

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ENSAIO DE FADIGA: UM COMPARATIVO ENTRE DOIS CORPOS DE PROVAS DISTINTOS PARA APLICAÇÃO EM MOLAS DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

Marcelo André Toso, marcelo.toso@yahoo.com.br¹
Adelano Esposito, adeesp@hotmail.com¹
Luis Roberto Centeno Drehmer, luisdrehmer@yahoo.com.br¹
Herbert Martins Gomes, herbert@mecanica.ufrgs.br¹

¹Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Sarmento Leite, 425, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brazil.

Resumo: O presente estudo compara dois tipos de corpo de prova distintos, um deles cilíndrico que atende a norma ASTM E-466 (2007) e outro de seção retangular (monolâmina), cuja geometria se aproxima da aplicação real em uma suspensão automotiva. As orientações do ensaio normalizado consideram um corpo de prova cilíndrico submetido a esforços de torção e flexão. O ensaio experimental procura se aproximar da condição real de uso por meio de um corpo de prova retangular submetido apenas a esforços de flexão, uma vez que o componente sofre principalmente esforços desse tipo. O ensaio normalizado é realizado utilizando o método dos elementos finitos. As curvas de fadiga são comparadas entre os dois ensaios para identificar as possíveis diferenças entre os dois procedimentos para fins de avaliação do número de ciclos de fadiga de uma mola automotiva. Propõe-se uma metodologia para ajustar o limite de resistência à fadiga do componente devido aos efeitos superficiais, dimensional dos corpos de prova e cargas aplicadas. Por fim, apresentam-se as curvas do ensaio normalizado e do ensaio experimental e avaliam-se as causas e consequências das diferenças entre elas. As imperfeições do tratamento térmico e da laminação a quente acarretam a formação de trincas, uma vez que, mesmo submetido a cargas de compressão, a laminação apresenta cargas de tração ao longo da lâmina. Esse é um aspecto importante, porque a monolâmina de suspensão está submetido esse tipo de processo de fabricação, e os corpos de prova do ensaio experimental também apresentam essas características, o que não é diretamente observado no corpo de prova simulado numericamente. Observa-se que a simulação numérica é útil para determinar o limite de resistência à fadiga dos materiais, mas não necessariamente para determinar o limite de resistência à fadiga de um componente. Conclui-se que a metodologia adequada é usar o ensaio numérico orientado pela norma ASTM E-466 (2007) para definir as curvas de fadiga do material, e o ensaio experimental para definir o número de ciclos e prever a vida do componente.

Palavras-chave: ensaio de fadiga, suspensão veicular, corpo de prova.

1. INTRODUÇÃO

As orientações de um ensaio de flexão rotacional, baseado em normas, e de um ensaio que representaria um componente de suspensão automotiva, em uso real, podem ser comparadas com o objetivo de identificar se há ou não perda de informação entre os dois tipos de ensaios e se essa perda é significativa. O ensaio da norma ASTM E-466 (2007) considera um corpo de prova cilíndrico submetido a esforços de torção e flexão; e o ensaio de uso em prática procura se aproximar da condição real de uso por meio de um corpo de prova retangular submetido apenas a esforços de flexão, uma vez que o componente sofre somente esforços desse tipo. O ensaio normalizado é realizado via simulação por elementos finitos no software Ansys 12.1, e as curvas de fadiga são comparadas entre os dois ensaios para identificar as possíveis diferenças. Para fins de avaliação, uma monolâmina de seção retangular foi ensaiada na prática para representar o componente em situação real de uso e foi comparada com o corpo de prova de seção cilíndrica previsto pela norma ASTM E-466 (2007).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A fadiga de um componente pode provocar a redução gradual da capacidade de suportar cargas de um componente e pode ocorrer a sua ruptura, mesmo em situações quando a peça estiver submetida a esforços menores do que o limite

de escoamento do material. Diversos autores também abordam esse tema: Araújo *et al.* (2007) desenvolveram um conceito sobre uma máquina de ensaio de fadiga para múltiplos corpos de prova em um meio agressivo e corrosivo; Nascimento *et al.* (2000) defendem o uso do *shot peening* como um tratamento capaz de melhorar a resistência do material submetido à fadiga em aços ABNT 4340 (apesar da delaminação no revestimento de níquel); Mendes (2006) disserta sobre o limite de fadiga de componentes submetidos à condição de *fretting* pelo Método da Distância Crítica de Taylor; e Matheus *et al.* (2008) desenvolveram um dispositivo para ensaios de flexão rotativa em fios de NiTi, uma vez que esse tipo de ensaio tornou-se padrão para verificar a fadiga em fios com memória de forma. Em comum, tais autores estão desenvolvendo pesquisas em diferentes áreas de atuação, embora o ponto de partida de seus trabalhos envolva diretamente o ensaio de fadiga de um componente mecânico.

2.1. Seção Crítica da Falha por Fadiga

A seção crítica de componentes submetidos a tensões repetidas ou flutuantes, não compreende, necessariamente, a região onde a carga está aplicada ou onde ocorre o momento fletor de maior magnitude. Algumas bibliografias, a saber: Shigley *et al.* (2005), Branco *et al.* (1986) e Anderson (2005) descrevem que a falha por fadiga resulta da formação da trinca e sua propagação, a qual se iniciará, normalmente, em uma descontinuidade do material. Essas descontinuidades atuam como concentradores de tensão onde a tensão cíclica atinge seu valor máximo. Geralmente as descontinuidades estão presentes nas seções dos componentes onde há mudanças bruscas da seção transversal, chavetas, entalhes, furos, filetes de solda capazes de alterar um estado de tensão plana para um estado triaxial de tensões. Essa região altamente tensionada fortalecerá a nucleação de uma trinca e, mantido o ciclo de carregamento, sua propagação.

2.2. Propagação e Formação de Trincas

Descontinuidades, heterogeneidades do material e entalhes na peça são locais onde uma trinca pode iniciar, e o material suporta a deformação descontínua conforme as tensões aplicadas, o número de ciclos, a intensidade das cargas e os possíveis concentradores de tensão. Essa grande quantidade de fatores que influencia a vida útil do componente acaba exigindo muitos ensaios de fadiga que auxiliem na caracterização das curvas desses componentes (Albuquerque, 2004; Araújo *et al.* 2007).

Uma vez que a maioria dos materiais de engenharia são policristalinos, as falhas por fadiga normalmente se iniciam na superfície. Essa característica é atribuída à exposição dos grãos da superfície da peça ao ambiente externo, os quais podem se deformar com maior liberdade sem deslizar entre os planos de outros grãos. A propagação da trinca se estende pela descontinuidade entre os grãos, agindo em três estágios distintos. O primeiro estágio restringe a trinca no plano onde ela inicia. A trinca se eleva e se propaga de forma contínua até o limite da zona plástica a ponto de se tornar independente da cristalografia do material. A transição altera a direção de crescimento para aumentar a abertura da trinca. O segundo estágio é mais visível, porque provoca o aumento da área de fratura. O terceiro estágio indica uma trinca que se tornou instável, e provoca a falha por fadiga (Shigley *et al.*, 2005).

O tratamento superficial também influencia na curva da fadiga. Durante o processo de fabricação, imperfeições superficiais são geradas na peça, como marcas de ferramentas de corte e de estampagem. Essas imperfeições que atuam como concentradores de tensão, podendo reduzir vida útil do componente pela nucleação de trincas e consequente falha por fadiga. Dentre os processos mais utilizados de acabamento superficial, o *shot peening* consiste em jatear partículas esféricas com energia cinética para causar deformações plásticas na camada superficial do material e provocar um campo de tensões residuais de compressão para prevenir a iniciação da propagação de trincas (Guagliano *et al.*, 2004). A indução de tensões residuais compressivas depende da intensidade, tamanho, material e dureza do *shot* e porcentagem de recobrimento (Kobayashi *et al.*, 1998), e as tensões residuais compressivas são resultantes da resistência da região circunvizinha do material à deformação plástica causada pelo *shot* e atuam retardando a nucleação de trincas (Torres *et al.*, 1999). Esse processo dá indícios de que ocorram divergências entre a curva teórica experimental do ensaio de fadiga, uma vez que a mola de suspensão automotiva é submetida ao processo de *shot peening*.

2.3. Ensaio de Fadiga

Os ensaios de fadiga permitem identificar e estabelecer o limite de resistência a fadiga de cada material quando este for submetido à tensão cíclica aplicada acima desse limite (Souza, 1982). Existem diversos métodos de ensaio e de apresentação dos resultados para determinar a fadiga de um material. Em geral, tais métodos normalmente utilizam a simbologia proposta pela ASTM STP-566 (1974) e podem ser desde estatísticos ou gráficos até puramente experimentais. A visualização das informações desse ensaio é tradicionalmente exibida na forma da Curva de Wöhler (ou Curva S-N), conforme a Fig. 1 a seguir:

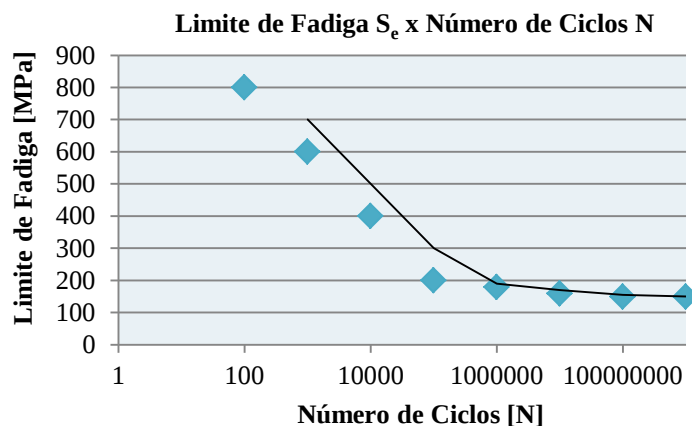


Figura 1. Gráfico esquemático da curva de Wöhler.

Onde S representa as tensões e N , o número de ciclos. Os dados obtidos durante o ensaio são dispostos graficamente e dividem a curva basicamente em dois estágios: o da fadiga de baixo ciclo (inferior a 10^3 ciclos para os aços) e o da fadiga de alto ciclo (acima de 10^3). O limite de fadiga S_e é apresentado a partir de 10^6 ciclos ou quando a curva atinge um patamar onde não há mais variações da tensão (notadamente visíveis nos aços, mas dificilmente obtida em materiais dúcteis como o alumínio). Para Albuquerque (2004), a curva $S-N$ geralmente pode ser obtida utilizando o primeiro corpo de prova a uma tensão máxima correspondente a 2/3 da tensão de escoamento do material e espera-se que ocorra a fratura num número de ciclos pequeno. Essa tensão máxima inicial é reduzida gradativamente ao longo da amostragem, de modo que o ensaio é finalizado e o número de ciclos registrado quando a tensão aplicada não provocar a ruptura do corpo de prova.

Conforme Souza (1982), os ensaios de fadiga compreendem três espécimes de corpos de prova: a própria peça ou um protótipo adequado; produtos acabados como barras, chapas e tubos; e corpos de prova devidamente usinados. Os corpos de prova ainda podem apresentar entalhe. Para fins de análise prática, os dois primeiros espécimes são mais interessantes, uma vez que são condizentes com a realidade na qual são aplicados na prática – embora, o custo das máquinas de ensaio para esses espécimes tende a ser mais caro e específico. Além disso, os ensaios realizados na prática tendem a apresentar resultados bastante inferiores àqueles obtidos mediante a teoria. Isso se deve basicamente ao gradiente de tensões, pois os corpos de prova, por mais finamente acabados e polidos, sempre podem apresentar irregularidades em sua superfície. Souza (1982) alega que a comparação entre os ensaios em laboratório e os resultados da prática tende a ser inconsistente, porque a diferença entre os gradientes de tensões localizadas pode ser ainda maior. Nesse sentido, desenvolver uma simulação numérica segundo orientações normatizadas a fim de comparar seus resultados com os obtidos nos testes em condições reais, pode ser uma boa alternativa para avaliar a vida em fadiga de um componente segundo seu processo de fabricação e tipo de solicitação.

2.4. Corpos de Prova

Os corpos de prova, utilizados na metodologia e na simulação proposta, seguem as orientações das normas ASTM E-466 (2007), ASTM E-467 (2004), ASTM E-468 (2004) e ASTM E-739 (2004). A norma ASTM E-466 (2007) foi escolhida e, nela, as relações entre o comprimento L , o raio R e o diâmetro D estão especificadas. Outros tipos de corpos de prova estão disponíveis, mas os carregamentos aplicados, as máquinas e as condições de ensaio diferem-se e não são utilizados no presente artigo.

3. METODOLOGIA

A metodologia proposta aborda um procedimento de cálculo cuja geometria da seção transversal do corpo de prova é assumida como retangular – mais próxima à realidade de uma monolâmina de suspensão automotiva e diferente do previsto pela norma ASTM E-466 (2007). Para tanto, é necessário o uso de fatores de correção para o cálculo da tensão de fadiga baseado na literatura apresentada, adequando o corpo de prova retangular para o ensaio. Essa adequação é realizada conforme as orientações de Fuchs *et al.* (1980), Bannantine *et al.* (1990), Shigley *et al.* (2005) e Carvalho *et al.* (2005).

3.1. Método Proposto

O método $S-N$ é o mais utilizado na indústria, graças a sua facilidade de uso e de bons resultados em projetos que envolvem componentes cujo número de ciclos é grande. O método é representado na escala bi-logarítmica entre a tensão de fadiga S_e e o número de ciclos N até a falha. Os corpos de prova são testados à fadiga com flexão rotacional.

Conforme Carvalho *et al.* (2005), avaliar curvas de fadiga utilizando somente flexão pura é possível, desde que ela seja cíclica e devidamente reajustada com determinados coeficientes (adiante).

Fuchs *et al.* (1980), Bannantine *et al.* (1990) e Shigley *et al.* (2005) descrevem uma série de correlações para procedimentos específicos a fim de estimar as curvas S - N . Adota-se σ_r como tensão de ruptura e, então, é possível correlacionar esse valor com a tensão de fadiga, conforme Shigley *et al.* (2005), tal que (a) para aços com $S_{ut} < 1400$ MPa, tem-se que $S_e \approx 0,5\sigma_r$; (b) para aços com $S_{ut} \geq 1400$ MPa, tem-se que $S_e \approx 700$ MPa; e (c) para os demais aços, tem-se que $S_e \approx 0,65\sigma_r$, onde S_e é dado em MPa.

Esse tipo de abordagem é válido para corpos de prova de dimensões ideais, cujas condições superficiais são padronizadas, o que muitas vezes não é o caso na indústria. O limite de fadiga de uma mola do tipo laminar é menor do que o limite de fadiga dos corpos de provas cilíndricos estipulados pela norma ASTM E-466 (2007). Isso significa que o componente pode sofrer a ruptura por fadiga num número de ciclos menor do que aquele previsto por normas. Para corrigir essa diferença, os procedimentos propostos por Juvinall (1967), Bannantine *et al.* (1990) e Shigley *et al.* (2005) permitem o uso de coeficientes de correção específicos para inserir os diferentes efeitos oriundos do tratamento térmico, da qualidade superficial, do tipo de carregamento aplicado, do processo de fabricação e de outros fatores, inclusive *shot peening*. A Eq. (1) correlaciona esses fatores:

$$S_e = S'_e C_1 C_2 C_3 \quad (1)$$

Onde: C_1 é fator do tipo de carregamento, C_2 é o fator do tamanho e C_3 é o fator do acabamento superficial. No fator de carregamento, C_1 , o método considera que a alteração do tipo de carregamento de flexão rotativa (corpo de prova cilíndrico) para flexão pura (corpo de prova retangular) compreende, no caso cilíndrico, uma situação em que toda a superfície do corpo de prova está submetida à tensão máxima σ_u . No caso retangular, apenas alguns locais estão sujeitos a tais tensões. Conforme Carvalho *et al.* (2005), apesar de que sejam esperadas tensões maiores para provocar a falha pela flexão pura, devido à presença de zonas enfraquecidas estarem fora da região mais solicitada, a diferença é menor do que 5% para boa parte dos aços e materiais mais comuns. Por esse motivo, segundo proposto por Bannantine *et al.* (1967), o limite de fadiga para flexão pura é o mesmo para flexão rotativa ($C_1 = 1$).

No fator do tamanho, C_2 , o limite de fadiga tende a decrescer com o aumento do tamanho do corpo de prova, e essa variação implica uma diferença entre os corpos de prova. O que ocorre nessa situação é que corpos de prova grandes não mantêm uma mesma microestrutura ao longo de sua geometria.

Ainda no fator do tamanho, os tratamentos térmicos e os acabamentos superficiais interferem na vida em fadiga do corpo de prova, elevando a vida útil do componente também. Bannantine *et al.* (1990) correlaciona de tal forma que (a) para corpos de prova cilíndricos com $d \leq 8$ mm, tem-se que $C_2 = 1$; e (b) para corpos de prova cilíndricos entre $8 \text{ mm} \leq d \leq 250$ mm, tem-se que $C_2 = 1,189d^{-0,097}$, onde d é o diâmetro crítico do componente, em mm. Essa correlação é válida somente para diâmetros entre 8 e 250 mm. Para valores inferiores a 8 mm, C_2 deve ser igual a 1. Para valores superiores a 250 mm, a correlação mostra-se ineficiente e não deve ser usada.

O diâmetro crítico d não é obtido diretamente da medição do corpo de prova, porque o corpo de prova ensaiado apresenta seção transversal retangular. Por isso, Shigley *et al.* (2005) permitem converter a geometria cilíndrica para geometria retangular, utilizando a Teoria do Volume Crítico. Essa correlação está indicada na Eq. (2):

$$d = 0,808\sqrt{bh} \quad (2)$$

Onde: b é a largura da seção transversal, dada em mm, e h é a altura da mesma, dada em mm. No fator de acabamento superficial, C_3 , o limite de fadiga é modificado por concentradores de tensão, pela camada superficial e pelas tensões residuais. No entender de Carvalho *et al.* (2005), o fator de acabamento superficial é tratado como uma razão entre o limite de fadiga de um componente com acabamento superficial e os valores medidos nos corpos de prova polidos. Assume-se a presença de descarbonetização superficial, inclusões, defeitos e irregularidades no componente, devido ao processo de fabricação (as molas são laminadas a quente). Para as superfícies laminadas a quente, assume a presença de descarbonetização superficial, inclusões, defeitos e suaves irregularidades superficiais e, além disso, a monolâmina recebe tratamento de *shot peening* para melhorar essa condição superficial. Segundo Shigley *et al.* (2005), para aços com σ_r inferior a 1600 MPa, o valor de C_3 equivale a aproximadamente 0,3. Esse número apresenta pequenas variações, oscilando entre 0,29 e 0,32; por isso, é assumido como se fosse 0,3, ou seja, $C_3 = 0,3$.

Para fins de critério de falha por fadiga, adotou-se o critério de Gerber. A Eq. (3), a seguir, exhibe esse critério de falha:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (3)$$

A partir do limite de resistência a fadiga S_e e da tensão última (ou máxima) S_{ut} , a verificação do componente quanto à falha segundo o critério de Gerber consiste em estimar um fator de segurança n , inserindo-o na Eq. (3) em substituição a S_a por $n\sigma_a$ e S_m por $n\sigma_m$. Desta forma, a Eq. (3), linha de Gerber, é expressa pela Eq. (4):

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (4)$$

Sendo σ_a a tensão alternada e σ_m a tensão média, as quais podem ser obtidas pela Eq. (5):

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

Sendo assim, isolando o fator de segurança de fadiga n pelo critério de Gerber, obtém-se a Eq. (6):

$$n = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m S_e}{\sigma_a S_{ut}} \right)^2} \right] \quad \forall \sigma_m > 0 \quad (6)$$

Valores de n menores do que 1 expressa uma condição de falha, visto que ao interpolar o valor de σ_a com σ_m resultará em um ponto localizado externamente à região delimitada pela linha de Gerber. Já os valores de n maiores do que 1 corresponde aos pontos situados internamente à linha de Gerber. Se n for igual a 1, a segurança atinge uma condição limite; isto é, o ponto estará localizado sob a linha de Gerber. Os valores de $\sigma_{\max}$ e $\sigma_{\min}$ são obtidos pela oscilação da tensão ao longo dos ciclos ensaiados. O cálculo do critério de Gerber (ou qualquer outro) pode ser realizado como parte da metodologia proposta.

3.2. Metodologia Simulação Numérica

A partir dos dados e propriedades da mola de suspensão a ser ensaiada, é possível determinar o limite de fadiga analítico do componente por meio do método $S-N$ modificado. Esse método é utilizado para calcular o limite de fadiga de um corpo ensaiado na prática. Os passos para aplicar esse método em cada corpo de prova são os seguintes:

- Selecionar entre 6 a 12 corpos de prova similares à aplicação real;
- Obter σ_r do material do corpo de prova;
- Determinar S'_e assumindo as correlações de Shigley *et al.* (2005);
- Adotar $C_1 = 1$, considerando o carregamento de flexão pura;
- Calcular C_2 , utilizando a geometria da seção transversal, tal que $C_2 = 1,189 \times (0,808\sqrt{bh})^{-0,097}$;
- Adotar $C_3 = 0,3$, assumindo uma média ponderada para as irregularidades da superfície do componente;
- Calcular S_e .

4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

O corpo de prova foi modelado segundo a geometria indicada pela ASTM E-466 (2007). Tomou-se o cuidado para que as condições de contorno aplicadas ao modelo numérico permitam reproduzir os esforços de torção e flexão flutuante na seção crítica do corpo de prova. Os dados de entrada do modelo correspondem às propriedades e geometria da monolâmina ensaiada na prática, os quais são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Parâmetros da monolâmina.

Parâmetros da monolâmina	Valor
Tensão última S_{ut}	1050 MPa
Tensão de escoamento σ_{esc}	789 MPa
Módulo de Elasticidade E	200 GPa
Alongamento ε	17,4%
Coefficiente de Poisson ν	0,29
Massa específica ρ	7700 a 8030 kg/m ³
Largura b	74 mm
Espessura h	8 mm

4.1. Resultados

Os ensaios de fadiga da monolâmina foram obtidos a partir de uma bancada de testes na qual reproduz as condições reais de trabalho da mola. A bancada de testes permitiu traçar o diagrama $S-N$ conforme exibido na Fig. 2 e Tabela 1. Para os testes, a monolâmina foi sujeita experimentalmente apenas a esforços de flexão, o que representa uma condição

de uso real da mola de suspensão automotiva. Os esforços de torção não foram significativos em comparação aos de flexão.

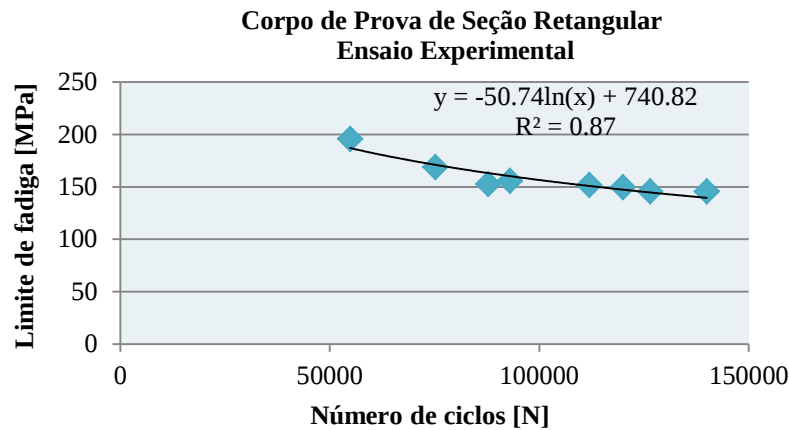


Figura 2. Resultados do ensaio prático da monolâmina de suspensão.

O processo de fabricação da mola e o tratamento superficial foram bastante inconsistentes; isto é, apresentaram dispersão nos resultados obtidos para o número de ciclos, principalmente nas amostras 4 e 5. O diagrama S-N traçado pela bancada de testes foi utilizado na comparação com os resultados de ensaios de fadiga obtidos com o modelo numérico simulado no software comercial. A Tabela 2 exibe os dados do ensaio prático.

Tabela 2. Dados do ensaio prático da monolâmina de suspensão.

Amostra	S'_e [MPa]	S_e [MPa]	Número de ciclos [n]
1	419,43	145,35	140 000
2	420,01	145,55	126 474
3	431,46	149,52	120 000
4	437,15	151,49	112 000
5	439,83	152,42	87 800
6	448,69	155,49	93 000
7	486,55	168,61	75 233
8	564,17	195,51	54 870

Realizou-se a simulação numérica em conformidade com a norma ASTM E-466 (2007), tal que, o corpo de prova foi modelado como uma seção transversal cilíndrica, cuja geometria, carregamentos e condições de fixação, são indicados pela norma. A Fig. 3, a seguir, exibe os resultados normalizados.

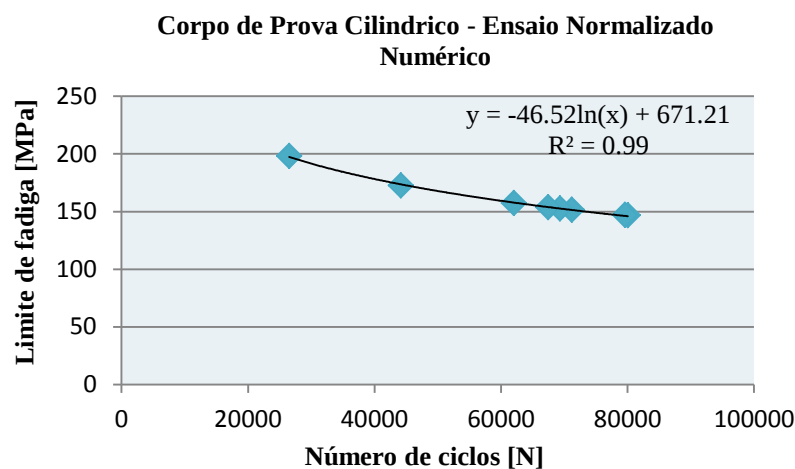


Figura 3. Resultados da simulação numérica do corpo de prova cilíndrico.

Os dados do gráfico da Fig. 3 foram obtidos de uma simulação numérica no software Ansys 12.1 sujeita a esforços de flexão e torção. Os efeitos de acabamento superficial, nessa simulação, são desprezados. A Tabela 3, a seguir, exhibe os dados do gráfico simulado numericamente:

Tabela 3. Dados do ensaio prático da monolâmina de suspensão.

Amostra	S'_e [MPa]	S_e Calculado [MPa]	S_e Simulado [MPa]	Número de ciclos [n]
1	419,43	146,62	146,63	80 054
2	420,01	146,82	146,86	79 596
3	431,46	150,83	151,38	71 209
4	437,15	152,82	152,47	69 358
5	439,83	153,75	153,64	67 443
6	448,69	156,85	157,16	62 072
7	486,55	170,09	172,42	44 183
8	564,17	197,22	198,17	26 512

Na Tabela 3, o S_e calculado é um valor analítico obtido segundo o procedimento apresentado na seção 3.1 e 3.2. Os valores de S_e Simulado são obtidos na simulação numérica e utilizados para determinar o número de ciclos do material (e não necessariamente do componente). Cada resultado da amostra simulada é exibido respectivamente nas Fig. 4 a 11.

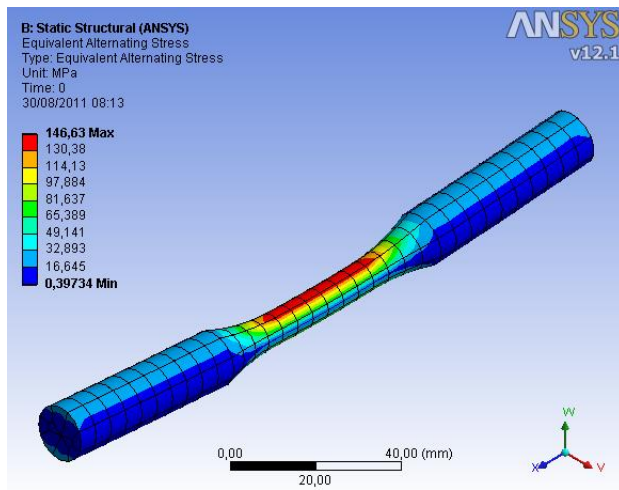


Figura 4. Resultados da Amostra 1 [146,63 MPa].

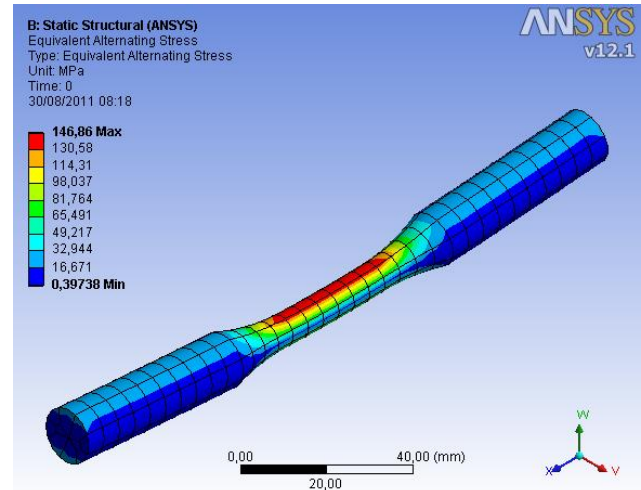


Figura 5. Resultados da Amostra 2 [146,86 MPa].

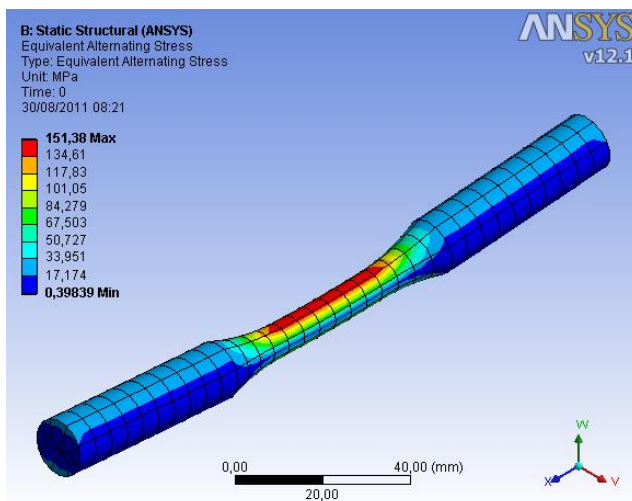


Figura 6. Resultados da Amostra 3 [151,38 MPa].

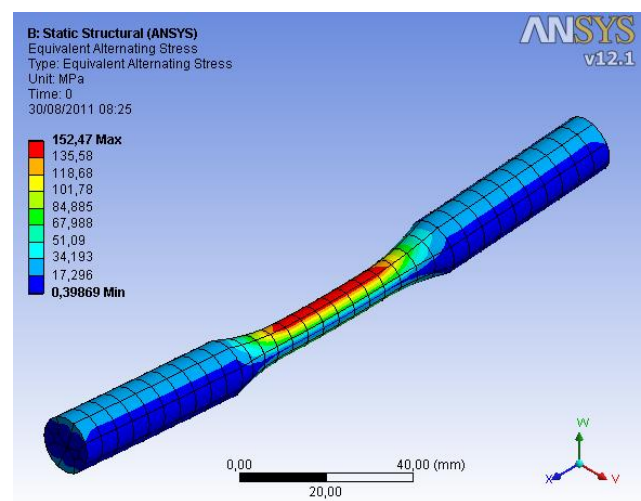


Figura 7. Resultados da Amostra 4 [152,47 MPa].

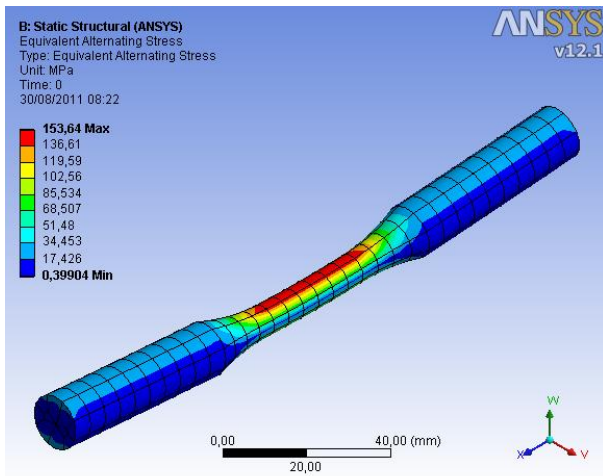


Figura 8. Resultados da Amostra 5 [153,64 MPa].

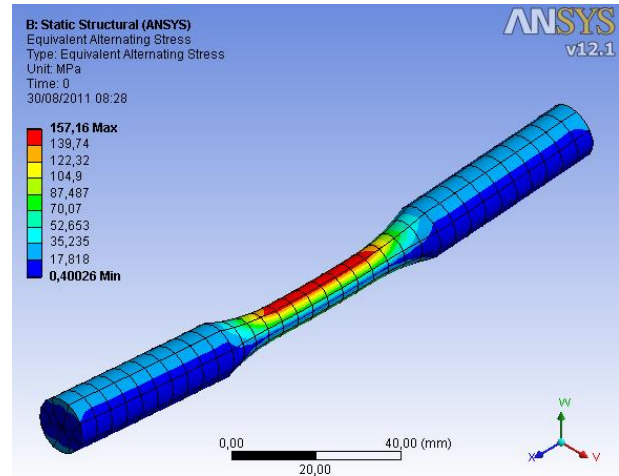


Figura 9. Resultados da Amostra 6 [157,16 MPa].

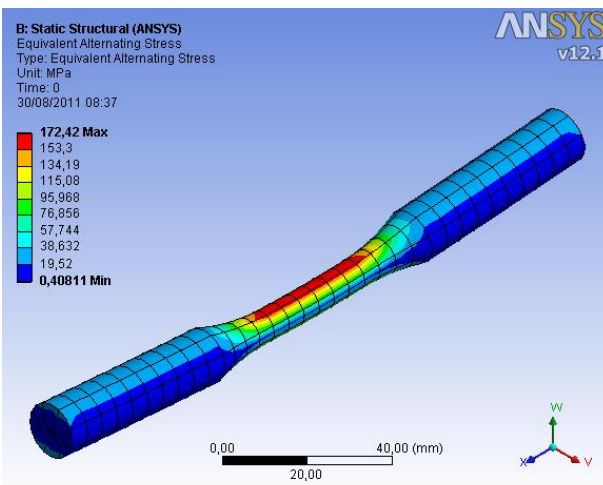


Figura 10. Resultados da Amostra 7 [172,42 MPa].

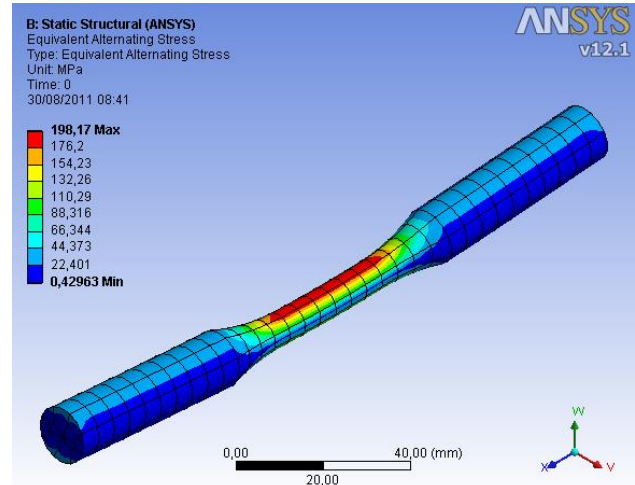


Figura 11. Resultados da Amostra 8 [198,17 MPa].

Essas figuras representam os resultados simulados para diferentes amostras. O valor médio das tensões máximas obtidas nas amostras é igual a 159,84 MPa na simulação e igual a 159,37 MPa no cálculo analítico proposto. A curva S-N exibida pelo software Ansys 12.1 para a amostra 8 é exibida a seguir:

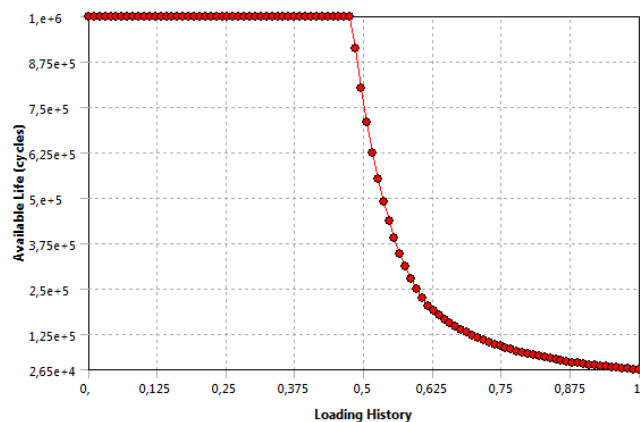


Figura 12. Curva S-N da amostra 8.

Para ilustrar, a Fig. 12 representa os resultados referentes à amostra número 8, a partir de $2,65 \times 10^4$ ciclos até a vida infinita do material. Além disso, a curva continua de 10^4 até 0 ciclo com valores ascendentes de carga aplicada, mas não são devidamente exibidos no gráfico.

4.2. Análise dos resultados

O número de ciclos previsto pela simulação é inferior ao resultado do ensaio prático. Isso significa que o ensaio experimental serve para obter as curvas $S-N$ de um componente mecânico, e o ensaio numérico normalizado serve para obter as curvas $S-N$ do material desse componente. O uso das informações pertinentes às duas curvas confere as variáveis de projeto necessárias para desenvolver e produzir as molas de suspensão automotiva.

No ensaio prático, a diferença dos resultados no número de ciclos antes da falha entre as amostras 4 e 5 (112 000 e 87 800 ciclos, respectivamente) é apreciável, devido ao processo de fabricação de laminação da mola cujo campo de tensões é bastante intenso e aumenta a variabilidade e dispersão dos resultados. Além disso, os processos de acabamento superficial, como *shot peening*, são utilizados nessas monolâminas, o que aumenta essa dispersão de resultados, uma vez que esses processos não costumam ser controlados nesse sentido.

Na simulação numérica, a diferença dos valores do número de ciclos para cada ensaio deve-se basicamente a não aplicação de todas as condições reais oriundas da monolâmina no corpo de prova cilíndrico – submetido na análise computacional. Por exemplo, o tratamento superficial na análise numérica não foi devidamente considerado, o que pode ser uma das causas da diferença de resultados. A literatura prevê essa diferença de resultados, e Souza (1982) já alegava que o gradiente de tensões presente nos corpos de prova, mesmo seguindo as orientações das normas corretamente e apresentando acabamento superficial de excelente qualidade, interfere nos resultados, devido às irregularidades superficiais (consideradas basicamente como minúsculos entalhes, o que muda de um estado plano de tensões para um estado triaxial de tensões).

5. CONCLUSÕES

Os ensaios de fadiga utilizando corpos de prova semelhantes aos componentes reais devem ser preferidos a corpos de prova preparados pelas normas, uma vez que as condições de trabalho são bastante diferentes. Os cantos vivos, as juntas, os parafusos e os rebites são configurações de componentes mecânicos que provocam concentração de tensão, bem como as irregularidades superficiais apresentam minúsculos entalhes predispostos a iniciar trincas de fadiga.

As imperfeições do tratamento térmico e do processo de fabricação (como a laminação a quente) normalmente acarretam a formação de trincas, uma vez que, mesmo submetido a cargas de compressão, a laminação apresenta cargas de tração ao longo da lâmina. Esse é um aspecto importante, porque a monolâmina de suspensão está submetido a esse tipo de processo de fabricação, e, portanto, os corpos de prova do ensaio prático também apresentam esse problema oriundo do processo de laminação, o que não é diretamente observado no corpo de prova cilíndrico simulado.

A simulação numérica é útil para determinar o limite de resistência à fadiga para materiais, mas não necessariamente para determinar o limite de resistência à fadiga de componente. Nesse aspecto, o ensaio prático não deve ser descartado, nem substituído. O melhor é usar o ensaio numérico orientado pela norma ASTM E-466 (2007) para definir as curvas de fadiga do material, e o ensaio prático (devidamente ajustado utilizando alguma metodologia de correção para inserir as particularidades do processo de fabricação), para definir o número de ciclos e prever a vida do componente.

6. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos devidos ao Grupo de Mecânica Aplicada (GMAp) da UFRGS.

7. REFERÊNCIAS

- Albuquerque, M.C.S., 2004, “Comportamento à fadiga de juntas soldadas de tubulações marítimas tratadas pela técnica TIG dressing”, Tese de doutorado, Universidade Federal de Campina Grande, São Paulo.
- American Society for Testing and Materials, 1974, “STP-566: Handbook of Fatigue Testing”, Philadelphia, USA.
- American Society for Testing and Materials, 2004, “ASTM-E467: Verification of Constant Amplitude Dynamic Forces in Axial Fatigue Test System”, Philadelphia, USA.
- American Society for Testing and Materials, 2004, “ASTM-E468: Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results For Metallic Materials”, Philadelphia, USA.
- American Society for Testing and Materials, 2004, “ASTM-E739: Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life ($S-N$) and Strain-Life ($\epsilon-N$) Fatigue Data”, Philadelphia, USA.
- American Society for Testing and Materials, 2007, “ASTM-E466: Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials”, Philadelphia, USA.
- Anderson, T.L., 2005, “Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications”, Ed. CRC Press, Departament of Mechanics Engineering Texas A&M University College Station, Texas, USA, 640 p.
- Araújo, B.A., Silva, A.A. e Farias, M.A., 2007, “Análise de Resultados Experimentais em Corpos de Prova de Fadiga em Materiais para Dutos API 5LX60”, 4º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás, Campinas, São Paulo.
- Bannantine, J.A., Comer, J.J., and Handrock, J.L., 1990, “Fundamentals of Metal Fatigue Analysis”, Ed. Pearson Education, USA, 273 p.

- Branco, C.M., António, A.F. e Paulo M.S.T.C., 1986, “Fadiga de Estruturas Soldadas”, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 902 p.
- Carvalho, D.M. e Gonçalves, E., 2005, “Proposta de procedimento para análise de fadiga de molas planas”, Boletim técnico, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Fuchs, H.O., and Stephens, R.I., 1980, “Metal Fatigue in Engineering”, Ed. John Wiley & Sons, New York, USA, 496 p.
- Guagliano, M., and Vergani, L., 2004, “An Approach for Prediction of Fatigue Strength of Shot Peened Components”, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 4, No. 4-6, pp. 501-512.
- Juvinall, R.C., 1967, “Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength”, Ed. McGraw Hill Book Company, New York, USA, 580 p.
- Kobayashi, M., Matsui, T., and Murakami, Y., 1998, “Mechanism of Creation of Compressive Residual Stress by Shot Peening” International Journal of Fatigue, Vol. 20, No. 5, pp. 351-357.
- Matheus, T.C.U., Magalhães, H.O., Menezes, W.M.M., Rigo, O.D., Viana, C.S., e Otubo, J., 2008, “Dispositivo para Flexão Rotativa de Fios NiTi em Ensaio de Fadiga”, Tecnologia em Metalurgia e Materiais, Vol. 4, São Paulo, Brasil, pp. 47-52.
- Mendes, M.F.R., 2006, “Estimativa do limite de fadiga sob condições de fretting considerando o método da distância crítica do ponto em uma abordagem por elementos finitos”, Dissertação de mestrado, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília.
- Nascimento, M.P., Voorwald, H.J.C., Torres, M.A.S. e Souza, R.C., 2000, “Efeitos do Tratamento de Shot Peening no Comportamento em Fadiga de Aço ABNT 4340 Revestido em Cromo Duro Sobre Níquel Químico”, IV Coloquio Latino Americano de Fractura Y Fatiga, Neuquén, Argentina, pp. 711-718.
- Shigley, J.E., Mischke, C.R. and Budynas F.G., 2005, “Mechanical Engineering Design”, Ed. McGraw-Hill, Michigan, USA, 1030 p.
- Souza, S.A., 1982, “Ensaio Mecânicos de Materiais Metálicos: Fundamentos Teóricos e Práticos”, 5ª Ed, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil, 286 p.
- Torres, M.A.S., Voorwald, H.J.C., Nascimento, M.P. e Pigatin, W.L., 1999, “Análise de Tensões Residuais Introduzidas por Shot Peening e sua Correlação com a Resistência à Fadiga”, IV Congresso Iberoamericano de Ingenieria Mecanica, Vol. 2, Santiago, Chile.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

FATIGUE TEST: A COMPARISON BETWEEN TWO DIFFERENT SAMPLES TO APPLY IN AUTOMOTIVE SUSPENSION SPRINGS

Marcelo André Toso, marcelo.toso@yahoo.com.br¹

Adelano Esposito, adeesp_@hotmail.com¹

Luis Roberto Centeno Drehmer, luisdrehmer@yahoo.com.br¹

Herbert Martins Gomes, herbert@mecanica.ufrgs.br³

¹Federal University of Rio Grande do Sul, Sarmento Leite, 425, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brazil.

Abstract: This study compares two different types of sample, a cylindrical one that meets ASTM E-466 (2007) and another rectangular section (blade), whose geometry approximates the actual application in an automotive suspension. The guidelines of the standard test consider a cylindrical specimen subjected to torsion and bending efforts. The experimental test approaching the actual condition uses a rectangular sample subjected only to bending effort, once the component primarily undergoes such efforts. The standard test is performed using the finite element method. Fatigue curves are compared between the two tests to identify potential differences between the two procedures for evaluating the number of fatigue cycles in an automotive spring. It proposes a methodology to adjust the component's fatigue strength, due to surface effects, dimension of test samples and applied loads. Finally, it was presented the curves of the standard test and of the experimental test, assessing the causes and consequences of the differences between them. Imperfections heat treatment and hot rolling process result in the formation of cracks, since, even if subjected to compressive loads, the lamination has tensile loads along the blade. This is an important aspect, because the suspension blade is subjected to this manufacturing process, and the experimental sample also exhibit these characteristics, which is not directly observed in the samples numerically simulated. It is noted that the simulations are useful for determining the fatigue strength of the materials, but not necessarily to determine the fatigue strength of a component. It is concluded that the appropriate methodology is to use the numeric test guided by ASTM standard E-466 (2007) to define the material fatigue curves, and experimental testing to define the number of cycles and predict the component life.

Keywords: fatigue test, vehicle suspension, test sample.