Journal of Materials Engineering and Performance: Volume 15, 2003.

Pingqing, Fan, Bo, Zhao and Long, Qiu. 2011. *The Analysis on Destruction Forms of Steering Knuckle.* Shanghai : Shanghai University Engineering of Science, 2011.

Popovic, V., et al. 2011. *System Approach to Vehicle Suspension System Control in CAE Environment.* Journal of Mechanical Engineering, 2011. Vol. 57.

Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G. 2008. *Projeto de Engenharia Mecânica. 7a edição.* São Paulo : Bookman, 2008.

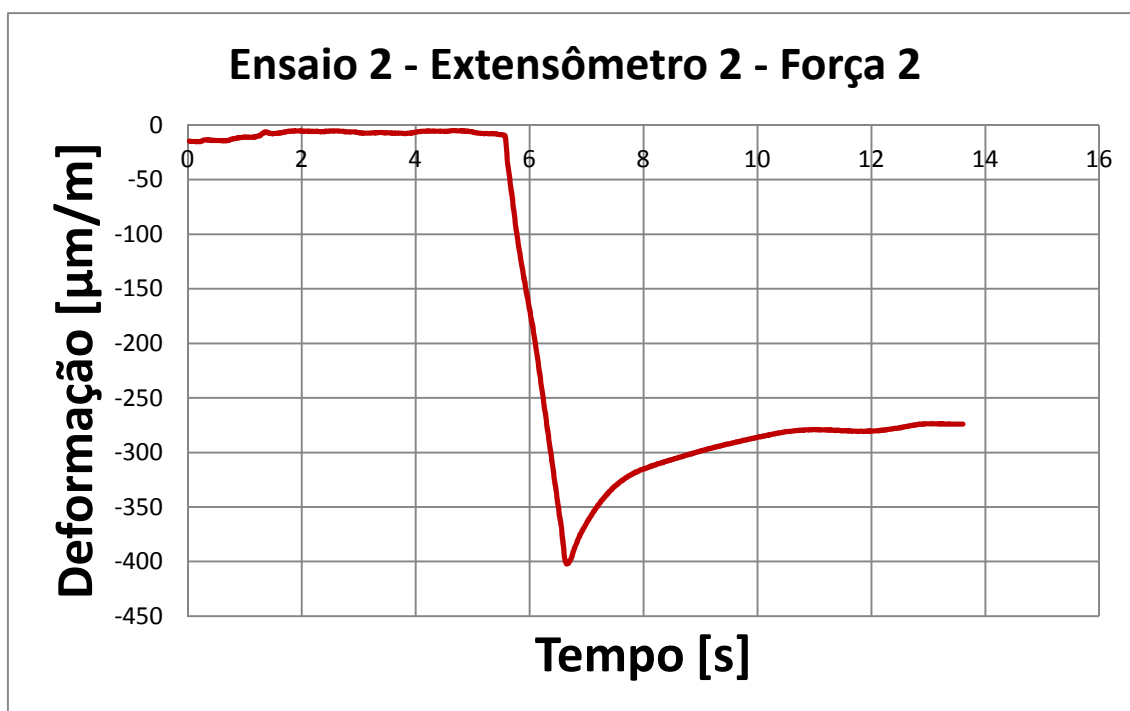
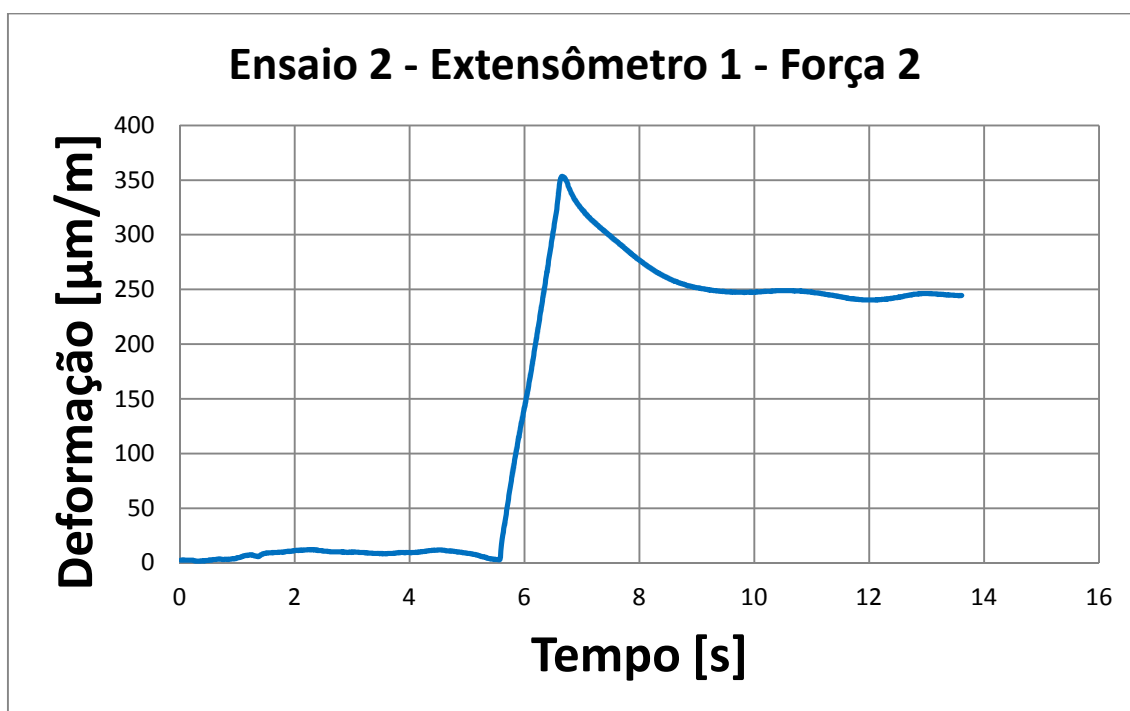
SolidWorks. SolidWorks Web Help. [Online] Dassault Systèmes. [Visitado em 14 de Fevereiro de 2011.] <http://help.solidworks.com/HelpProducts.aspx>.

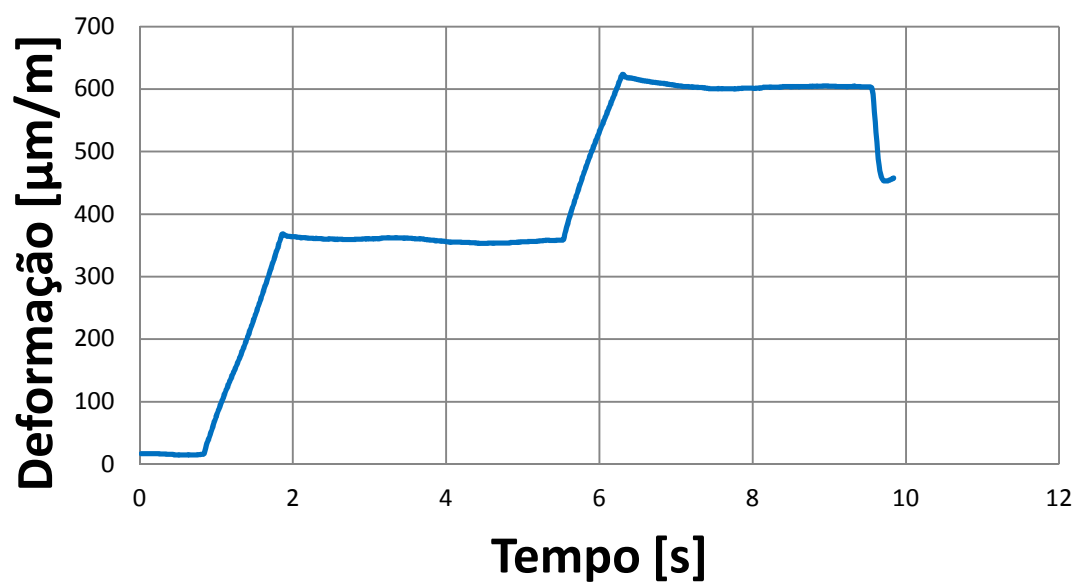
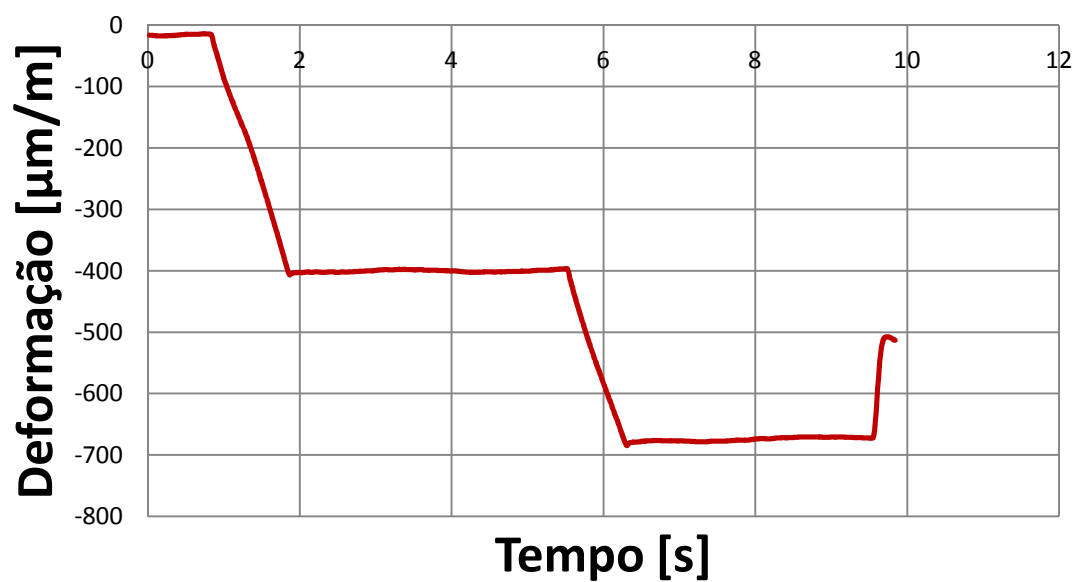
Starke Junior, E. A., Lutjering, G. 1979. *Cyclic Plastic Deformation and Microstructure*. s.l. : Fatigue and Microstructure, ASM, 1979.

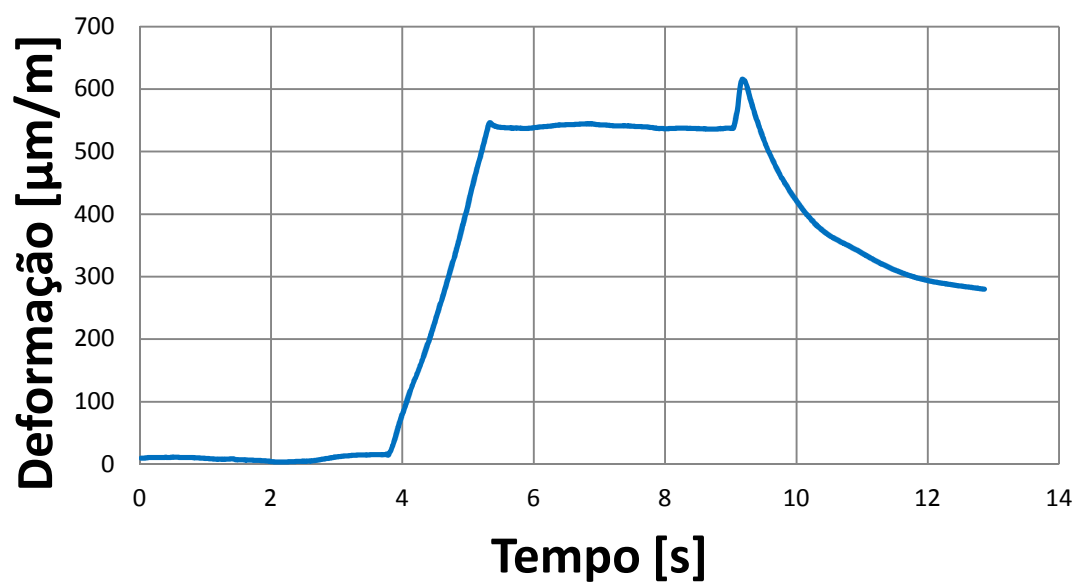
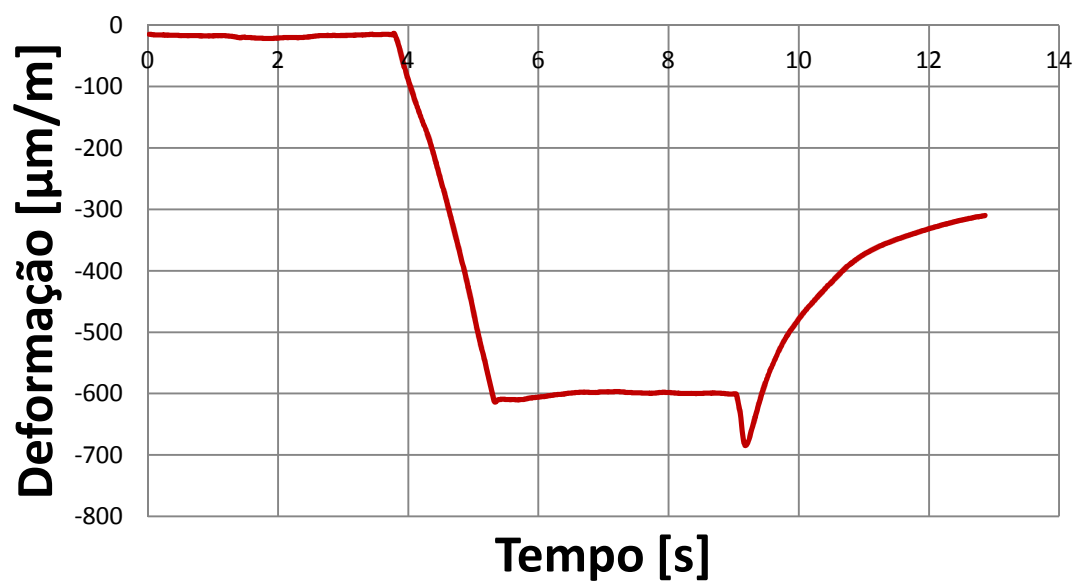
Zhongping Zhang, Qiang Sun, Chunwang Li, Wenzhen Zhao. 2006. *Theoretical Calculation of the Strain-Hardening Exponent and the Strength Coefficient of Metallic Materials*. Journal of Materials Engineering and Performance: Volume 15, 2006.

Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L., Zhu, J.Z. 2005. *Finite Element Method - Its Basis and Fundamentals (6th Edition)*. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

Zoroufi, Mehrdad and Fatemi, Ali. 2003. *Fatigue Life Comparisons of Competing Manufacturing Processes: A Study of Steering Knuckle*. Toledo : The University of Toledo, 2003.

Anexo 1

Ensaio 2 - Extensômetro 1 - Força 3**Ensaio 2 - Extensômetro 2 - Força 3**

Ensaio 2 - Extensômetro 1 - Força 4**Ensaio 2 - Extensômetro 2 - Força 4**

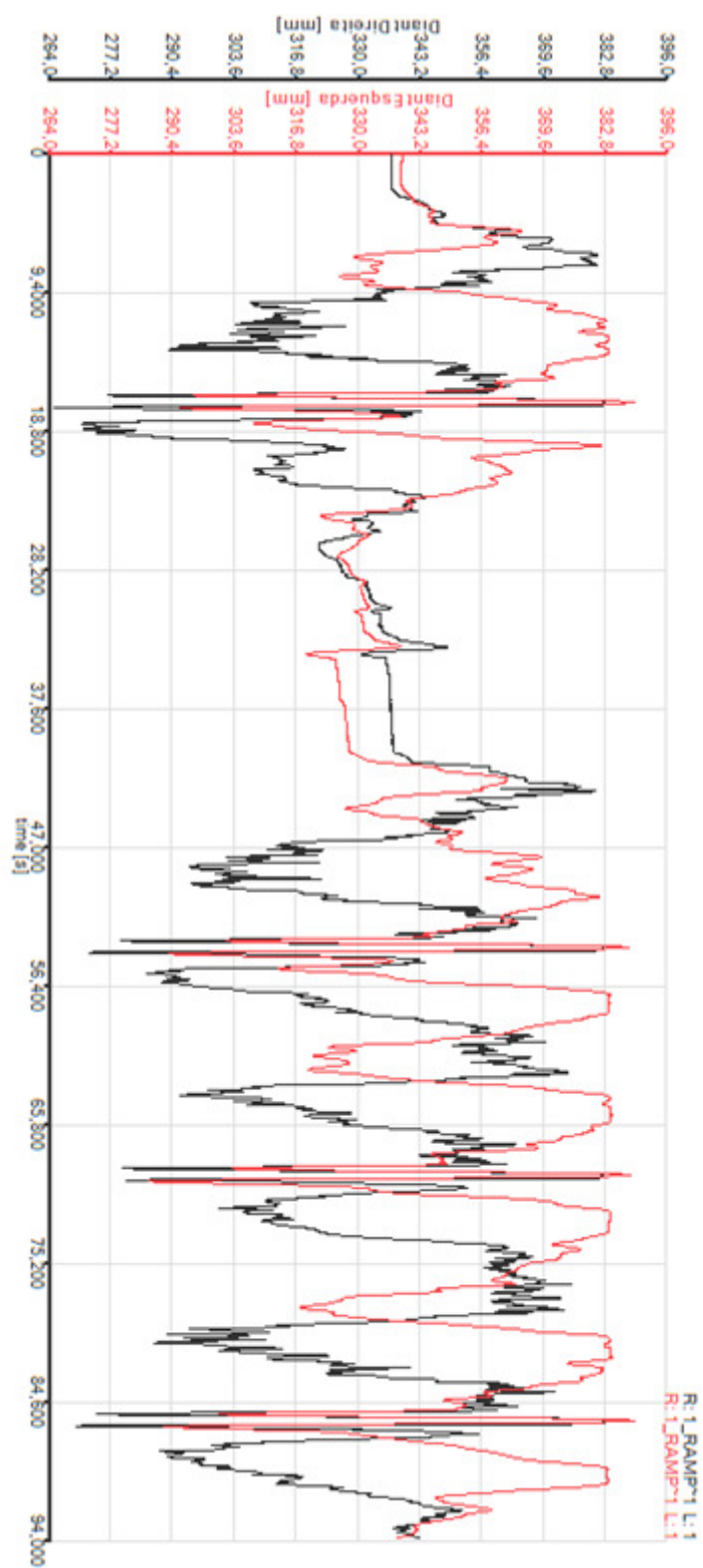
Anexo 2

Alloy/ temper	Form	Condition	Fatigue failure criterion	Ultimate tensile strength, MPa (ksi)	Tensile yield strength, MPa (ksi)	Fatigue strength coefficient, σ_f , MPa (ksi)
99.5% Al	Sheet	Cold rolled	Crack initiation(b)	73 (25)	19 (2.75)	95 (13.8)
99.5% Al	Sheet	Cold rolled	Crack initiation(c)	73 (25)	19 (2.75)	117 (17)
1100	Bar stock	As received	Rupture	110 (16)	97 (14)	159 (23)
2014-T6	Bar stock	As received	Rupture	511 (74)	463 (67)	776 (112.5)
2024-T3	Sheet	As received	5% load decrease	490 (71)	345 (50)	835 (121)
2024-T3	Sheet	5% cold formed	Crack initiation at 1 mm depth	490 (71)	476 (69)	891 (129)
2024-T3	Sheet	...	Crack initiation, 0.5 mm length	486 (70.5)	378 (55)	1044 (151)
2024-T4	Rod	Heat treated	...	476 (69)	304 (44)	764 (110.8)
2024-T351	Plate	Solution heat treated and cold worked(d)	...	455 (66)	380 (55)	927 (134)
5454-H32	...	...	...	275 (40)	175 (26)	537 (77.8)
5456-H311	Bar stock	As received	Rupture	400 (58)	235 (34)	702 (101.8)
6061-T6	...	ASTM grain size 3 to 5	...	328 (48)	300 (44)	654 (94.8)
7075-T6	...	...	...	578 (84)	469 (68)	971 (140.8)
7075-T6	Sheet	As received	5% load decrease	572 (83)	512 (74)	1048 (152)
7075-T6	Plate	As received	5% load decrease	572 (83)	512 (74)	776 (112.5)
7075-T6	Rod	Heat treated	...	580 (84)	470 (68)	886 (128.5)
7075-T7351	Plate	...	Crack initiation, 0.5 mm length	462 (67)	382 (55)	989 (143)
7475-T761	Sheet	As received	5% load decrease	475 (69)	414 (60)	983 (142.5)

Alloy/ temper	Fatigue strength exponent, b	Fatigue ductility coefficient, ϵ_f	Fatigue ductility exponent, c	Cyclic strain hardening coefficient, K' , MPa (ksi)(a)	Cyclic strain hardening exponent, n' (a)
99.5% Al	-0.088	0.022	-0.328	255 (37)	0.265
99.5% Al	-0.109	0.017	-0.315	453 (65.7)	0.337
1100	-0.092	0.467	-0.613	184 (26.6)	0.159
2014-T6	-0.091	0.269	-0.742	704 (102)	0.072
2024-T3	-0.096	0.174	-0.644	843 (122)	0.109
2024-T3	-0.103	4.206	-1.056	669 (97)	0.074
2024-T3	-0.114	1.765	-0.927	590 (85.5)	0.040
2024-T4	-0.075	0.334	-0.649	808 (117)	0.098
2024-T351	-0.1126	0.4094	-0.7134	1067 (155)	0.1578
5454-H32	-0.0920	0.324	-0.6596	628 (91.1)	0.1394
5456-H311	-0.102	0.200	-0.655	635 (92)	0.084
6061-T6	-0.100	4.2957	-1.0072	566 (82)	0.0993
7075-T6	-0.072	0.7898	-0.9897	987 (143.2)	0.0728
7075-T6	-0.106	3.1357	-1.045	1500 (217.5)	0.186
7075-T6	-0.095	2.565	-0.987	521 (75.5)	0.045
7075-T6	-0.076	0.446	-0.759	913 (132)	0.088
7075-T7351	-0.140	6.812	-1.198	695 (100)	0.094
7475-T761	-0.107	4.246	-1.066	675 (98)	0.059

Anexo 3

Deslocamento dos amortecedores dianteiros para o obstáculo da rampa na configuração baixa



Anexo 4

