



ANÁLISE VIA MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS DO COMPORTAMENTO DE UM CINTO DE SEGURANÇA SUBMETIDO A CARREGAMENTO CÍCLICO

Lucas Nogueira Assis

Pedro Américo Almeida Magalhães Júnior

Claysson Bruno Santos Vimieiro

lucasassis89@gmail.com

pamerico@pucminas.br

claysson@pucminas.br

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Avenida Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, 30.535-901, Minas Gerais, Brasil

Resumo. *Este trabalho tem como objetivo analisar o comportamento de um cinto de segurança veicular exposto a carregamentos cíclicos através do Método dos Elementos Finitos. Para este estudo foi gerado um modelo do cinto de segurança em CAD conforme a norma regulamentadora ABNT NBR 7337:2011 com características dimensionais de 1,20 mm de espessura, 48 mm de largura e 250 mm de comprimento. Posteriormente, esse modelo CAD foi importado para o software ANSYS 14.5, no qual foi realizado o seu modelamento numérico para então ser submetido a carregamentos cíclicos de tração que variam de 0 a 2000 N a uma frequência de 10 Hz. Por fim, foi realizada a análise dos resultados numéricos referentes ao comportamento do componente sujeito a estas condições.*

Palavras-chave: *Cinto de segurança, Nylon, Fadiga, Método dos elementos finitos, Polímeros*

1 INTRODUÇÃO

Com a popularização e o crescente números de vendas de veículos automotores, os órgãos regulamentadores cada vez mais tomam medidas que buscam assegurar a integridade dos ocupantes destes veículos e reduzir de maneira eficiente as consequências de eventuais acidentes graves. Dentre os diversos componentes que um veículo possui com a finalidade de garantir a segurança dos passageiros, o cinto de segurança representa um item de segurança de uso básico e obrigatório, conforme previsto no Código de Trânsito Brasileiro.

O cinto de segurança veicular é provavelmente o item de segurança mais utilizado no mundo quando pensamos em veículos de passageiros. Seu uso é obrigatório segundo o Art. 65 do CTB (Código de Trânsito Brasileiro) (2008) e o seu não uso é previsto em lei como infração grave de trânsito conforme o Art. 167 do CTB (2008). Alguns dos benefícios da utilização do cinto de segurança foram citados por Romaro (2005): o dispositivo mantém os ocupantes no mesmo lugar, evita que as pessoas sejam lançadas para fora do veículo no caso de uma colisão, absorve parte da energia remanescente do impacto e distribui o restante pelos pontos mais fortes do corpo, minimiza a chance de ocorrência de uma segunda colisão, quando os ocupantes se chocam contra o interior do veículo, diminui a possibilidade de perda da consciência em um acidente e garante uma posição correta e estável de direção.

A falha por fadiga ocorre quando o material é submetido a uma carga dinâmica durante um período, e rompe a uma tensão inferior ao seu limite de resistência (Sousa, 2011). Dessa forma, entender o comportamento mecânico do cinto de segurança veicular quando este é exposto a carregamentos cíclicos, nos permite prever situações de riscos e a necessidade de uma intervenção buscando a substituição preventiva deste componente. O método dos elementos finitos é inserido nessa análise devido a sua capacidade de realizar uma análise com um tempo de resposta relativamente curto, se comparado aos ensaios de fadiga experimentais.

Pelo fato do material do cinto de segurança ser um polímero e seu comportamento quando exposto a fadiga depender de mais variáveis do que os metais, como por exemplo a frequência de aplicação do carregamento (Sousa, 2011), o cenário atual carece de estudos acerca do tema.

2 METODOLOGIA

2.1 Criação do modelo

Para a avaliação do cadarço do cinto de segurança, primeiramente foi necessária a geração do modelo em da geometria do cadarço. O modelo foi gerado através do software SolidWorks com as dimensões de 1,20 mm de espessura, 48 mm de largura e 250 mm de comprimento.

A seguir foram realizados testes que consistiam na avaliação da resposta do cinto de segurança para malhas refinadas. Após os testes e avaliação dos resultados foi decidido que a malha refinada em torno de 10 vezes o tamanho original atenderia melhor aos cálculos realizados. A malha utilizada para o cálculo do cadarço do cinto de segurança pode ser vista na Fig. 1 abaixo com 134389 nós e 24000 elementos.

Os elementos utilizados para a geração da malha foram do tipo sólido, com modos ortogonais viscoelásticos e não linearidade geométrica, conforme o modelo de cintos de segurança da Altair Hyperworks (2012).

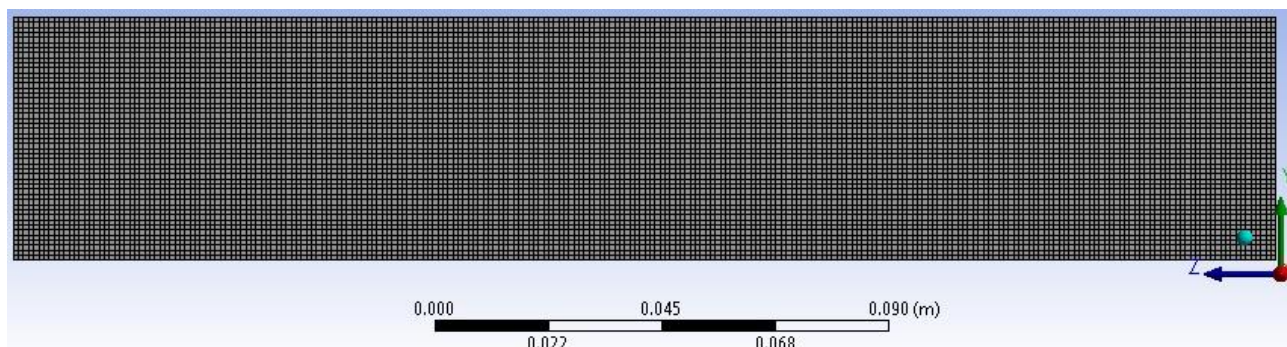


Figura 1. Malha utilizada para o modelamento do cadarço do cinto no plano YZ

Conforme Assis (2014), os materiais utilizados para a fabricação dos cintos de segurança normalmente são feitos por fibras sintéticas e devem ter boa capacidade de absorção e dissipação de energia, de modo que assegure uma pressão exercida uniformemente sobre os passageiros. Neste estudo o nylon foi escolhido para o modelamento do cinto de segurança, com densidade de 1360 kg/m^3 , módulo de elasticidade de $7,2 \text{ GPa}$ e coeficiente de Poisson igual a $0,4$, conforme o modelo de referência do teste experimental da Altair HyperWorks (2012).

Além das propriedades mecânicas citadas acima, foi introduzida no software ANSYS a curva tensão-deformação do nylon, conforme a Fig. 2 mostrada abaixo.

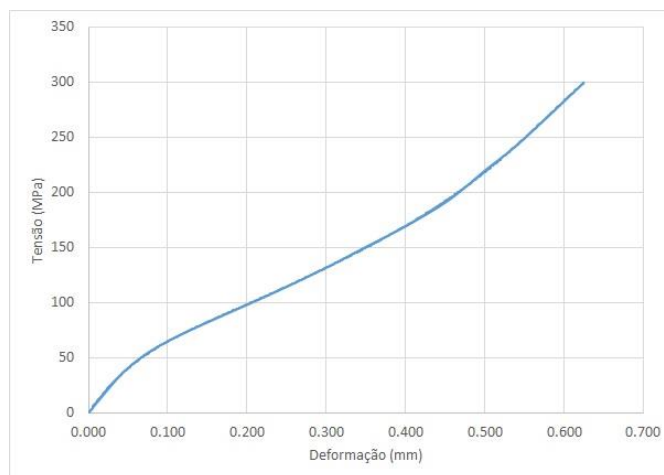


Figura 2. Curva tensão-deformação do nylon utilizado

Foi necessária também a adição da curva SN do nylon, com a finalidade de modelar o material para o estudo de fadiga. A curva utilizada foi apresentada por Averett (2004) e corresponde à Fig. 3 mostrada a seguir.

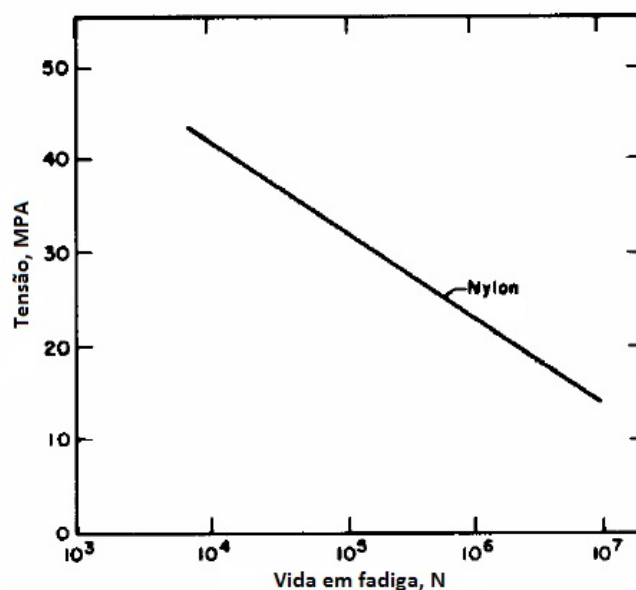


Figura 3. Curva SN do nylon (adaptado de Averett, 2004)

2.2 Condições de contorno

A Fig. 4 abaixo ilustra as condições de contorno aplicadas no cálculo. Os seis graus de liberdade foram restritos em uma extremidade do cadarço, de forma a impedir os movimentos de translação e rotação nos eixos X, Y e Z. Na extremidade oposta do cadarço foi aplicado o carregamento cíclico senoidal variando de 0 a 2000 N. Este carregamento foi definido a partir da média aritmética das cargas utilizadas por Lee e Choi (2004), com a finalidade de representar condições cotidianas do cinto de segurança. A frequência de aplicação da carga foi definida em 10 Hz.

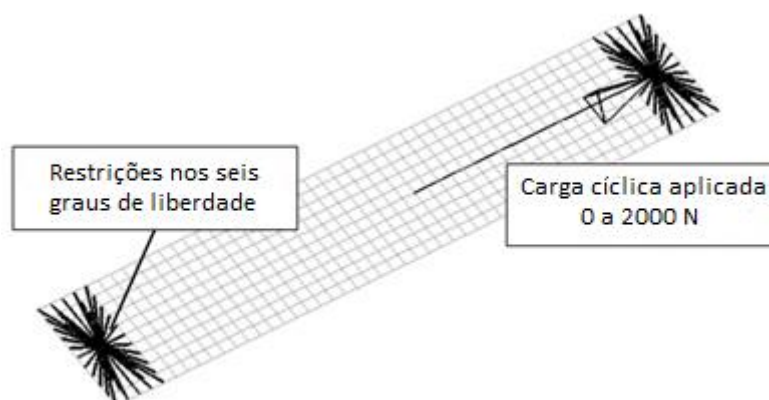


Figura 4. Condições de contorno (adaptado de Assis, 2014)

Na Fig. 5 mostrada abaixo é possível visualizar os nós onde foram restritos os seis graus de liberdades (marcados em vermelho) e os nós onde foram aplicados o carregamento (marcados em verde).

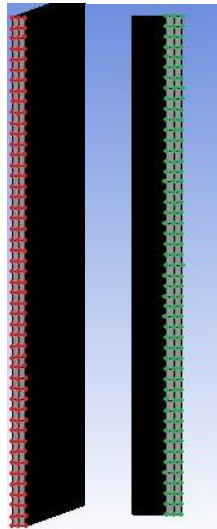


Figura 5. Nós com os graus de liberdade restritos (marcados em vermelho) e nós onde o carregamento foi aplicado (marcados em verde)

Além das definições das cargas aplicadas, foi escolhido o critério de Goodman para a análise do modelo às condições especificadas, conforme a Eq. 1 abaixo.

$$\frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = \frac{1}{FS} \quad (1)$$

Onde σ_a corresponde à tensão alternada, σ_m à tensão média, s_e ao limite de escoamento à fadiga do material, σ_r à tensão de ruptura e FS ao fator de segurança.

3 RESULTADOS

Conforme a metodologia descrita, foram obtidos os seguintes resultados da análise de fadiga realizada.

A Fig. 6 abaixo mostra os resultados calculados para a vida do componente, conforme o carregamento aplicado descrito anteriormente. Nota-se que a vida do componente para a condição de tração de 2000N a 10 Hz é estimada pelo cálculo numérico entre $9,186 \times 10^3$ e $9,07 \times 10^6$ ciclos.

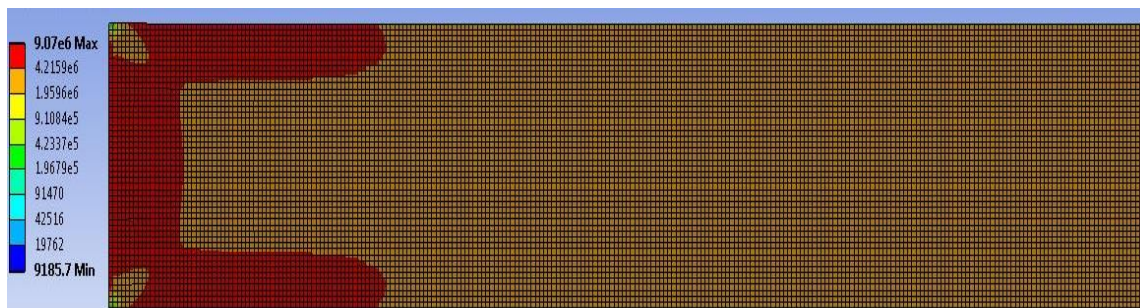


Figura 6. Vida estimada do componente para o ensaio de fadiga com tração de 0 a 2000 N a 10 Hz

A Fig. 7 mostra os níveis de tensões máximas e mínimas calculados para o modelo. Como é possível visualizar, a tensão alternada máxima calculada é de 42,4MPa e a mínima igual a 7,8MPa, segundo a abordagem numérica.

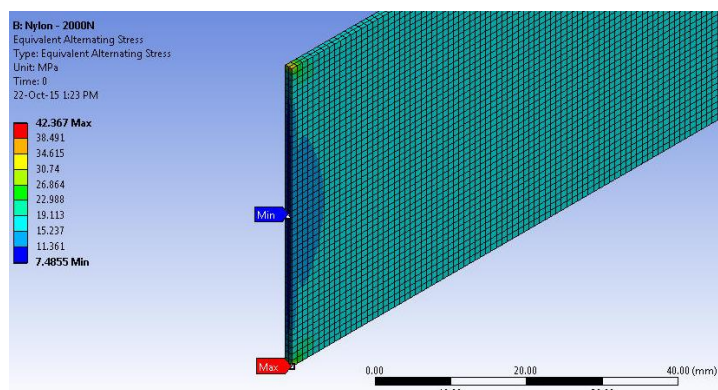


Figura 7: Níveis de tensões alternadas

Na Fig. 8 abaixo são mostrados os valores de coeficientes de segurança máximo e mínimo determinados para a análise, sendo o valor máximo igual a 1,909 e o mínimo determinado igual a 0,33729.

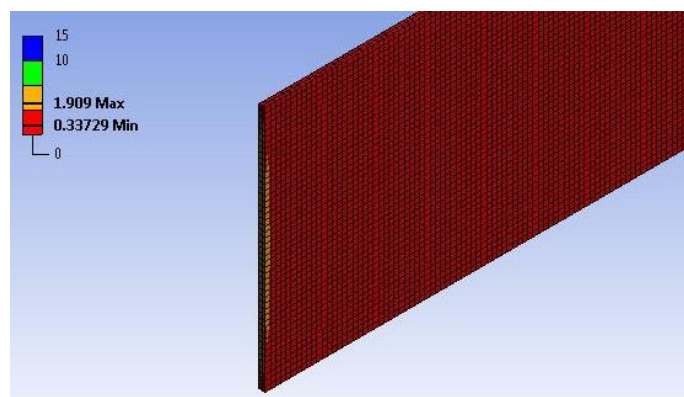


Figura 8. Coeficientes de segurança determinados

3.1 Tratamento dos resultados – Aplicação de técnica de structural hot spot stress (SHS)

Pelo fato das tensões críticas ocorrerem nas extremidades do modelo, a malha refinada utilizada pode ter grande influência nesses valores. Desta forma, foi utilizado a técnica de structural hot spot stress (SHS) conforme apresentado por Poutiainen et al. (2004) para o tratamento desta região, e consequentemente, uma definição mais precisa das tensões alternadas aplicadas e da vida do componente em fadiga.

A Fig. 9 mostrada abaixo ilustra o método SHS utilizado: a extrapolação linear de superfície (LSE), que consiste na consideração de tensões distantes 0,4T e 1,0T da região crítica, sendo T a espessura do componente.

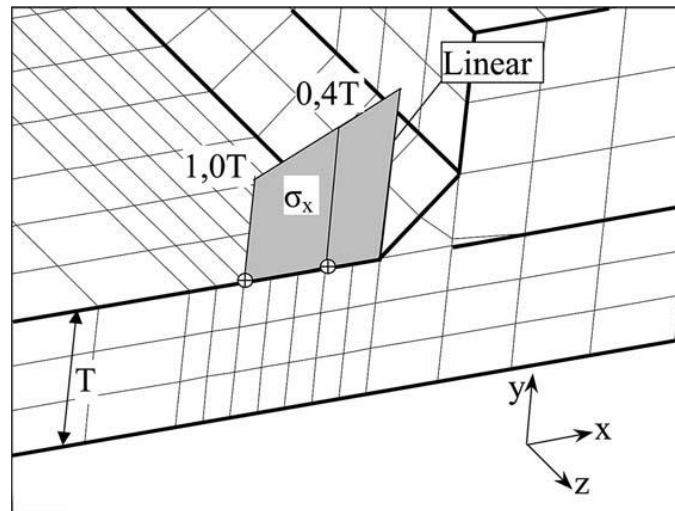


Figura 9: Método da extrapolação linear de superfície (Poutiainen et al., 2004)

Desta forma, foram considerados os níveis de tensão distantes 0,48mm e 1,20mm da área crítica, sendo estes valores iguais a 32,18 MPa e 28,38 MPa, conforme a Fig. 10 abaixo.

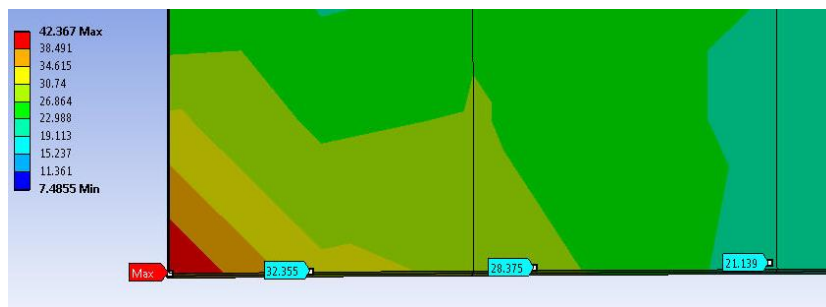


Figura 10: Tensões alternadas calculadas a 0,4T, 1,0T e 1,67T

Além dos valores extraídos da Fig. 10 acima, uma terceira tensão, com valor de 21,139MPa e distante 1,67T do ponto crítico foi considerada a título de comparação. Pela comparação entre o valor extraído da simulação computacional e o valor calculado pela extrapolação linear, ocorre uma diferença de 11%.

A extrapolação linear para os valores máximos de tensão revelou uma diferença de aproximadamente 15% entre o valor calculado pela simulação numérica e o valor estimado pela LSE. Para os níveis mínimos de tensão essa diferença foi de 33%.

Desta forma, a Tabela 1 mostrada abaixo mostra os níveis máximos e mínimos de tensões alternadas obtidas pelo método da extrapolação linear de superfície. Como é possível visualizar, o nível máximo de tensão alternada foi de 35MPa e o nível mínimo igual a 11MPa.

Tabela 1: Tensão máxima e mínima obtida pelo método da LSE

	Tensões alternadas (MPa)
Máxima	35.008
Mínima	11.165

Através das tensões alternadas obtidas pelo método da extrapolação linear foi possível estimar com maior precisão a vida útil do componente. Os valores extrapolados para a vida do cadaço do cinto de segurança são apresentados na Tabela 2 mostrada abaixo.

Tabela 2: Vida máxima e mínima obtida pelo método da LSE

	Vida (ciclos)
Máxima	6.08E+06
Mínima	1.11E+04

Portanto, a vida máxima determinada de $6,08 \times 10^6$ ciclos corresponde à tensão alternada mínima calculada igual a 11,165MPa. De forma análoga, a vida mínima do componente considerada de $1,11 \times 10^4$ ciclos corresponde à tensão alternada máxima igual a 35,008MPa.

4 CONCLUSÃO

O objetivo deste trabalho foi determinar, através do Método dos Elementos Finitos, o comportamento do cinto de segurança de nylon quando este é submetido a cargas cíclicas de tração de 2000 N a uma frequência de aplicação deste carregamento de 10 Hz.

Concluiu-se que a utilização de uma malha refinada contribui para níveis tensão extremamente altos em regiões próximas às condições de contorno aplicadas. Desta forma, foi necessária a utilização de uma técnica de hot spot stress para posterior tratamento da região e obtenção de níveis de tensões mais confiáveis. A utilização de outras técnicas de hot spot stress para análise do modelo são recomendadas de forma a se realizar uma comparação destes resultados.

Embora o comportamento do cinto de segurança esteja em conformidade com o resultado esperado, ensaios experimentais de fadiga são recomendados no componente de forma a se obter a validação do modelo numérico apresentado.

AGRADECIMENTOS

Os AUTORES generosamente agradecem o apoio da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC MINAS, do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq – e da Fundação de Amparo a Pesquisa de Minas Gerais – FAPEMIG.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALTAIR HYPERWORKS. **Hybrid II Aero v110A validation**: Altair Safety, 2012.

ASSIS, G. M. **Modelo Numérico para Avaliação da Solicitação do Cinto de Segurança sobre o Tórax de um Ocupante de um Veículo em um Sled Test**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 7337**: veículos rodoviários automotores: cintos de segurança: requisitos e ensaios. Rio de Janeiro: ABNT, 2009.

AVERETT, R. D. **Fracture Mechanics of High Performance Nylon Fibers**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Georgia Institute of Technology, 2004.

DENATRAN, **Código de Trânsito Brasileiro e Legislação Complementar em Vigor**, Brasília, 2008.

LEE, H. & CHOI, J.. **Overload Analysis and J e –based Fatigue Life Prediction of Spot-Welded Auto Seat Belt Anchors**, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol 27, issue 3, pp. 245 – 251.

POUTIAINEN, I., TANSKANEN P. & MARQUIS G. **Finite Element Methods for Structural Hot Spot Stress Determination – a Comparison of Procedures**, *International Journal of Fatigue*, 26, pp. 1147 – 1157, 2004.

ROMARO, M. **Comportamento dos Cintos de Segurança Infantis em Impactos Veiculares**, Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2005.

SOUSA, E. E. **Análise do Comportamento em Fadiga do Poli (Fluoreto de Vinilideno) (PVDF)**, Projeto de Graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.