

# Análise estrutural e verificação da vida à fadiga de uma roda automotiva utilizando o Método dos Elementos Finitos.

**Luis Fernando Lopes de Moraes Filho**

[lflmfilho@yahoo.com.br](mailto:lflmfilho@yahoo.com.br)

**Resumo:** *A redução de peso de componentes de automóveis vem se tornando importante hoje em dia devido a questões de aumento de desempenho dos mesmos e também quanto à redução de consumo de combustível. Apesar de essa ser uma atividade desafiadora para a indústria automotiva, com a ajuda do avanço dos recursos computacionais, ela se torna mais acessível, apesar de ainda exigir certo conhecimento técnico.*

*Este trabalho tem por objetivo o estudo estrutural e a verificação da vida quanto à fadiga de uma roda automotiva visando a redução de sua massa. Sendo a roda de um veículo um dos componentes mais pesados do carro e sendo o componente com a maior inércia rotacional do sistema de transmissões, a redução de seu peso tem grande significância no desempenho do veículo.*

*Para esta análise foi utilizado o método dos elementos finitos, um método matemático de análise estrutural muito poderoso por ser aplicável a geometrias complexas. Com os dados levantados na análise estrutural com o Método dos Elementos Finitos, podemos verificar a vida à fadiga da roda submetida a determinados carregamentos com a ajuda da teoria da resistência dos materiais.*

**Palavras chave:** Rodas, FEM, Resistência dos materiais, Vida à fadiga.

## 1. Introdução

O contínuo desenvolvimento do automóvel nos dias de hoje trouxe consigo o avanço de cada um dos seus componentes, pois em veículos com motores mais potentes e melhor desempenho ocorre também a necessidade de componentes mais leves e ao mesmo tempo mais resistentes.

A diminuição do peso dos componentes em veículos automotores é um grande desafio para a indústria automotiva, sendo isto muito importante quando se trata de melhora de desempenho principalmente em termos de consumo de combustível.

Em termos de projetos de estruturas veiculares, a utilização de geometrias que favoreçam boas distribuições de tensões contribui tanto para a segurança como para a diminuição do peso estrutural, favorecendo o menor consumo de combustível.

Além de ter significativa importância quanto ao peso, as rodas, ou partes metálicas dos conjuntos dos pneus, são elementos de capital importância no automóvel, dos quais dependem, em grande parte, das características de estabilidade de marcha do veículo, assim como a eficácia de frenagem e, em parte, o comportamento da suspensão. Como se pode ver, as rodas são componentes de muita responsabilidade, que estão sujeitas a uma faixa de carregamentos de natureza bastante complexa e que variam aleatoriamente numa faixa de magnitude bastante ampla.

Embora se costume denominá-los aros, na verdade são conjuntos constituídos por duas peças soldadas entre si: o disco de roda – ou parte central – por onde é fixada ao eixo através de parafusos, e uma borda de forma circular e perfilada – rodeando o disco – que vem a ser o aro propriamente dito que assenta o pneu.

A crescente utilização de rodas de ligas de alumínio e de magnésio, substituindo rodas equivalentes em aço são motivações para desenvolvimentos de estudos como este que tem por objetivo a comparação de rodas quanto ao material e quanto ao seu desenho.

## 2. Revisão da Literatura

Da literatura, nesta primeira parte do projeto, foram levantadas informações sobre resistência dos materiais, que incluem os tipos de falhas e inclusive a falha por colapso à fadiga, uma introdução ao Método dos Elementos Finitos (FEM) e também uma breve descrição dos componentes da roda.

### 2.1. Resistência dos Materiais

A resistência dos materiais é o campo da ciência e da técnica onde se estuda o dimensionamento e a otimização da forma dos componentes e das estruturas que compõem os sistemas da engenharia. A resistência dos materiais fornece meios para quantificar e garantir a operação segura dos componentes. Assim, ela pode ser utilizada para garantir a integridade e disponibilidade operacional dos sistemas da engenharia mecânica ao longo de suas vidas úteis.

O projeto adequado deve prevenir que o componente não falhe com uma margem de segurança apropriada. O significado da falha é a perda, ou perda iminente, da funcionalidade do componente. Os tipos principais de falha são:

- Deformação elástica ou plástica (escoamento) inaceitável
- Instabilidade (por exemplo, flambagem)
- Formação de trincas incipientes e fratura (por exemplo, fratura por fadiga)

A segurança operacional de um componente é verificada comparando-se as tensões que ocorrem nas condições de serviço normal, de teste ou de falha, com a resistência do material ou do componente. A utilização de uma margem de

segurança é necessária porque sempre existem variações em torno do valor médio (por exemplo, as flutuações das tensões).

A grande maioria dos componentes presentes nos sistemas mecânicos está submetida a tensões transitórias (vibrações) quando estão em serviço. Os esforços transitórios podem causar, nos pontos onde as tensões são mais altas, a formação de trincas, a propagação cíclica das trincas e, finalmente, a ruptura do componente. Um ciclo de carga de vibração (veja a fig. 1) é definido pelos parâmetros usuais da física das vibrações. A tensão média  $\sigma_m$  e a amplitude da tensão  $\sigma_a$  são obtidas a partir dos valores-limites das tensões (tensões máxima  $\sigma_o$  e mínima  $\sigma_u$ ).

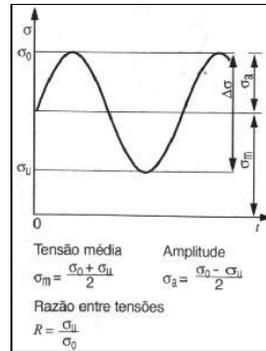


Figura 1. Parâmetros da vibração da carga.

A curva S-N, ou de vida, é muito importante no projeto dos componentes submetidos a cargas que variam ao longo do tempo. Esta curva pode ser construída matematicamente (a partir de um modelo físico) ou a partir de resultados experimentais obtidos em testes de resistência à fadiga sob tensões que variam ao longo do tempo. Os testes podem ser realizados com corpos-de-prova ou com componentes.

A curva S-N apresenta a relação entre a amplitude da tensão (veja a definição na fig.1) e o numero de ciclos necessário para a ocorrência de fratura N. A figura 2 mostra um esquema da curva S-N. Observe que a curva pode ser dividida em três zonas denominadas “resistência à fadiga estática” ou “resistência à fadiga de baixo ciclo”, “resistência à fadiga para vida finita” e “limite de fadiga”.

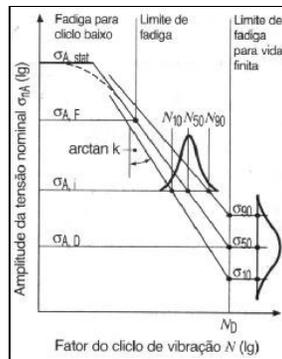


Figura 2. Curva S-N

É essencial incluir todos os fenômenos que são importantes no comportamento do componente na análise não experimental do processo que o leva à fadiga. Os métodos clássicos de análise da fadiga correlacionam o limite de fadiga com a amplitude da tensão nominal  $\sigma_n A$  e a tensão de ruptura obtida no teste de tração (em alguns casos esta tensão é substituída pela tensão de escoamento).

As variáveis associadas aos processos mais importantes que levam à ruptura do componente por fadiga são:

- Material (resistência, ductilidade)  $C_W$
- Tipo de tensão (tensão/compressão, flexão, torção)  $C_L$
- Efeito de entalhe  $K_f$
- Superfície (altura das rugosidades)  $C_O$
- Superfície (tratamento superficial)  $C_R$
- Tamanho do componente  $C_G$
- Ambiente (temperatura, corrosão)  $C_U$
- Tensão média  $C_M$

A equação (1), que combina as variáveis descritas, é utilizada para avaliar a amplitude da tensão nominal associada ao limite de fadiga:

$$\sigma_{nA} = C_W \cdot C_L \cdot C_O \cdot C_R \cdot C_G \cdot C_U \cdot C_M \cdot \frac{1}{K_f} \cdot R_m \quad (1)$$

O conhecimento das tensões multiaxiais associadas aos movimentos cíclicos é importante e as tensões podem ser calculadas admitindo que o estado de tensões seja biaxial e composto por tensões normal  $\sigma_x$  e de cisalhamento  $\tau_{xy}$ .

O procedimento da razão entre deformações proposto por Bach pode ser utilizado para descrever as tensões encontradas em componentes sujeitos a tensões síncronas e com valor médio e em componentes em que ocorre a superposição de tensões estáticas e oscilatórias.

Este procedimento está baseado no seguinte fato: a falha pode ser descrita pelas curvas-limites que progridem em um gráfico  $\sigma - \tau$  do valor característico  $K\sigma$  de acordo com a história de  $\sigma$  até o valor característico  $K\tau$  de acordo com a história de  $\tau$ . Deste modo, a curva-limite dos materiais frágeis é parabólica (de acordo com a teoria da tensão normal) e a curva-limite dos materiais dúcteis é elíptica (de acordo com as teorias da tensão de cisalhamento e da energia de deformação) (fig. 3).

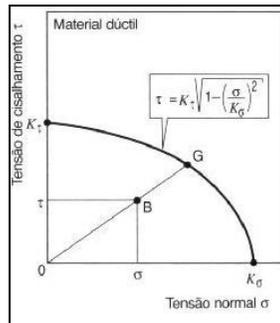


Figura 3. Curva limite para falha sob tensões multiaxiais.

A equação (2) descreve a elipse limite:

$$\tau = K_\tau \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma}{K_\sigma}\right)^2} \quad (2)$$

Para o ponto B, que apresenta coordenadas  $\sigma$  e  $\tau$ , o fator de segurança para falha é dado pela equação (3):

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma}{K_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{K_\tau}\right)^2}} \quad (3)$$

## 2.2. Método dos Elementos Finitos (FEM)

Virtualmente, todos os procedimentos técnicos podem ser simulados em um computador com o FEM. No entanto, isso envolve a divisão de qualquer corpo (gasoso, líquido ou sólido) em elementos que sejam simples na forma (reta, triângulo, quadrado, tetraedro, pentaedro ou hexaedro), tão pequenos quanto possível e que estejam permanentemente ligados entre si pelos seus vértices (nós). O método é baseado em um trabalho feito na Daimler-Chrysler AG, em Stuttgart, Alemanha. Ela usou um programa de FEM próprio chamado ESEM, bem antes do desenho assistido por computador (CAD) entrar em cena no início dos anos 80.

As variedades de modelos com malha excessivamente grosseira podem ser identificadas e mostradas por um avaliador de erros contido no programa – por análise de tensão no caso de problemas estáticos, e por análise de fluxo no caso de problemas potenciais. Isso cria o problema de que um usuário experiente modelará, propositalmente, áreas sujeitas à baixa tensão com aproximação grosseira para ganhar tempo de cálculo.

Esse erro de modelo é dado como porcentagem, em que há diferentes modos de definir a quantidade de referência. O erro relativo, isto é, ponderado, do modelo é escrito em uma tabela contendo detalhes dos números do nó ou do elemento e, em muitos casos, como uma opção ao arquivo de resultados para representação gráfica. Se existirem erros

em demasia, a malha nas áreas modeladas com aproximação excessiva deverá ser refinada no processador e a análise repetida (em alguns programas isso é feito automaticamente).

A criação da rede é feita, sobretudo, automaticamente no processador, em sua maioria baseada em uma geometria CAD. O programa FEM calcula o modelo formulado de computação dessa maneira e mostra o resultado obtido em uma forma gráfica a partir de um pós-processador. Logo, um programa FEM consiste de processador, um pós-processador e um programa FEM propriamente dito (fig. 4).

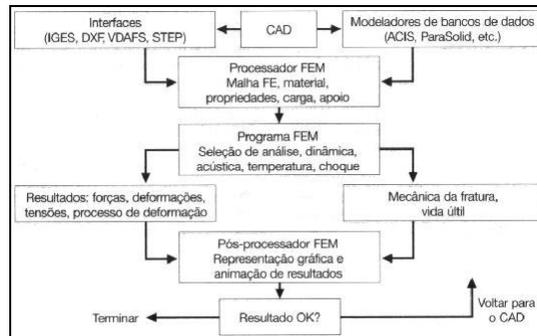


Figura 4. Sistema de programa do FEM.

As propriedades dos elementos disponíveis definem os dados de empenho mais importantes de um programa FEM. A qualidade do elemento define a fórmula. Aqui, a distinção é feita entre elementos com uma forma linear ou quadrática ao longo da aresta do elemento. O último pode ser identificado nos nós intermediários. A qualidade de um modelo de computação é dependente não apenas do tamanho da malha utilizada, mas da fórmula. Os elementos existentes podem ser divididos em unidades com projeção bidimensional, elementos com projeção tridimensional e barras com projeção linear.

- Elementos Unitários

Os elementos unitários podem ser triangulares ou retangulares – idealmente um triângulo equilátero ou um quadrado. Para elementos triangulares, o ângulo incluso não deverá ser menor que 12° ou maior que 156°; para elementos retangulares, não deverá ser menor que 24° ou maior que 156°. No entanto estes limites estabelecidos em testes dependem do programa de FEM utilizado.

- Elementos de Volume

Elementos de volume aparecem, na maioria das vezes, na forma de tetraedros, pentaedros ou hexaedros. Alguns programas também apresentam pirâmides com bases retangulares. Se uma maior precisão for desejada, elementos com uma fórmula de deslocamento quadrática deverão ser utilizados. Isso é aplicável principalmente a elementos tetraédricos, que são criados durante uma malha tridimensional automática.

- Elementos de Barras

Assim como elementos unitários e de volume, a maioria dos programas FEM oferece dois tipos de elementos: um elemento retilíneo (barra) com fórmula linear e um elemento curvo (barra) com fórmula quadrática. O comprimento do elemento barra é determinado por seus dois nós de conexão. As seções transversais são descritas especificando-se valores numéricos para:

- Área da seção transversal (A)
- As seções transversais de cisalhamento  $A_{red}$  (área de cisalhamento)
- Os momentos principais de inércia ( $I_x, I_y$ )
- O momento de inércia torsional ( $I_t$ ) com o módulo torsional da seção ( $W_t$ )
- O momento de inércia do setor para força de torção
- A posição dos eixos principais de inércia ( $\alpha$ )
- E os quatro pontos de tensão máxima ( $S_x, S_y$ ) para cálculo de tensão

Esses valores são carregados no pré-processador sob a definição das propriedades, ou calculadas automaticamente pelas formas delineadas.

### 2.3. Elementos das rodas

O tamanho da roda é determinado fundamentalmente pelos requisitos do sistema de freios, pelos componentes do eixo e pelo tamanho do pneu utilizado.

Os principais termos são:

- Diâmetro do aro,
- Largura do aro,
- Diâmetro do furo central (formato),
- Offset da roda,
- Circunferência dos furos de fixação,

- Número de furos de fixação,
- Superfície de apoio dos elementos de fixação (esférica, cônica).

Dependendo da finalidade de aplicação e do tipo de pneu, estão disponíveis diversas formas de seção transversal do aro:

- Centro rebaixado (automóveis de passageiros),
- Aro plano (aplicações especiais, aros segmentados),
- Assento inclinado 5° (caminhões)
- Assento inclinado 15° (caminhões, principalmente com pneus sem câmara).

Os termos mais importantes para o aro são:

- Flange (forma do flange do aro),
- Assento do talão,
- Centro rebaixado,
- Base do aro e
- Nervura (forma da nervura)

A concepção e a estrutura da roda, assim como os elementos estruturais, precisam satisfazer os requisitos de segurança sob quaisquer condições operacionais do veículo. As forças sobre roda, resultantes da tração, frenagem, carga da roda e forças direcionais devem ser absorvidas por todos os elementos estruturais sem prejudicar a durabilidade ou a função das rodas e dos componentes do eixo.

### 3. Materiais e Métodos

#### 3.1 Modelo utilizado para a roda

Para este estudo, foi realizada a modelagem de uma roda de aço que possui duas partes, o aro e o prato (ou disco) soldados entre si. Ela foi toda modelada utilizando-se do software Unigraphics NX4. O layout dessa roda é apresentado a seguir (fig. 5).



Figura 5. Modelo da roda de aço utilizado nas simulações.

#### 3.2 Material utilizado para a fabricação da roda

A roda utilizada é fabricada com o aço SAE 1015 que possui como principais propriedades mecânicas:

Módulo de elasticidade (E): 207 GPa

Coefficiente de Poisson ( $\nu$ ): 0,3

Densidade ( $\rho$ ): 7850 kg/m<sup>3</sup>

Tensão limite ao escoamento (Sy): 190 MPa

Tensão limite de resistência à tração (Su): 340 MPa

Coefficiente de tensão real para uma deformação real unitária ( $\sigma_0$ ): 621MPa

Coefficiente de encruamento (m): 0,25

Coefficiente de deformação real normal no momento da ruptura ( $\epsilon_{Tf}$ ): 1,0

Uma vez conhecidos os limites de resistência à tração e de fadiga do material, pode-se ter uma boa estimativa para a curva S-N do mesmo. Para a maioria dos aços, a curva S-N pode ser expressa em função do limite de resistência à tração e do limite de fadiga através da equação (4).

$$S = \frac{(0,9S_u)^2}{S_f} N^{-\left(\frac{1}{3}\right)\log(0,9S_u/S_f)} \quad (4)$$

Porém para avaliarmos o valor da tensão limite de fadiga devemos antes avaliar o grau de trabalho a frio, que é função da deformação equivalente e é dada pela equação (5)

$$A_r = 1 - \frac{1}{1 + \varepsilon} \quad (5)$$

Sendo  $\varepsilon$  a deformação plástica equivalente calculada em um determinado ponto do componente. Com o valor de  $A_r$  encontramos o novo limite de fadiga do material através do gráfico apresentado a seguir (fig. 6).

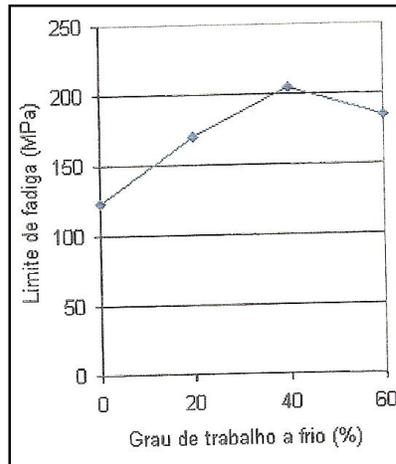


Figura 6: Influência do grau de trabalho a frio sobre o limite de fadiga para o aço 1015.

### 3.3. Carregamento atuante sobre a roda

Para o caso de uma roda, a definição do carregamento quanto a estático ou dinâmico é mais complexa comparada a maioria dos componentes de um veículo, pois mesmo considerando um carregamento vertical estático, devido ao movimento de rotação da roda em torno de seu eixo, um ponto qualquer na roda terá uma tensão variável ao longo de uma rotação da roda em função de sua posição angular em relação ao ponto de contato entre pneu e via trafegável. Na figura a seguir (fig. 7) é mostrado de forma esquemática os carregamentos considerados na roda.

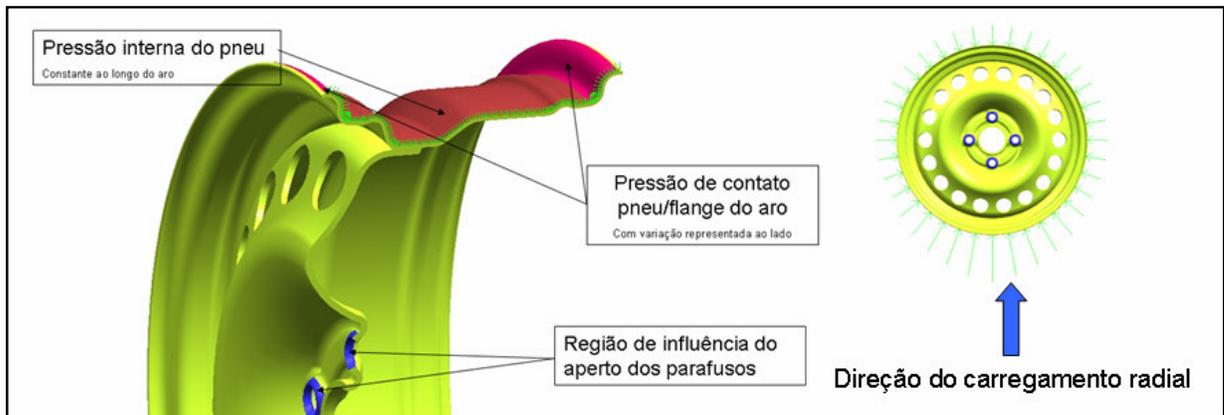


Figura 7: Esquema do carregamento aplicado no modelo.

A ação da pressão de inflação do pneu foi modelada dividindo-se em duas partes: uma pressão constante igual a pressão de inflação do pneu agindo no aro na região compreendida entre os dois flanges e forças agindo ao longo das

linhas de altura média dos flanges de forma a “empurrá-los” para fora. Já o carregamento devido a carga vertical do veículo sobre a roda foi modelado como uma pressão cuja a magnitude possui um formato parabólico e que age nos flanges em uma região compreendida entre as posições de  $-60^\circ$  e  $60^\circ$  em relação ao ponto de contato entre o pneu e o solo.

### 3.4. Discretização do modelo

Para a geração do modelo de elementos finitos, a roda foi discretizada utilizando-se de elementos tetraédricos de 10 nós. Tal elemento foi utilizado devido à complexidade da geometria da roda em estudo. A roda discretizada é apresentada a seguir (fig. 8).



Figura 8: Modelo discretizado da roda, utilizando elementos sólidos tetraédricos de 10 nós.

### 3.5. Condições de contorno

**Pressão de fixação dos parafusos:** Na região de fixação dos parafusos usou-se a condição de engastamento das superfícies. Esse modelo é uma simplificação do caso real em que se tem a fixação da roda por meio de uma pressão de contato entra a mesma com o cubo do eixo do veículo exercida pelo esforço de aperto dos parafusos. Tal condição exigiria um conhecimento mais apurado das ferramentas utilizadas neste trabalho.

**Condições de carregamento:** Considerando uma pressão de inflação do pneu  $P_0=200\text{kPa}$  e uma carga vertical  $V=1200\text{N}$ , como foi mencionado anteriormente, vamos considerar três tipos de carregamento no nosso modelo:

- A pressão de inflação em si, agindo no aro na região entre os flanges;
- Forças agindo nos flanges devido às forças de contato entre eles e o pneu. Esse esforço foi modelado utilizando a idéia de concentrar a porção da pressão de inflação do pneu nas linhas médias dos flanges, de acordo com a equação (10):

$$T_f = (a^2 - r_f^2) \frac{P_0}{4r_f} \quad (6)$$

Sendo  $a$  o raio do perfil do pneu e  $r_f$  o raio da altura média do perfil. Vale ressaltar que a equação (6) gera uma força por unidade de comprimento;

- Pressão agindo nos flanges na região compreendida entre os ângulos  $-60^\circ$  e  $60^\circ$  em relação ao ponto de contato entre o pneu e o solo. Essa pressão apresenta um perfil parabólico que é expresso pela equação (7).

$$p(z) = -1,82 \cdot 10^7 z^2 + 440205 \quad (7)$$

Essa expressão foi obtida de forma analítica, em que o carregamento vertical foi balanceado pela pressão atuando na projeção da área do flange.

## 4. Resultados e discussões

### 4.1. Análise das tensões na roda

Para a obtenção das tensões alternadas atuantes na roda, simulações do carregamento dinâmico foram realizadas. Trata-se de uma seqüência de simulações variando a posição angular do carregamento vertical. Para cada simulação, tomou-se como resultado as componentes das tensões agindo no ponto mais solicitado da roda quando submetida apenas à pressão de inflação do pneu e as deformações para a análise do tratamento a frio. Com esses valores pôde-se

montar a tabela (1) que apresenta os valores coletados com as simulações e os valores calculados de tensões médias, alternadas e equivalentes (von Mises), assim como a tensão alternada corrigida, pelo critério de Gerber.

Tabela 1: Resultados da análise à fadiga da roda em um ponto na região do pé do flange (Pressão de Inflação: 200kPa e carga vertical: 1200N)

Limite de resistência à tração ( $S_u$ ): 402 MPa							
Posição angular	Tensões componentes em MPa						Tensões equivalentes (von Mises)
	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_z$	$\tau_{xy}$	$\tau_{yz}$	$\tau_{xz}$	
0°	189,0	37,6	29,6	76,3	-13,4	-53,8	225,7
90°	116,7	26,1	15,8	51,7	-5,1	-26,5	139,6
180°	143,3	33,4	18,0	63,8	-7,7	-31,6	171,5
270°	141,2	30,2	23,0	58,8	-5,3	-34,5	165,0
$\sigma_{Max}$	189,0	37,6	29,6	76,3	-5,1	-26,5	
$\sigma_{Min}$	116,7	26,1	15,8	51,7	-13,4	-53,8	
$\sigma_m$	152,9	31,9	22,7	64,0	-9,3	-40,2	<b>182,2</b>
$\sigma_{alt}$	36,2	5,8	6,9	12,3	4,2	13,7	<b>44,2</b>
$\sigma_{acorr}$	<b>55,7</b>	MPa					

Com os valores das deformações foi possível estimar o grau de trabalho a frio através da equação (5) e assim encontramos o valor da tensão limite de fadiga corrigida.

Para a obtenção das curvas S-N do material, vamos utilizar a seguinte formulação (equação 8):

$$N = \frac{k}{S_R^b} \quad (9)$$

Sendo  $b$  e  $k$  obtidos considerando-se que, para os aços em geral, o limite de resistência à fadiga para  $10^3$  ciclos corresponde a 90% do limite de resistência à tração do material e que para  $10^6$  ciclos tem-se o limite de fadiga do material. Para o caso de material estirado a frio, e possuindo resistência à tração apresentada pelo material estima-se um coeficiente de correção de tensão limite de fadiga devido ao acabamento superficial igual a 0,85. Com esses dados construímos duas curvas S-N uma normalizada, e uma corrigida devido ao acabamento superficial apresentadas na figura 9.

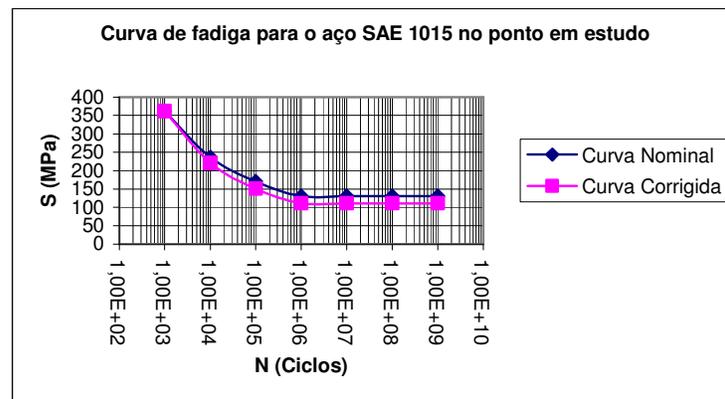


Figura 9: Curvas S-N normalizada e corrigida para o material no ponto em estudo.

Junto ao resultado apresentado na tabela 1, que forneceu um valor de tensão alternada equivalente, ou alternada de 55,7 MPa, podemos verificar que a roda no ponto solicitado possui uma vida infinita, uma vez que essa tensão está

abaixo da tensão limite de fadiga. Podemos verificar ainda que neste ponto da roda obteve-se um coeficiente de segurança no valor de 1,98.

#### 4.2 Conclusões e Recomendações

Como pode ser visto ao longo deste trabalho, uma metodologia completa foi realizada a fim de se obter a curva S-N e, por conseguinte a vida de um determinado componente, no caso uma roda automotiva. Este componente ofereceu um grande desafio ao longo do estudo que serviu para abranger a metodologia utilizada para componentes menos complexos, tal desafio foi a natureza de seu carregamento, que é um carregamento estático que gera um carregamento dinâmico devido ao movimento de rotação da roda ao redor de seu eixo. Tal comportamento requer uma série de simulações numéricas, no caso com um programa que utiliza o método dos elementos finitos, considerando diferentes posições angulares do carregamento em relação a um ponto fixo arbitrário da roda.

Para o levantamento da vida do componente, foi levado em consideração que o mesmo viria a falhar devido ao fenômeno da fadiga. Para tanto, a cada simulação realizada, o que foi extraído de informação do programa foram os pontos mais solicitados e as componentes das tensões e deformação destes. Com esses dados foi possível, primeiramente, com a ajuda da teoria da resistência dos materiais, estimar o grau de trabalho a frio, que aparece devido à fabricação da roda em estudo, na região mais solicitada, cálculo esse realizado de forma segura, utilizando os valores de deformações na região estudada. Esta análise foi necessária para estimarmos o valor da tensão limite de fadiga, que prevê o valor da tensão do limite à fadiga em função do grau de trabalho a frio do componente. A partir dos valores de deformação obtemos também as tensões limites de resistência corrigidos, e com as componentes das tensões no elemento calculamos as tensões solicitantes equivalentes, necessárias para o levantamento da curva S-N do material em determinado ponto da roda assim como a vida do componente neste determinado ponto.

Neste trabalho, porém, não foi realizado um estudo mais a fundo quanto à otimização da geometria do componente, visando a redução do peso do mesmo. Para esta finalidade, poderíamos ter analisado mais pontos, a fim de analisar a vida em diferentes pontos da geometria da roda. No caso do presente trabalho, o ponto que foi analisado apresentou as maiores tensões, explicado por estar em uma região com grande variação de geometria. Mesmo assim, de acordo com o estudo feito neste trabalho este ponto apresentou um coeficiente de segurança à fadiga no valor de 1,98. Esse valor está abaixo do valor do coeficiente de segurança da falha crítica do aço, que é o caso de fratura dúctil. Porém, não podemos dizer muito a respeito desse valor, uma vez que sua obtenção está ligada a muitos aspectos probabilísticos, além de que problemas com os resultados podem aparecer de acordo com o tipo de elemento utilizado. Ou seja, para uma análise de otimização de geometria visando a redução de massa, devemos, com a metodologia apresentada nesse trabalho, realizar uma série de simulações variando o tipo de elemento utilizado na discretização, levar em consideração aspectos probabilísticos existentes nos carregamentos reais.

#### 5. Dificuldades encontradas

Com relação às dificuldades encontradas, podemos dar maior atenção em duas delas: uma delas é quanto à modelagem da roda e a outra é quanto a determinação e implementação do carregamento no modelo. Nos dois processos o que mais pesou foi o aprendizado de técnicas específicas para utilização dos softwares. Pode-se dizer que cerca de 60% do tempo de execução de todo este trabalho foi despendido nestas duas atividades. Porém, uma vez adquiridas essas técnicas o trabalho se torna mais fluente, podendo se aproveitar mais o tempo de trabalho. Quanto à aplicação do carregamento no modelo o autor teve que criar um tipo de carregamento que se adequava ao conhecimento que este tinha no manuseio do programa, e para tanto várias simulações foram realizadas a fim de adequar o modelo de carregamento à realidade, o que foi muito dispendioso quanto ao tempo de trabalho. Com este trabalho e mais especificamente com essas dificuldades encontradas, fica comprovado que para uma análise numérica satisfatória não basta apenas saber utilizar o software de simulação, mas sim o que o programa está fazendo. Tendo isso em mente, existe uma maior segurança para a geração do modelo a ser simulado com os devidos tipos de elementos.

#### 6. Referências

- Alves Filho, Avelino. “Elementos Finitos – A base da tecnologia CAE”, Érica, São Paulo, 2005.
- An Investigation of Stress and Displacement Distribution in a Aluminum Alloy Automobile Rim disponível em: <http://www.angelfire.com/oh4/psychfea/stearnsPHD.pdf> - acessado em 08/10/2007
- Arcanjo Santana, Flávio. Análise de fadiga de rodas para veículos de transporte de carga, São Paulo, 2000, Tese de Mestrado – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- Bathe, K.J. “Finite Elements Procedure”, Simon & Schuster Company, New Jersey, 1996.
- FMK – Richtlinie: Rechnerischer Sicherheitsnachweis für Maschinenbauteile (Orientações FKM: Avaliação da segurança dos componentes utilizados na Engenharia) 3, Frankfurt, VDMA – Verlag, 1998.
- ordalo, S.N., Ferziger, J.H. and Kline, S.J.,1989, “The Development of Zonal Models for Turbulence”, Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol.1, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 41-44.
- Gillespie, T.D. “Fundamentals of vehicle dynamics”, New York, Society of Automotive Engineers (SAE), INC 1992.
- Juvinall, R. C.; Marshek, K. M. Fundamentals of Machine Component Design. S<sup>nd</sup> ed., New York, John Wiley & Sons, 1991.

Miyashiro, Silvio. Análise de tensão em rodas, São Paulo, 1991, Trabalho de Formatura – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

Nastran®, *Software* de processamento do FEM, MSC Software

Patran®, *Software* de pré-processamento do FEM, MSC Software

Shigley, J. E.; Mitchell, L. D. Mechanical Engineering Design. 3ª ed., Tokyo, McGraw-Hill, 1983.

Timoshenko, S.P.; Goodier, J.N. - "Teoria da Elasticidade" - Guanabara Dois - 3a. Edição, 1980

Unigraphics NX4, software para modelagem 3D. Unigraphics.

Vários autores – “Manual de Tecnologia Automotiva”, 25ª ed., Robert Bosch GmbH/SAE, Alemanha, 2005.

## **Structural analysis and fatigue life verification of an automotive wheel using the Finite Elements Method**

**Luis Fernando Lopes de Moraes Filho**

[lflmfilho@yahoo.com.br](mailto:lflmfilho@yahoo.com.br)

**Abstract:** The reduction of automobiles components weight is becoming important nowadays due the questions of performance increase of the same ones, and also to the fuel consumption reduction. Although this being a challenging activity for the automotive industry, with the aid of the computational resources advances it becomes accessible, although still to demand certain knowledge technician.

The objective of this work is the structural study and the verification of the life for the fatigue of a automotive wheel, aiming the reduction of its mass. Being the vehicle's wheel one of the more weighed components of the car and being the component with the biggest rotational inertia of the transmissions system, the reduction of its weight has great significance in the performance of the vehicle.

For this analysis was used the finite element method, a mathematical method of very powerful structural analysis for to be applicable on complex geometries. With the data raised in the structural analysis with the Finite Element Method, we can verify the life for fatigue of the submitted wheel with the aid of the material resistance theory.

**Keywords.** *Wheel, FEM, material resistance, fatigue life*