



ANÁLISE DE FALHA POR FADIGA UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DA ESTRUTURA DO BANCO DE TESTE DE PROPULSOR DE FOGUETE

Luiza Fabrino Favato

Vitor Thasso Ferraz Rodrigues

Pedro Américo Almeida Magalhães Júnior

Vitor Rodrigues Miranda

lfavato@gmail.com

vthasso@gmail.com

pamerico@pucminas.br

miranda.vitor@yahoo.com.br

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Avenida Dom José Gaspar 500, Coração Eucarístico, CEP 30535-901, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil

Resumo. *Este artigo apresenta um estudo de falha por fadiga da estrutura de um banco de teste de motor de foguete de até 5kN de empuxo, que está em desenvolvimento pelo Grupo de Pesquisa Aeroespacial PUC-Minas. O banco, de caráter civil, está sendo construído para testes de motor de foguete bipropelente líquido. O objetivo deste artigo é prever a vida em fadiga do Banco considerando a ação da carga solicitante através do Método dos Elementos Finitos (MEF). As simulações virtuais foram realizadas utilizando o software comercial NX Nastran ®. A estrutura possui 979 x 1638 mm x 2.629 milímetros, composta por chapas dobradas (¼ "x 3¼" x 8") e chapas de reforço de 1/4" e 1/2", ambos do aço SAE 1020. Foram utilizados neste trabalho os resultados de tensão obtidos através da análise linear estática da estrutura. Para a realização da simulação de fadiga o software foi alimentado com as propriedades de fadiga do material. Alguns dos resultados obtidos foram os resultados da vida em fadiga, fator de segurança da tensão e da fadiga. No final deste estudo, foi possível afirmar que a estrutura suportará mais do que 1E8 ciclos, portanto a estrutura possui vida infinita.*

Palavras-chave: *Método de Elementos Finitos, Análise de Fadiga, Estrutura de banco de testes, Motor de foguete*

1 INTRODUÇÃO

Bancos de teste influenciam pesquisas, projetos e ideias. O desenvolvimento de novos bancos pode incentivar estudos em diversas áreas e consequentemente alavancar a criação e aperfeiçoamento de tecnologias. Com a crescente competição internacional pelo acesso ao espaço o desenvolvimento aeroespacial dos países depende diretamente do investimento em pesquisa, criação e construção de propulsores, foguetes e componentes associados. O Brasil conta somente com o banco de teste de motor de foguete do Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE), que é focado no setor militar, dificultando testes acadêmicos e privados. Para expandir as pesquisas do Brasil na área aeroespacial o Grupo de Pesquisa Aeroespacial PUC-Minas iniciou um projeto nacional de desenvolvimento de um Banco de Teste de Motor de Foguete, Figura 1, com o objetivo de realização de ensaios de protótipos de propulsores de foguete e aquisição de diversos dados e parâmetros como empuxo, temperaturas e vazão dos procedimentos de tiro. O projeto foi aprovado como iniciação científica do Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – FAPEMIG, código APQ-01369-13. Nesse artigo é apresentado a análise da fadiga em vida da estrutura do banco de teste utilizando o Método de Elementos Finitos (MEF).

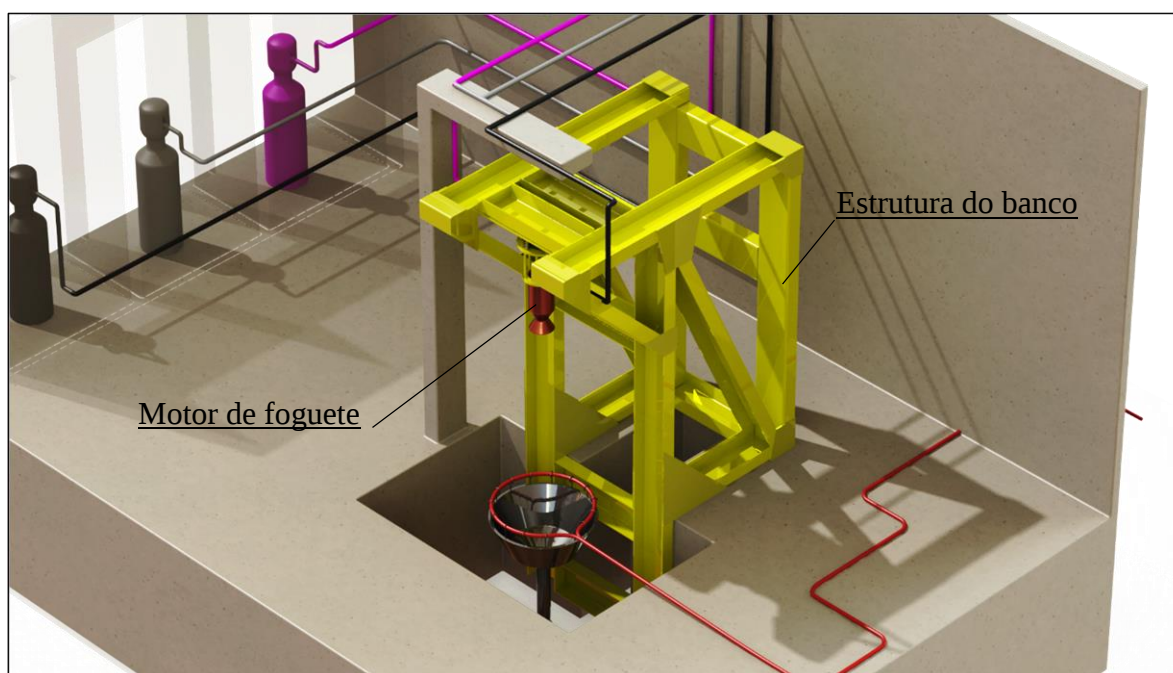


Figura 1 - Esboço do banco de teste de motor de foguete

1.1 Problema

Neste trabalho a estrutura do banco de teste de motor de foguete bipropelente líquido, ilustrado na Figura 1, de até 5 kN de empuxo possui 979 x 1638 mm x 2,629 milímetros e é constituída de perfis de chapa dobrada ($\frac{1}{4}$ " x $3\frac{1}{4}$ " x 8") e placas de $\frac{1}{4}$ " e $\frac{1}{2}$ ", SAE 1020. O esboço do laboratório de testes é ilustrado na Figura 3. Em um trabalho anterior (Favato et al., 2014) foi executada a análise linear estática dessa estrutura utilizando o MEF através do NX Nastran®. Nesse trabalho precedente, a estrutura do banco foi analisada para apenas um ensaio de um protótipo de propulsor de foguete. No entanto, surgiu a preocupação de que o banco de teste seja construído para suportar um número de ciclos de teste que justifique a sua construção. Essa preocupação surgiu por que se sabe que a natureza do carregamento imposto pelo

propulsor pode, após vários ensaios, induzir a iniciação ou propagação de trincas. Dessa forma, este trabalho é de fundamental importância para determinar a vida útil da bancada de teste do motor de foguete.

No trabalho prévio, além de ter sido realizado a discretização do modelo, o refino de malha e definição das condições de contorno do problema, também foi explorado as possíveis variações da força, provocada pelo empuxo de 5kN, do motor sobre a estrutura. A força foi aplicada considerando os desalinhamentos e folgas que poderiam ocorrer entre o conjunto chamado berço do motor e a estrutura do banco. Três hipóteses de carregamento foram analisadas com variações de ângulo de aplicação da carga de 0, 3 e 5 graus. A hipótese de carregamento que apresentou o maior valor de tensão e deslocamento foi a hipótese 1 com a força de 5kN e inclinação de 5 graus, ilustrada em vermelho na Figura 2. Os resultados de tensão de von-Mises e deslocamento obtidos foram de 20,43 MPa e 0,19 mm respectivamente. A malha de elementos finitos gerada para a análise foi de elementos de tamanho máximo de 15 mm sendo que foram utilizados 40620 QUAD4, 6 TRI3 e 11 elementos 1D e a quantidade total de nós foi de 41696, Figura 5 e Figura 4.

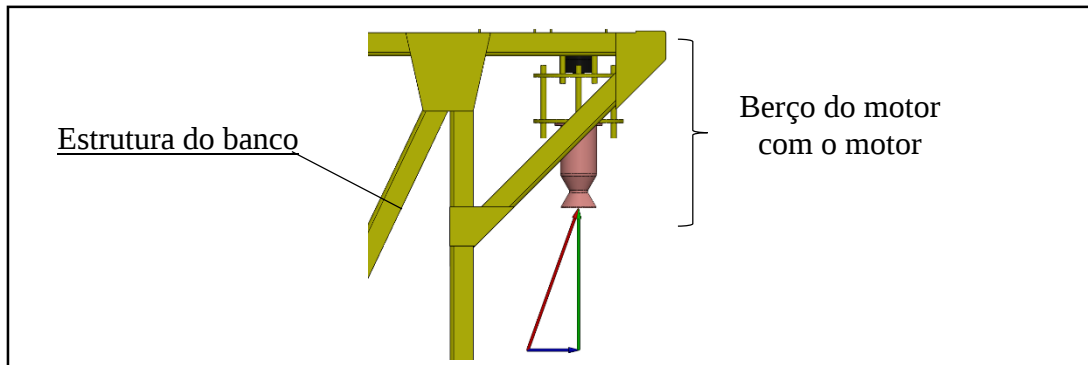


Figura 2. Hipótese 1 com ângulo de aplicação da carga de 5 graus sobre a estrutura

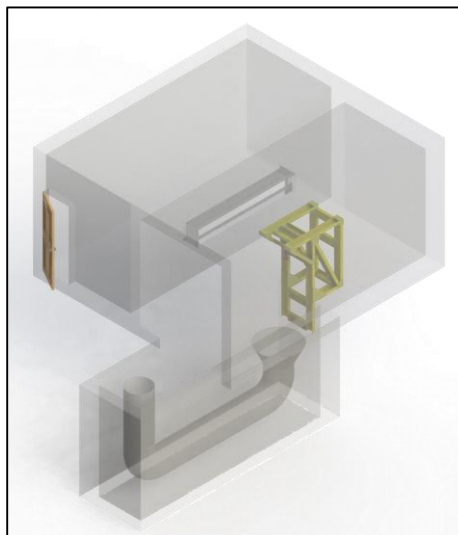


Figura 3. Esboço do Laboratório

Com isso, o propósito principal deste artigo é avaliar a vida em fadiga do banco de testes. A determinação da vida em fadiga foi calculada computacionalmente através do software commercial NX Nastran[®], com solver NASTRAN.

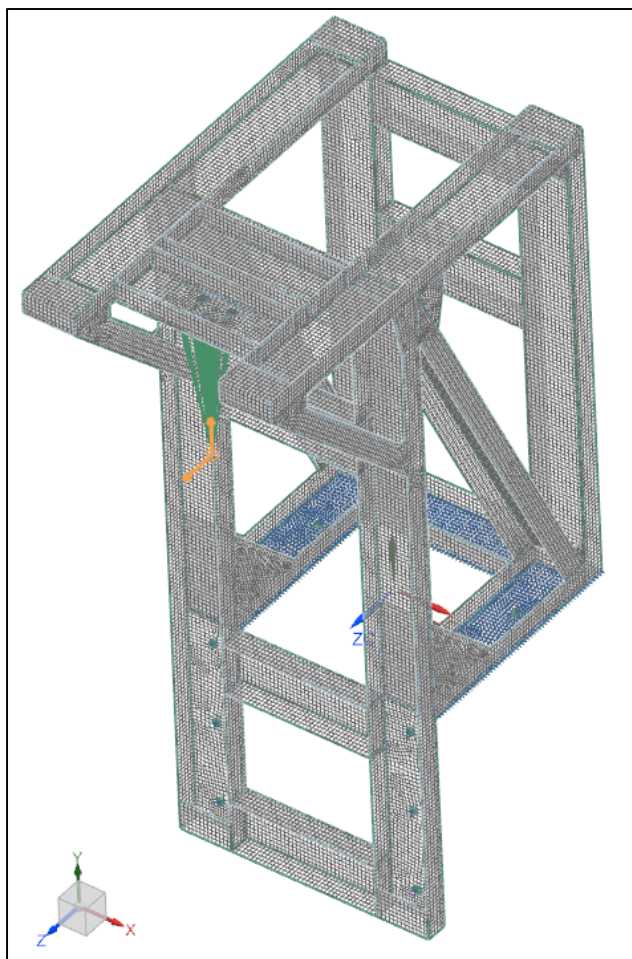


Figura 5 - Imagem Isométrica da Discretização do Modelo

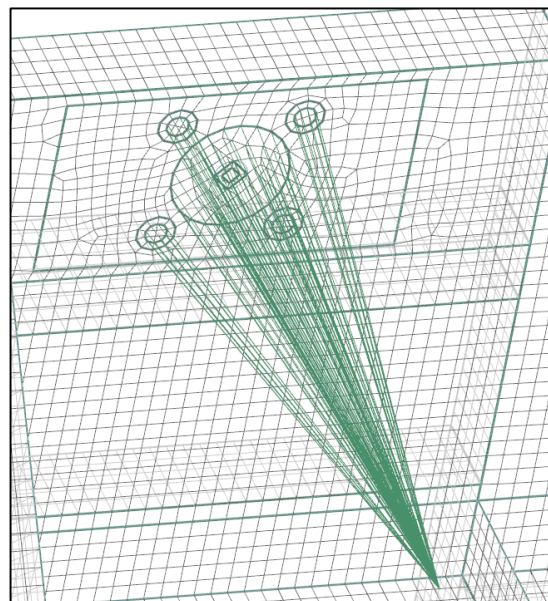


Figura 4 - Imagem em Detalhe da Discretização do Modelo

2 REFERÊNCIAL TEÓRICO

A falha por fadiga ocorre quando trincas existentes ou novas começam a se propagar em um componente que está submetido a tensões inferiores à tensão de ruptura ou escoamento e estas tensões são aplicadas e removidas com frequência. Dessa forma, a flutuação desta tensão provoca a propagação dos defeitos e a nucleação da microestrutura do material, estes tendem a aumentar até alcançar um tamanho macroscópico que fará com que o componente entre em colapso. O principal resultado da análise é o número de ciclos, que podem ser reversíveis ou não, e que o componente admite até que ocorra uma falha (Lee, 2005). As figuras (Figura 6 e Figura 7) exemplificam ciclos de tensões que provocam falha por fadiga. Nestas define-se “ a ” como a tensão alternada ou variável, “ r ” a faixa de tensão, “ m ” a tensão média, “ max ” a tensão máxima e “ min ” a tensão mínima (Fialho, 2008).

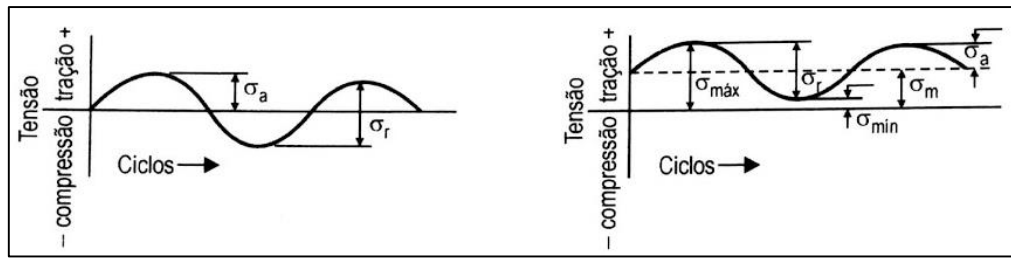


Figura 6. Tensão reversível e tensão repetida, carga e descarga apenas

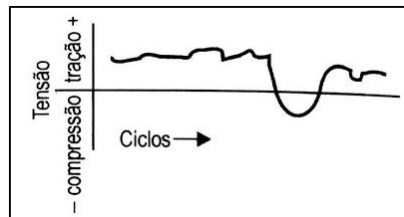


Figura 7. Tensão variável

Para uma análise de fadiga é necessário a curva S-N ou curva de Wöhler, esta correlaciona magnitude de tensão (S) por número de ciclos (N) em escala logarítmica. Para obtenção desta curva vários corpos de prova são submetidos a carregamentos cíclicos. Nesses ensaios os corpos de prova são submetidos a tensões de valores conhecidos até que o corpo de prova entre em colapso, dessa maneira é obtido quantos ciclos de determinada tensão o material suporta, (Stephens, 2001).

Castro (2009) divide o dimensionamento da vida de um componente sujeito a fadiga em três etapas. Primeiro; é necessário a análise e quantificação de todos os parâmetros que influenciam a resistência do componente, sendo esses: o acabamento superficial, tamanho da peça, temperatura de trabalho, fretagem e a influência dos pontos de concentração de tensões na fadiga. Em seguida, executa-se a análise das tensões de Tresca, Von Mises e das tensões médias. Por fim, obtém-se a análise do dano à fadiga das tensões atuantes.

Em geral todos os furos, quinas, reentrâncias, dobras, rasgos e quaisquer pontos onde tensões possam se concentrar reduzem de maneira drástica a vida do componente, que são comumente os lugares onde aparecem as primeiras trincas. Estes entalhes típicos devem ser considerados no dimensionamento mecânico à fadiga, para isso é definido o fator K_t , Eq. (1).

$$K_t = \frac{\text{tensão máxima (max)}}{\text{tensão nominal (n)}} \quad (1)$$

Na Equação (1) a tensão máxima é definida como o máximo valor da tensão no ponto mais solicitado do entalhe e a tensão nominal é a tensão que atuaria se o entalhe não perturbasse o campo de tensões no seu contorno (Castro, et al., 2009).

Normalmente calcular o K_t de maneira precisa é um trabalho árduo pois as soluções analíticas são complexas e dependem de muito tempo para solucionar-las. Antes do advento dos computadores a maioria dos problemas de geometrias muito complexas era resolvido utilizando técnicas de fotoelasticidade ou extensométricas.

O Método dos Elementos Finitos permite não só estimar de maneira mais precisa o K_t , mas também todos os fatores que contribuem para a fadiga. Através do método FEM auto-adaptativo é possível também prever a formação e direção de propagação da trinca, nestes casos são utilizados métodos de remalhamento automático.

3 METODOLOGIA

Para uma análise de fadiga utilizando o Método dos Elementos Finitos no software comercial NX Nastran é necessário possuir uma análise prévia do modelo. Com os resultados de tensão do trabalho anterior (Favato, et al., 2014) foi calculada a vida em fadiga do componente objeto de estudo. Para isso, antes de iniciar a análise foi necessário adicionar propriedades de fadiga do material, em seguida, uma solução chamada Durability foi criada e por fim foi criado um Evento Estático. Nesse último, os parâmetros de entrada foram inseridos em cinco passos: que foram os parâmetros de força e fadiga, além dos parâmetros da análise por elementos finitos, outros parâmetros do solver e o método de carregamento da força.

3.1 Propriedades de fadiga do material

O NX Nastran ® possui uma biblioteca com propriedades físicas e químicas de vários materiais. Ao aplicar um material a uma malha essas propriedades são atribuídas à seleção. No entanto, as propriedades necessárias para uma análise de fadiga não estão presentes na biblioteca do NX Nastran ®. Dessa forma, foi necessário realizar uma pesquisa a cerca de uma série de parâmetros de fadiga, apresentados na Tabela 1, que foram obtidos no site Key to Metals que é uma Empresa particular Suíça dedicada a desenvolver e disponibilizar o banco de dados on-line. Além dos parâmetros descritos na Tabela 1, também foram obtidas as curvas de Reversões às falhas, $2N_f$ por Amplitude de deformação, Figura 8, e a curva S-N do material, Ciclos por falha, N_f pela Amplitude de Tensão Interna em Mpa, Figura 9. Esses dados foram adicionados nas propriedades do material no NX Nastran ®, 2013.

Tabela 1. Dados de fadiga do Aço 1020

Propriedade (Português)	Propriedade (Inglês)	Valor
Limite de escoamento cíclico σ_y' (MPa)	Cyclic yield strength σ_y' (MPa)	241
Expoente de comprimento cíclico n'	Cyclic strength exponent n'	0.18
Coeficiente de Resistência cíclico K' (MPa)	Cyclic strength coefficient K' (MPa)	772
Coeficiente da força de fadiga σ_f' (MPa)	Fatigue strength coefficient σ_f' (MPa)	896
Expoente da força de fadiga b	Fatigue strength exponent b	-0.12
Coeficiente de durabilidade da fadiga ϵ_f'	Fatigue ductility coefficient ϵ_f'	0.41
Ductibilidade à fratura	True Fracture Ductility	0.96%
Redução da área	Reduction in Area	62.0%
Resistência à fadiga (MPa) em número de ciclos	Fatigue strength (MPa) in number of cycles	157 em 2E6 ciclos

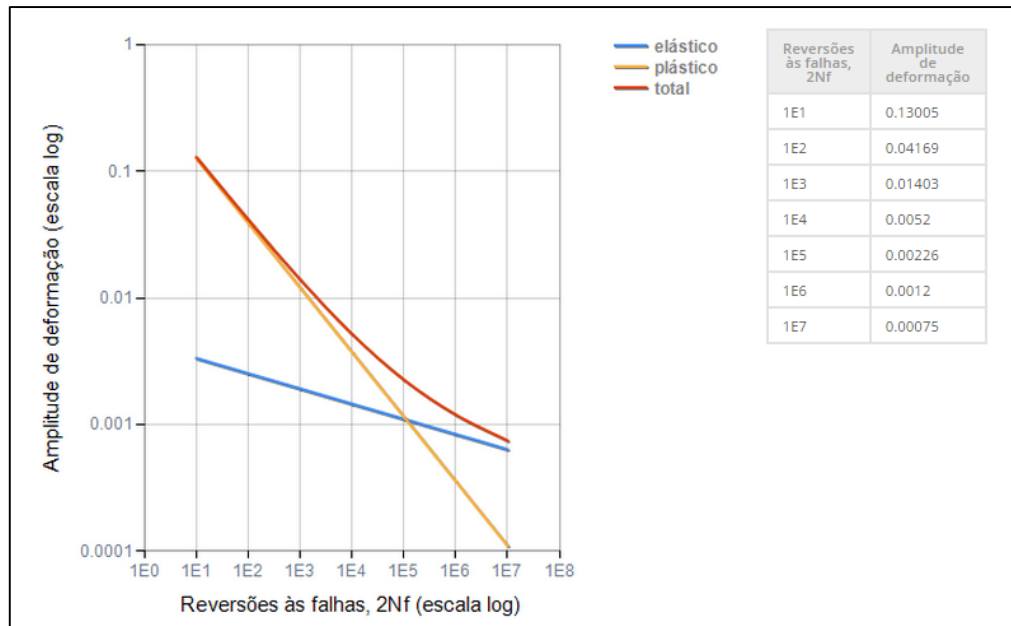


Figura 8. Gráfico Reversões às falhas, 2Nf por Amplitude de deformação (log-log) – Aço 1020

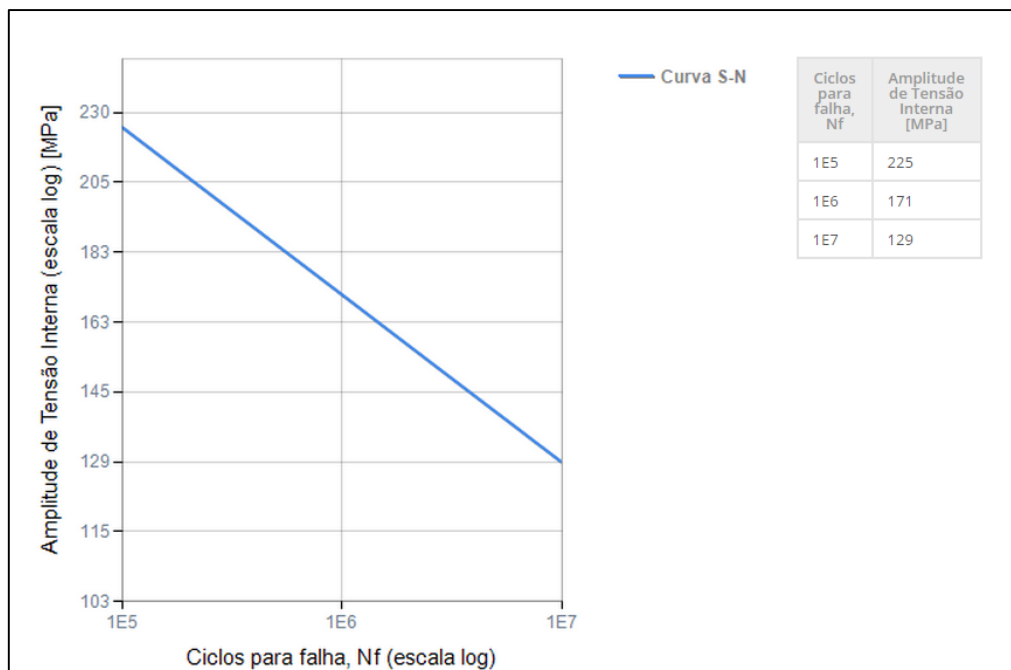


Figura 9. Ciclos por falha, Nf (escala log) x Amplitude de Tensão Interna (escala log) [MPa] – Aço 1020

3.2 Parâmetros da Força (Strength Parameters)

O critério de tensão utilizado foi o limite de escoamento do material, pois deseja-se trabalhar na fase elástica do material. Nesta etapa foi setado também o critério de falha e a saída de tensão. Foi escolhido como critério de falha o critério de Von Mises, por se tratar de um material dúctil e de geometria sujeita a cargas essencialmente trativas e compressivas. Como saída foi escolhido o resultado de fator de segurança da força. A Tabela 2 apresenta um resumo dos parâmetros de deformação setados conforme seleção no NX Nastran ®.

Tabela 2. Parâmetros da Força

Conforme Seleção no NX Nastran	Tradução	Conforme Seleção no NX Nastran	Tradução
Stress Criterion	Critério de Tensão	Strength Output	Resultado da Força
Von Mises	Von Mises	Strength Safety Factor Factor of Safety: 1.0	Fator de Segurança da Força Fator de Segurança: 1.0

3.3 Parâmetros da Fadiga (Fatigue Parameters)

Na segunda etapa são escolhidos os parâmetros de vida em fadiga bem como o fator de segurança da fadiga. Para o parâmetro vida em fadiga foi adotado o critério de vida infinita igual 10^8 ciclos parâmetro escolhido em número de ocorrências. Em critério de vida da fadiga foi escolhido o critério de vida baseada em tensão, segundo Louro (2010) os critérios baseados em tensão procuram preencher as limitações dos critérios estáticos aplicados em análises de fadiga, reduzindo o estado de tensão a uma tensão equivalente, e estes produzem melhores resultados para dimensionamentos de vida superior a 10^3 ciclos. A Tabela 3 apresenta um resumo dos parâmetros de fadiga setados conforme seleção no NX Nastran.

Tabela 3. Parâmetros da Fadiga

Conforme Seleção no NX Nastran	Tradução
Fatigue Life Parameters	Parâmetros da Análise da Vida em Fadiga
Number of Occurrences = 1E8	Número de Ocorrências = 1×10^8
Fatigue Life Criterion = Stress Life	Critério de Vida em Fadiga = Vida de Tensão
Include Mean Stress Effects	Incluir Média de Efeitos de Tensão
Equivalent Stress Method = Soderberg	Método de Tensão Equivalente = Soderberg
Fatigue Life Output	Resultado da Vida em Fadiga
Event Damage	Danos do Evento
Event Life	Vida no Evento
Fatigue Safety Factor Output	Resultado do Fator de Segurança da Fadiga
Output = Goodman	Saída = Goodman
Method = Amplitude and Mean	Método = Amplitude e Média
Fatigue Safety Factor and Failure Index	Fator de Segurança da Fadiga e Índice de Falha por Fadiga
Maximum Alternating Stress	Tensão Alternada Máxima
Maximum Alternating Stress = Calculate	Tensão Alternada Máxima = Calculada
Reversals to Failure = 1E7	Reversões à Falha = 1×10^7
K-factor = 1.000	Fator K = 1.000
Cyclic Stress-Strain Model = Linear	Modelo Cíclico de Tensão-Deformação = Linear

O método de tensão equivalente utilizado foi o de Soderberg este critério é o mais conservador e foi utilizado em virtude da natureza de utilização da estrutura aqui analisada. O ciclo de tensão deformação aplicado foi linear. Não foi setado um fator de entalhe pois não existe um no ponto de máxima concentração de tensão. No subitem fator de segurança da tensão foram setados os métodos de saída da tensão segundo o critério de Goodman novamente por este ser conservador, tal escolha também foi feita em virtude da natureza da utilização da estrutura em questão. O método utilizado para escolha da tensão, foi baseado nas amplitudes e médias. Foi também utilizado um fator K igual a 1 e setados os resultados do fator de segurança da fadiga e do índice de falha que a estrutura estará sujeita.

3.4 Parâmetros do Método (Axis Search)

Nesta etapa foi configurado como o resultado de tensão é utilizado para cálculo da fadiga. Foram escolhidos os métodos que consideram a tensão na face do elemento e essa foi tratada biaxialmente pelo software. A tensão no elemento foi então avaliada considerando o máximo dano produzido. A Tabela 4 apresenta um resumo dos parâmetros do Axis Search setados conforme seleção no NX Nastran.

Tabela 4 - Parâmetros do Método (Axis Search)

Conforme Seleção no NX Nastran	Tradução
Search Resolution = 10 deg	Resolução de Pesquisa = 10 deg
Stress Axis Method = Element Face	Método de Tensão de Eixo = Face do Elemento
Element Face Stress Axis = Bi-Axial	Eixo da Tensão da Face do Elemento = Bi-Axial
Stress Axis Direction Search Method = Maximum Damage	Método de Procura da Direção do Eixo de Tensão = Dano Máximo

3.5 Parâmetros do Solver (Solve Options)

Em solve options pode-se entrar com a temperatura do material quando em serviço, além de setar resultados de análises não lineares. No entanto, esse último não se aplica a este caso. Como a bancada é revestida de material isolante, a temperatura da estrutura não varia durante os testes, ficando em temperaturas próximas do ambiente. Dessa forma, foi setada a temperatura de 25°C.

3.6 Padrão da Carga (Load Pattern)

No software comercial utilizado para a execução da análise a última etapa é criar uma excitação. Neste trabalho a estrutura sofre apenas cargas e descargas, devido a natureza dos testes. Sendo assim, o ciclo das cargas atuantes foi setada para ser de meio ciclo.

4 RESULTADOS

Os resultados da simulação realizada após a configuração dos parâmetros foram: Vida em Fadiga; Fator de Segurança da Força; Fator de Segurança em Fadiga; Danos em Fadiga e Índice de Falha em Fadiga.

4.1 Vida em Fadiga (Fatigue Life)

O resultado da Fatigue Life, ou vida em fadiga deve ser maior do que um. Esse resultado representa o número de ciclos que ocorrerá até a falha. Como pode ser visto na Figura 10, na qual a escala do resultado da Vida em Fadiga é ilustrada para o intervalo de 0 a 1, nenhuma parte da estrutura possui uma fatigue life de 1, ou seja, a estrutura suporta pelo menos 1 ciclo de vida em fadiga. Ao alterar a escala para o intervalo de 0 a 1E8 é possível observar que a estrutura possui vida infinita, segundo Lee (2005).

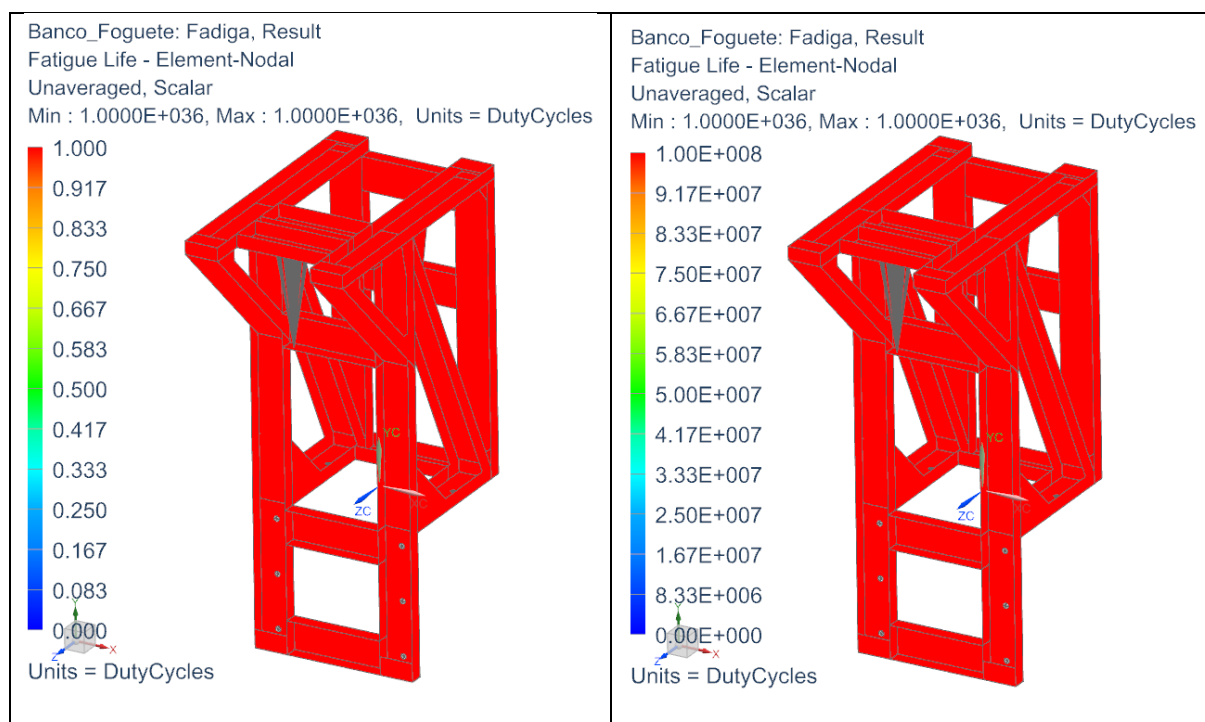


Figura 10. Resultados da Vida em Fadiga com Variação na Escala

4.2 Fator de Segurança da Força (Strength Safety Factor)

No caso do resultado do fator de segurança da força, o menor valor encontrado desse resultado foi 8.48. A Figura 11 ilustra os resultados do Fator de Segurança da Força com escalas variadas de 8.48 a 1E8; de 0 a 10 e de 0 a 200. A modificação da escala foi realizada para uma melhor análise da variação da carga que apesar de ser baixa é presente.

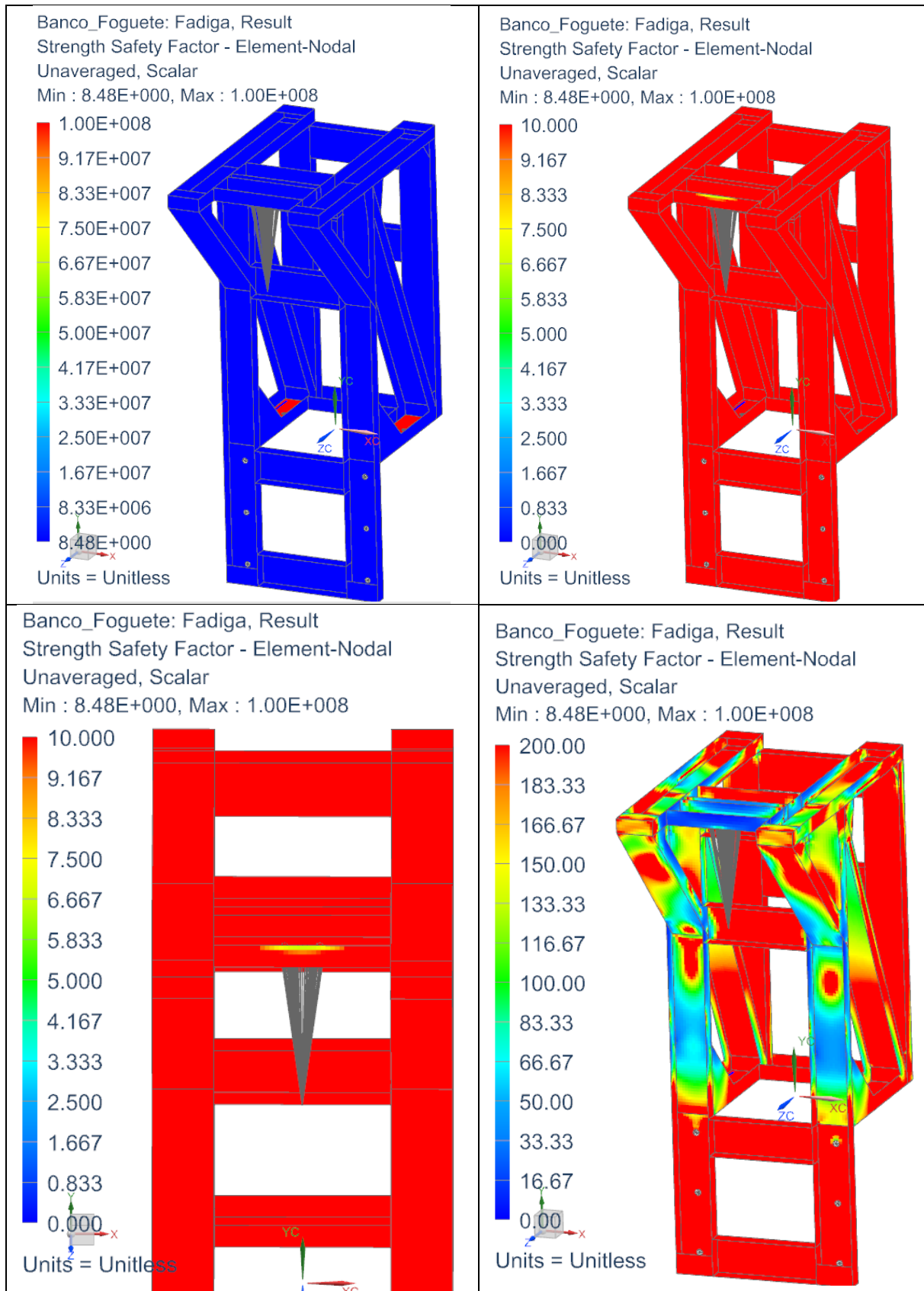


Figura 11. Resultados da Fator de Segurança da Força com Variação na Escala

4.3 Fator de Segurança da Fadiga (Fatigue Safety Factor)

O Fator de Segurança em Fadiga, não pode ser menor do que 1, por que isso indica que ocorrerá falha por fadiga. Isso ocorre por que esse fator indica que a variação da tensão cíclica durante o evento é alta quando o resultado desse fator é pequeno, geralmente menor do que um. O menor valor calculado do Fator de Segurança em Fadiga foi de 8.48. Dessa forma, a tensão cíclica é baixa durante o evento. A Figura 12 ilustra o resultado do Fatigue Safety Factor na escala mínima de 8.48 a 1E8.

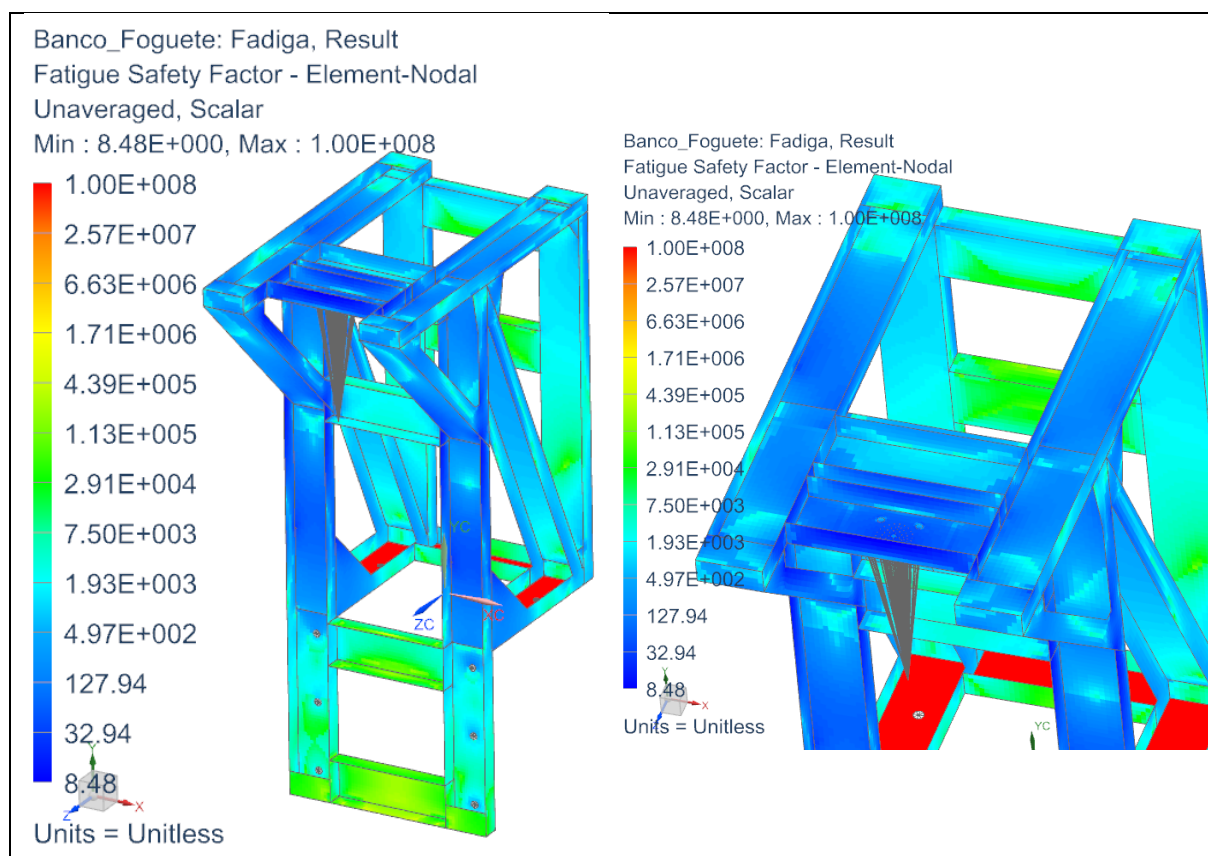


Figura 12. Resultado da Fator de Segurança da Fadiga

4.4 Dano e Índice de Falha (Fatigue Damage and Failure Index)

Outros resultados importantes são o dano em fadiga e o índice de falha por fadiga, esses fatores indicam que uma falha por fadiga pode ocorrer quando esses fatores são maiores do que 1. No entanto como pode ser visto na Figura 13 os resultados máximos apresentados foram 0 e 0.1179% para fatigue damage e failure index respectivamente. Sendo assim, a estrutura não apresentou dano na simulação do evento e a possibilidade de haver falha por fadiga no evento de 1×10^8 ciclos executado foi muito menor do que 1%.

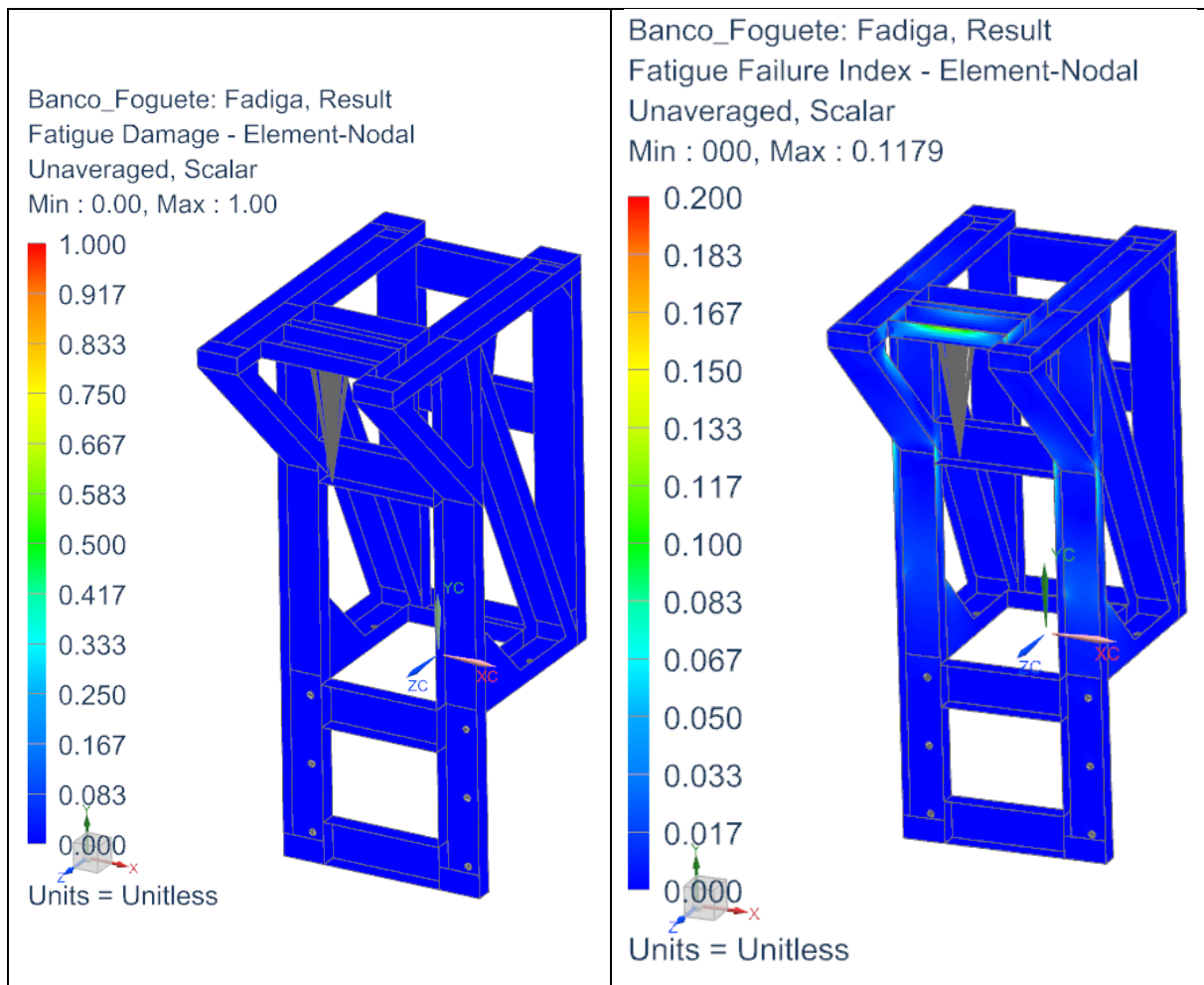


Figura 13. Resultado do Dano em Fadiga e do Índice de Falha em Fadiga

5 CONCLUSÃO

Esse trabalho estendeu a confiabilidade do projeto da bancada de teste do motor de foguete que está em desenvolvimento pelo Grupo de Pesquisas Aeroespaciais PUC – Minas e possui projeto aprovado pela FAPEMIG, código APQ-01369-13. O estudo da estrutura do banco teve início em um trabalho prévio no qual foi realizado uma análise estrutural linear estática. No trabalho prévio (Favato, et al., 2014) foi possível contemplar as tensões atuantes na estrutura e concluiu-se que estas não ultrapassavam em nenhum ponto o limite de escoamento do material. Portanto a estrutura não falhará sob as hipóteses de carregamento adotadas. No entanto mesmo que uma estrutura ou componente não falhe em seu primeiro carregamento, ao longo do tempo uma sequência de cargas e descargas pode fazer com que a estrutura falhe pelo fenômeno de fadiga.

Assim, nesse trabalho foi realizado um estudo que quantificou quantos ciclos de ensaio do propulsor, carga e descarga, a estrutura suportará antes de falhar por fadiga. Para isso foi necessário alimentar o software comercial NX Nastran com os parâmetros do material SAE 1020, criar um evento estático de fadiga no qual foram setados os parâmetros de tensão, fadiga e as configurações da análise. Foram obtidos os resultados de vida em fadiga, fator de segurança tanto da fadiga como da força, resultados de dano e índice de falha por fadiga.

O fator de segurança da força e fadiga foram de 8.48, no ponto crítico, indicando que os valores de tensão e tensão cíclica, respectivamente, foram baixos durante o evento da simulação que foi de 1×10^8 ciclos. Sabendo-se que eles são um indicativo de tensões altas, que provocam falha da estrutura, quando esses valores são menores do que 1. Da mesma forma, o resultado do índice de falha por fadiga foi de 0.12%. No resultado de dano, o valor apresentado foi zero indicando que não houve dano durante o evento. O resultado de vida em fadiga foi superior a 1×10^8 ciclos, ou seja, o número de ciclos que a estrutura suportará até a falha é maior do que 1×10^8 . Portanto a estrutura do banco de teste de motor de foguete possui vida infinita dadas as condições de carregamento adotadas.

6 AGRADECIMENTOS

A Deus pela luz do conhecimento, a Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUCMINAS e aos seus funcionários e professores; aos integrantes do Grupo de Pesquisas Aeroespaciais PUC – Minas; a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – FAPEMIG ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq e a Vibracon Engenharia, pelo apoio e as contribuições relacionadas à realização da pesquisa e do artigo.

REFERENCIAS

- Castro, J. T. P.; Meggiolaro, M. A, 2009. *Fadiga: técnicas e práticas de dimensionamento estrutural sob cargas reais de serviço : volume I - iniciação de trincas*. Autor.
- Castro, J. T. P.; Meggiolaro, M. A, 2009. *Fadiga: técnicas e práticas de dimensionamento estrutural sob cargas reais de serviço : volume II - propagação de trincas, efeitos térmicos e estocásticos*. Autor.
- Fialho, A. B., 2008. *Cosmos: CosmosWorks, CosmosMotion, CosmosFloworks. Plataforma CAE do SolidWorks*. São Paulo: Editora Érica Ltda.
- Key to Metals. [Online] Key to Metals AG.[Citado em: 13 de Maio de 2015.] <http://keytometals.com/page.aspx?ID=HomeKTM&LN=PT>.
- Lee, Yung-Li et al, 2005. *Fatigue testing and analysis: (theory and practice)*. Oxford: Elsevier.
- Favato, L. F.; Magalhães Júnior, P. A. A., 2014. *Linear Static and Dynamic Analysis of Rocket Engine Testing Bench Structure using the Finite Element Method*. Vol. 5 - Issue 4 (April - 2015), International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA), ISSN: 2248-9622 , www.ijera.com
- Louro, J. M. S. M., 2010. *Avaliação do dano acumulado gerado por sequências de carregamentos biaxiais na vida à fadiga no aço 42CrMo4*. Dissertação de mestrado. s.l., Portugal : Instituto Superior Técnico - Universidade Técnica de Lisboa.

Norton, R. L., 2013. *Projeto de máquinas: uma abordagem integrada*. [trad.] Konstantinos Dimitriou Stavropoulos. 4 ed., Porto Alegre : Bookman.

Siemens Product Lifecycle Management Software Inc, 2013. *NX 9 Documentation*.

Stephens, R. I. et al. *Metal fatigue in engineering*. 2nd ed. New York: John Wiley, c2001. xxi, 472 p. ISBN 9780471510598.

Paula, F. A., 2012. *Estudo crítico do método de contagem de ciclos de Wand & Brown para a estimativa de vida à fadiga multiaxial*. Dissertação de mestrado. Brasília, DF, Brasil : Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia - Departamento de engenharia mecânica.