

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

UM PROCEDIMENTO PARA CÁLCULO DE PARÂMETROS DE CARREGAMENTOS
PARA EXECUÇÃO DE ENSAIOS DE FADIGA ACELERADA

por

Augusto Cardoso Agostini

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2019

CIP - Catalogação na Publicação

CARDOSO AGOSTINI, AUGUSTO
UM PROCEDIMENTO PARA CÁLCULO DE PARÂMETROS DE
CARREGAMENTOS PARA EXECUÇÃO DE ENSAIOS DE FADIGA
ACELERADA / AUGUSTO CARDOSO AGOSTINI. -- 2019.
26 f.
Orientador: ROGÉRIO JOSÉ MARCZAK.

Coorientador: IGNÁCIO ITURRIOZ.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2019.

1. FADIGA ACELERADA. 2. DANO. 3. ANÁLISE DINÂMICA.
4. OTIMIZAÇÃO. I. MARCZAK, ROGÉRIO JOSÉ, orient. II.
ITURRIOZ, IGNÁCIO, coorient. III. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Augusto Cardoso Agostini

UM PROCEDIMENTO PARA CÁLCULO DE PARÂMETROS DE CARREGAMENTOS
PARA EXECUÇÃO DE ENSAIOS DE FADIGA ACELERADA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Rogério José Marczak

Coorientador: Prof. Ignácio Iturrioz

Comissão de Avaliação:

Prof. Rogério José Marczak

Prof. Rodrigo Rossi

Prof. Daniel De Leon

Porto Alegre, 23 de dezembro de 2019

DEDICATÓRIA

Dedico este texto, que marca minha conquista do grau de engenheiro mecânico, aos meus familiares queridos – especialmente à minha mãe Fabíola e ao meu pai Marcelo – que, além de me apoiarem em todas as situações, nunca mediram esforços para que eu estivesse bem (física e mentalmente) ou para garantir que não faltasse nada em minha vida estudantil.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA – CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2019

UM PROCEDIMENTO PARA CÁLCULO DE PARÂMETROS DE
CARREGAMENTOS PARA EXECUÇÃO DE ENSAIOS DE FADIGA
ACELERADA

Agostini, Augusto Cardoso

augustocardosoagostini@gmail.com

Resumo. Este trabalho apresenta um procedimento para parametrização de cargas para execução de ensaios de fadiga de componentes mecânicos a fim deste ensaio reproduzir a danificação que ocorre durante o vida útil do componente. O procedimento inicia com o cálculo de dano produzido nos pontos crítico do componente, o que é obtido através de análise de elementos finitos, caso o dano de laboratório não esteja disponível. A seguir são definidas as cargas harmônicas a serem aplicada nos testes de laboratório, tendo suas amplitudes e frequências como variáveis de projeto da metodologia. Na sequência uma otimização é realizada para determinar os melhores parâmetros para o carregamento de laboratório que forneçam o mesmo dano da peça real. A fim de evitar falha prematura por sobrecarga, restrições de confiabilidade são também adicionadas ao processo. Alguns casos são simulados para testar o procedimento proposto.

Palavras-chave: fadiga acelerada, dano, análise dinâmica, otimização

Abstract. This work presents a procedure devised to parameterize loadings to be applied in accelerated fatigue tests of mechanical componentes in order to reproduce the damage which occurs during the componente life. The procedure starts with the estimation of the damage produced in the critical points of the componente, which is obtained through the finite element analysis, in case the laboratory damage is not available. Next, the harmonic loads to be applied in the laboratories test are defined, having their amplitudes and frequencies as design variables of the methodology. In the sequence, an optimization is carried out to determine the best parameters of the laboratory loading which provides the same damage of the component in service. In roder to avoid the premature overload failure, reliability constraints are also added to the process. Some cases are simulated to test the proposed procedure.

Keywords: accelerated fatigue, damage, dynamic analysis, optimization

NOMENCLATURA

D	Dano	Adimensional
T	Tempo de excitação	[s]
t	Tempo	[s]
f^0 ou f_p	Frequência de picos	[picos s ⁻¹]
K	Constante de Wöhler	Adimensional
m	-n ⁻¹	Adimensional
n	Expoente de Wöhler	Adimensional
Γ	Função Gamma	Adimensional
σ _u	Resistência máxima	[Pa]
σ _m	Tensão média	[Pa]
σ _a	Amplitude de tensão	[Pa]
σ _{xx}	Tensão normal em X	[Pa]
σ _{yy}	Tensão normal em Y	[Pa]
σ _{zz}	Tensão normal em Z	[Pa]
τ _{xy}	Tensão cisalhante no plano XY	[Pa]
τ _{xz}	Tensão cisalhante no plano XZ	[Pa]
τ _{yz}	Tensão cisalhante no plano YZ	[Pa]
S	Tensão alternada corrigida	[Pa]
N	Número de ciclos para a falha	Adimensional
λ	Taxa de falha por sobrecarga	[Hz]
Pi	Probabilidade de interferência	Adimensional
V _r	Coefficiente de dispersão da resistência	Adimensional
V _s	Coefficiente de dispersão da solitação	Adimensional
μ _r	Média da resistência	[Pa]
μ _s	Média da solitação	[Pa]
σ _r	Desvio padrão da resistência	[Pa]
σ _s	Desvio padrão da solitação	[Pa]
E	Dispersão	Adimensional
n	Fator de projeto	Adimensional
m _i	Momento de ordem i	Adimensional
C	Confiabilidade	Adimensional
e	Função exponencial	Adimensional
[T]	Matriz de transferência	[Pa]
F(t)	Vetor de carregamentos reais	[N]
σ(t)	Vetor de tensões reais	[Pa]
f ^o	Carregamento f experimental	[N]
g ^o	Carregamento g experimental	[N]
w _{f^o}	Frequência de f ^o	[Hz]
w _{g^o}	Frequência de g ^o	[Hz]
A _{f^o}	Amplitude de f ^o	[N]
A _{g^o}	Amplitude de g ^o	[N]
e	Erro entre danos	Adimensional
D _{mef}	Dano real	Adimensional
D _{lab}	Dano experimental	Adimensional
AEF	Análise de Elementos Finitos	

1. INTRODUÇÃO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Duas formas básicas de falha são a falha por sobrecarga e a falha por acúmulo de dano. A falha por sobrecarga ocorre quando o material é exposto a um pico de tensão do sinal da sollicitação que ultrapassa a resistência - que é constante no tempo - e acaba escoando, flambando ou sofrendo ruptura frágil ou dúctil. Já no caso da falha por acúmulo de dano a falha também ocorre quando um pico de tensão do sinal da sollicitação que ultrapassa a resistência, porém, neste caso a resistência diminui com o tempo.

Para garantir que novos projetos de estruturas cumpram com as suas propostas de uso e que estas estruturas possuam características mecânicas adequadas aos carregamentos impostos a elas, é de suma importância a realização de diversos testes de acordo com as possíveis falhas do material. Tais testes podem ser aplicados com o objetivo de simular condições que a estrutura é submetida em seu uso cotidiano com a função de testar casos de sollicitação extrema (testar a resistência da estrutura à falha por sobrecarga) ou com a intenção de analisar os processos de fadiga dos componentes.

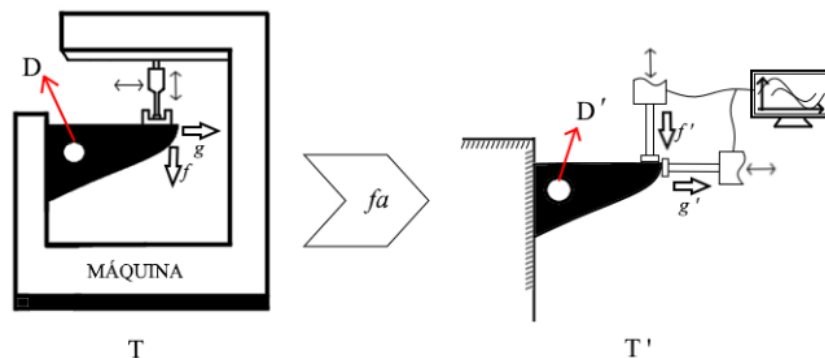
Tratando dos testes onde o objetivo é analisar a fadiga dos materiais, normalmente por questões econômicas e de logística não se pode testar os componentes em laboratório pelo mesmo tempo esperado para o vida útil deles quando em serviço. Dessa forma, o objetivo é levar o material à falha por fadiga em um tempo bastante inferior àquele que o levaria à mesma falha quando estivesse sob condições de serviço, e isso é chamado de fadiga acelerada. A razão entre os tempos de vida útil e o tempo de teste é chamada de fator de agressividade (fa). Tendo isso em vista, se vê necessário criar um procedimento para cálculo de parâmetros de carregamentos para execução de ensaios de fadiga acelerada.

Nesse sentido, optou-se por realizar uma análise de fadiga acelerada de uma viga do tipo *Cantilever*. A estrutura será submetida a um carregamentos que podem atuar em duas direções diferentes. O carregamento é definido como um harmônico. Para o carregamento de serviço, sua amplitude e frequência serão definidas empiricamente a partir de dados experimentais visando a faixa de valores esperados para a análise. Já para o carregamento de ensaio em laboratório, será desenvolvido um algoritmo em MATLAB capaz de otimizar tais parâmetros. Tendo em vista o tipo de estrutura considerada e os carregamentos dinâmicos com curta faixa de frequências impostos à ela, assim como para a maioria dos componentes mecânicos, utilizaremos o conceito de distribuição gaussiana de banda estreita e de fadiga de alto ciclo. Na Fig. 1 abaixo se observa a mesma peça sendo utilizada em um ambiente industrial (situação de serviço) e sendo ensaiada em laboratório. Observa-se a transformação dos parâmetros de tempo, dano e carregamentos vertical e horizontal.

Fig. 1 – Peça em estudo submetida a carregamentos reais e carregamentos de ensaio.

PEÇA EM AMBIENTE INDUSTRIAL

PEÇA EM LABORATÓRIO



A fim de se verificar a vida útil da estrutura sob condições adversas é necessário a aplicação de carregamentos bastante desfavoráveis e agressivos e que acarretem em consequências com características não completamente previsíveis. A interação entre estruturas e carregamentos aleatórios leva a solicitações de natureza estocástica com altos picos de solicitação, o que significa que um alto risco de falha prematura por sobrecarga será imposto ao sistema.

Rosa (1991) apresentou uma revisão dos conceitos de confiabilidade visando a aplicação a vários modos de falha, e desenvolveu um modelo para análise de falha por sobrecarga – para solicitações descritas por distribuição normal ou de Rayleigh. Ainda, apresentou dois modelos para falha por desgaste: um geral de desgaste e outro de fadiga. Para o modelo de fadiga foram abordados dois enfoques: a) um enfoque discreto, onde as diferentes flutuações de solicitação são analisadas individualmente e b) um enfoque integral, utilizando informações probabilísticas. Os métodos estatísticos para calcular a probabilidade de interferência entre a solicitação e a resistência do veículo, compilados por Rosa nesta obra, serão empregados no presente trabalho para garantir que a confiabilidade quanto à falha por sobrecarga mantenha-se dentro de um nível aceitável durante o processo de fadiga acelerada.

Marczak (1994) descreveu uma metodologia para análise dinâmica de estruturas. Foram utilizadas ideias de síntese de componentes modais com análise no domínio frequência, o que tornou possível a utilização direta de funções densidade de potência espectral, após desacoplamento das equações seguido da transformada de Fourier. O nível de solicitação local no componente é obtido através de modelos refinados de elementos finitos.

Halfpenny (1999) revisou métodos para executar análise de fadiga a partir da Densidade Espectral de Potência (ou, em inglês, Power Spectral Density – PSD) e mostrou que o método Dirlik fornece os melhores resultados comparáveis com as abordagens tradicionais no domínio do tempo. Também demonstrou como essas técnicas podem ser implementadas no ambiente de elementos finitos para identificar rapidamente áreas críticas na estrutura.

Beck (2001) apresentou a formulação de métodos da variação da confiabilidade, que varia no tempo, para fadiga e fratura que incluem o modelo de Primeira Passagem com modelos estocásticos de propagação de trincas. Revisou as técnicas de Integração Rápida e Integrada de Probabilidade em Tempo e introduziu uma aplicação do método da Taxa de Passagem Ascendente à análise de confiabilidade de fadiga e fratura, discutindo suas vantagens. Por fim, resolveu um problema aleatório de propagação variável de trincas, a fim de comparar os resultados produzidos pelos diferentes métodos.

Rosa (2002) discorre sobre falha por fadiga, onde discute os principais pontos do fenômeno da fadiga em materiais metálicos e das filosofias de projeto para fadiga, caracterizando de forma qualitativa o comportamento cíclico do material. Também expõe como classificar um material de acordo com sua resistência à fadiga. Ainda, apresenta como que a caracterização do material é usada para o cálculo de uma peça mecânica (garantindo uma vida especificada). Rosa estuda o comportamento da propagação de uma trinca nucleada por fadiga e analisa como considerar já em projeto tal propagação de defeitos no interior do material. Por fim, apresenta diversas técnicas utilizadas para a análise de fadiga.

Mcneill (2008) apresentou respostas espectrais do dano de fadiga obtidas para os domínios do tempo e da frequência a partir de uma análise computacional utilizando um método de determinação do dano por fadiga a partir de uma vibração equivalente a qual uma estrutura é submetida (*Fatigue Damage Equivalent vibration Testing – FDET*), considerando as influências dos ambientes – mais ou menos nocivos.

Benton (2010) utilizou ferramentas analíticas (chamadas de funções Benton a- e b-) para o cálculo da confiabilidade do dano acumulado a fim de estudar os efeitos de carregamentos variáveis e das condições de utilização dos materiais na resistência à fadiga. O método

desenvolvido é capaz tratar e analisar probabilisticamente o cálculo da confiabilidade, além de permitir expoentes não inteiros e diferentes parametrizações das curvas de resistência à fadiga, que o torna um método flexível e robusto.

Morawski (2013) apresentou dois métodos computacionais para a estimação de vida de fadiga de tubulações de transporte de petróleo sob carregamentos estocásticos. Um dos métodos não considera trincas iniciais, e se baseia no modelo de Tovo-Benasciutti para estimar o vida de fadiga. Já o outro método considera as trincas iniciais e é baseado na mecânica da fratura, modelando a propagação das trincas pela lei de Paris-Erdogan em conjunto com o modelo de Elber. Por fim, apresentou em quais situações cada um dos métodos é mais adequado, evidenciando qualidades e restrições de cada um deles.

Takahashi (2014) propôs um procedimento de avaliação do vida em fadiga de componentes e estruturas. Considerou propostas do Conselho Alemão de Pesquisa em Engenharia (*FKM-Guideline*) e análises de elementos finitos na previsão de vida em fadiga, abordou o cálculo do fator de tensão média, contabilizou o efeito de entalhe em componentes com geometria complexa e o dano por fadiga em carregamento multi e uniaxial de amplitude variável, analisou a densidade de malha de elementos finitos adequada para utilizar em fadiga computacional e aplicou a teoria e os critérios de fadiga multiaxial.

Irvine (2014) investigou a dependência do acúmulo de dano por fadiga com a *PSD* para processos aleatórios em estruturas reais utilizadas em aplicações em alto mar e aeroespaciais. Utilizou aproximações melhoradas da distribuição de Rayleigh para análise de banda estreita e as comparou com os resultados de históricos obtidos a partir da rotina *Rainflow* e simulados a partir de funções *PSD*.

Miranda (2018) apresentou um método de projeto e otimização de testes de fadiga acelerada em veículos para a determinação da combinação de obstáculos e estradas a serem utilizados em testes de durabilidade de veículos. O método foi desenvolvido modelando o veículo com uma abordagem de massas concentradas e a carroceria foi simulada em elementos finitos, de onde obteve-se as solicitações utilizadas no cálculo do dano por fadiga. Ainda, utilizando estes carregamentos e a rotina *Rainflow*, calculou a probabilidade de falha por sobrecarga. Por fim, obteve uma pista o tempo total de teste, mas que também leva em consideração valores estipulados de probabilidade de falha por sobrecarga. O trabalho de Miranda serviu como ponto de partida do atual texto, que dá continuidade ao assunto.

A motivação para a realização do presente trabalho se baseia no aprofundamento do conteúdo estudado durante a graduação e nos resultados da literatura já apresentada, adicionada ao aspecto de carência de material publicado sobre fadiga acelerada, já que este é um assunto de grande valor comercial.

O objetivo do presente texto é criar um procedimento para cálculo de parâmetros de carregamentos para a execução de ensaios de fadiga acelerada, que neste caso será aplicado à uma viga engastada ou *Cantilever*. Serão estabelecidos os carregamentos dinâmicos de teste e minimizado o erro dado pela diferença entre o dano obtido por análise de elementos finitos e o dano experimental. Ainda, é necessário analisar a possibilidade de falha precoce por sobrecarga através de cálculos de confiabilidade.

2. MÉTODOS DE FALHA

2.1. Tipos de falha e análise de fadiga

De modo geral se pode afirmar que existem duas maneiras de um componente mecânico ou estrutura falhar: a) por sobrecarga ou b) por acúmulo de dano. A falha por sobrecarga ocorre

quando o material é exposto a um pico de tensão do sinal da sollicitação que ultrapassa a resistência - que é constante no tempo - e acaba escoando, flambando ou sofrendo ruptura frágil ou dúctil, por exemplo. Já a falha por acúmulo de dano necessariamente depende do tempo, uma vez que se considera o efeito do envelhecimento do material e do desgaste (perda gradativa das propriedades devido a fenômenos metalúrgicos, físicos ou químicos - seja ele por atrito, por corrosão, entre outros) na resistência do material, que decresce com o tempo. Dessa forma, este tipo de falha também acontece quando um pico do sinal de sollicitação ultrapassa o limite de resistência do material, entretanto, a probabilidade de que isso aconteça aumenta com o passar do tempo. Um exemplo desse tipo de falha é quando uma trinca já nucleada na estrutura atinge um tamanho crítico, e caso a trinca cresça mais a estrutura colapsaria.

Quando o objetivo é analisar falha por fadiga, devido limitações econômicas e de tempo não se costuma ensaiar o componente pelo mesmo tempo que ele operaria em uma situação real (de serviço). Este tempo de operação ou serviço pode ser a vida útil dele como também pode ser menor. Ou seja, um determinado tempo pelo qual o componente será utilizado mas que não chegará ao fim da vida útil ou talvez nem a falhar de fato. O objetivo é testar o material sob fadiga em um tempo bastante inferior àquele que acarretaria no mesmo comportamento e resultado quando ele estivesse em serviço. Isso é chamado de fadiga acelerada.

Com o objetivo de definir um parâmetro de investigação e controle que caracterize o comportamento do material durante a análise, pode-se seguir dois métodos de fadiga: a) um que considera o comportamento como sendo caracterizado pelo nível de deformação cíclica que atua no componente e b) outro que se caracteriza por adotar a sollicitação cíclica em termos da tensão atuante. Este segundo método é mais adequado ao caso analisado neste trabalho, e quando é aplicado para o caso de sollicitações aleatórias (caso dos carregamentos impostos à viga em estudo) devemos considerar o conceito de dano, que será discutido na sequência. Deseja-se considerar o tempo de vida do componente, ou seja, levar em conta seu envelhecimento e desgaste do material. Por isso, ao invés de utilizar simplesmente a regra de Miner da fadiga tradicional, torna-se mais adequado calcular o dano através da equação apresentada abaixo. Ela surge da Teoria da Interferência que, segundo Morawski, 2013, é uma expressão de intensidade de dano de fadiga para banda estreita que foi originalmente proposta por Miles em 1956. Esta mesma equação também aparece nos trabalhos de Rosa, E. da, 1991, McNeill, S. I., 2008, e em um artigo da Det Norske Veritas, 2005, sendo utilizada para o mesmo fim. Segundo Rosa, 1991, considera-se que para aços o valor médio limite para o dano acumulado D que o material pode resistir é um, ou seja, a segurança é garantida quando D é menor ou igual a um. Desse modo, define-se o dano crítico sendo igual a unidade, o que significa que a partir desse valor a trinca atingiria um tamanho crítico e o material se romperia. O cálculo do dano se dá por:

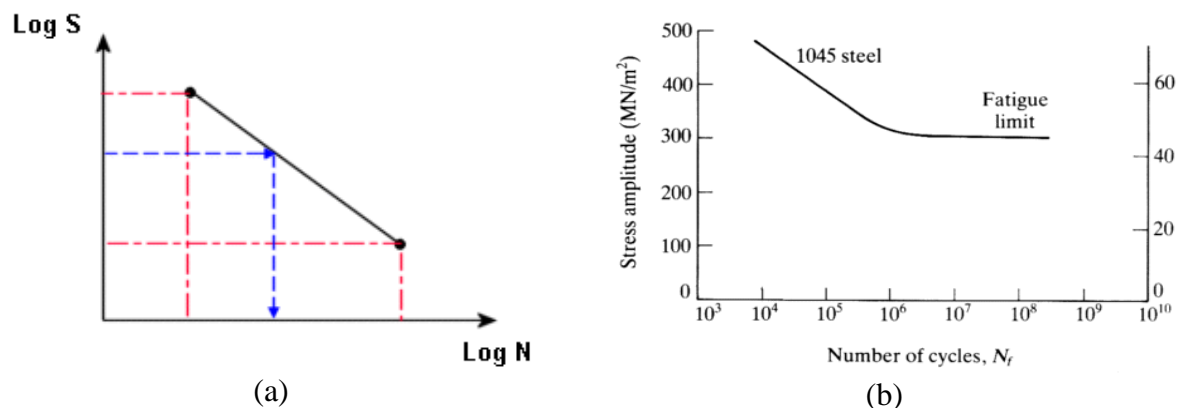
$$D = f_0 \cdot T \cdot \left(\sqrt{2} \cdot \frac{\sigma_s}{K} \right)^m \cdot \Gamma \left(1 + \frac{m}{2} \right) \quad (1)$$

onde f_0 é a frequência média de picos [picos/s], σ_s é o desvio padrão da sollicitação [Pa], T é o tempo que a estrutura permanece sob os carregamentos [s], Γ é a função matemática *Gamma*, m é o negativo do inverso de n , que é o expoente da curva de Wöhler, e K é a constante da mesma curva. A curva de Wöhler, também chamada de curva S-N, é utilizada para casos de fadiga de alto ciclo – como o caso do problema abordado neste trabalho - e está representada para um caso genérico na Fig. 2(a). Nota-se que os eixos estão em escala logarítmica e assim a curva torna-se uma reta. Se trata de um gráfico em escala logarítmica da magnitude da tensão alternada S versus

o número de ciclos até a falha de um determinado material N. Na Fig. 2(b) é possível visualizar a curva para o material AISI 1045 normalizado, que será o empregado neste trabalho.

$$S = K \cdot N^n \quad (2)$$

Fig. 2 – (a) Curva logarítmica S-N genérica e (b) curva experimental S-N para AISI 1045.



Fonte: (a) *Atlas of Fatigue Curves* e (b) Efunda.

A curva de Wöhler do material juntamente com a tensão alternante equivalente - calculada pela relação de Goodman [ASM, 1996] - nos permite calcular o número de ciclos de determinados estados de tensão alternante necessário para levar o material à falha por fadiga. É possível visualizar a relação de Goodman na primeira equação abaixo. Unindo ela à Eq. (2), encontra-se a segunda equação abaixo, utilizada para determinar o número de ciclos N para levar à falha por fadiga:

$$S = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \quad (3)$$

$$N = \frac{\sigma_a}{\sqrt[b]{\left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right) \cdot K}} \quad (4)$$

onde S é a tensão alternante corrigida, σ_u é a resistência máxima, σ_m a tensão média e σ_a a amplitude de tensão. Todas as grandezas estão em [Pa].

Simulou-se a estrutura (que será definida no item 3.1) no *software Ansys* com carregamentos vertical e horizontal unitários. Primeiramente realizou-se a análise do carregamento vertical, obtendo-se as tensões que atuam no ponto de estudo, e com isso calculou-se a parcela do dano de laboratório referente à esta direção. Em seguida, realizou-se o mesmo procedimento para o carregamento horizontal e foram somados os danos obtidos para cada caso, fornecendo o dano total devido à Análise de Elementos Finitos. Como as deformações associadas aos carregamentos são infinitesimais e o material é elástico, isotrópico e linear, é possível multiplicar as tensões que atuam no ponto de estudo (para as duas direções de carregamento) pelas expressões dos carregamentos - definidos empiricamente a partir de experimentos - que atuam na estrutura. A

partir do algoritmo *Rainflow* [ASTM, 2011] – utilizado para a identificação de ciclos individuais para casos de carregamento uniaxial -, juntamente com a Eq. (1) do dano, obteve-se as tensões resultantes no ponto crítico do viga. Com esse dado se obteve também o dano por fadiga para cada direção de carregamento. O dano total é a soma dos danos individuais. Com os valores de tensão em cada instante de tempo para cada carregamento é possível calcular a tensão equivalente de von Mises, conforme equação abaixo:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]} \quad (5a)$$

para o caso 3D ou

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 - \sigma_{xx} \cdot \sigma_{yy} + \sigma_{yy}^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (5b)$$

para o caso 2D, onde σ_{xx} é a tensão normal na direção do eixo X, σ_{yy} é a tensão normal na direção do eixo Y, σ_{zz} é a tensão normal na direção do eixo Z, τ_{xy} é a tensão cisalhante em XY, τ_{yz} é a tensão cisalhante em YZ e τ_{zx} é a tensão cisalhante em XZ. Todas as grandezas estão em [Pa].

Neste trabalho busca-se a implementação de uma metodologia que independe do critério de tensão equivalente adotado. Definiu-se que o critério a ser utilizado para a representação da tensão equivalente no tempo é o critério de von Mises tradicional. Alternativamente, seria também possível escolher um modelo baseado no critério de von Mises sinalizado. Porém, caso o carregamento não fosse proporcional seria necessário utilizar outro método, como por exemplo o critério do Plano Crítico, conforme Socie & Marquis, 2000. Tendo o sinal da tensão equivalente no ponto estudado plotado no tempo, pode-se calcular o dano através da Eq. (1).

2.2. Probabilidade de interferência e de falha por sobrecarga

A falha por sobrecarga, como já comentado anteriormente no trabalho, independe do passar do tempo e ocorre quando um pico da solicitação (pico das tensões devido ao carregamento externo imposto) ultrapassa o limite de resistência do material. Por isso, quando se trata de falha por sobrecarga, costuma-se trabalhar com os máximos do carregamento. Nos casos de carregamentos periódicos, ocorre que as forças aplicadas (e por conseguinte as tensões) se estabilizam rapidamente, ou seja, há uma baixa variação dos picos de tensão. Assim, desde que a frequência seja inferior àquela que causaria e caracterizaria falha, a probabilidade de falha por sobrecarga se torna desprezível. Entretanto, para os casos nos quais o carregamento não possui periodicidade, surge a necessidade de avaliar a probabilidade de falha prematura da estrutura devido eventuais picos de tensão. Desse modo, introduz-se o conceito de taxa de falhas por sobrecarga λ , que é dada abaixo:

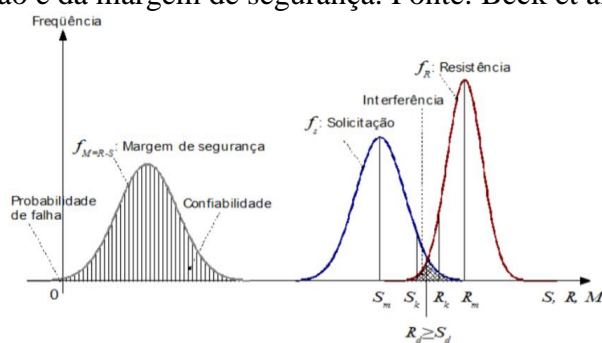
$$\lambda = f_p \cdot P_i \quad (6)$$

onde P_i é a probabilidade de interferência da resistência máxima do material com a solicitação máxima, e f_p é a frequência de ocorrência dos máximos [Hz].

Conforme Rosa, 1991, considerando-se a sollicitação que atua sobre o ponto crítico como sendo um processo estocástico ergódico, ou seja, um processo aleatório e estacionário, onde as propriedades estatísticas são constantes no tempo, é possível adotar a hipótese de que essa sollicitação segue uma distribuição gaussiana. Isso significa que sua distribuição estatística é normal, e o mesmo ocorre para a resistência do sistema. Porém, como visto, para realizar a análise de interferência é necessário considerar os pontos de sollicitação máxima, e não a distribuição de sollicitação. Como a distribuição dos máximos de sollicitação é deduzida tendo em vista as frequências de sollicitação, como resultado temos dois casos extremos: banda larga e banda estreita. Isso é, pode-se caracterizar a sollicitação por uma pequena ou por uma grande faixa no domínio da sua frequência e, por consequência, sua densidade espectral será definida em um pequeno ou em um longo intervalo.

Curvas normais genéricas de resistência e sollicitação, bem como a margem de segurança e probabilidade de interferência, estão representadas na Fig. 3 abaixo.

Fig. 3 - Funções de densidade de probabilidade da resistência, da sollicitação e da margem de segurança. Fonte: Beck et alii, 2009.



No caso de uma estrutura ou componente mecânico, onde a sollicitação atuante é sempre um processo de banda estreita, a distribuição dos máximos de sollicitação segue a distribuição de Rayleigh que é definida pelo desvio padrão da distribuição normal da sollicitação [Rosa, 1991]. Dessa forma, a segunda maneira de se calcular a probabilidade por interferência é efetuar a diferença entre a distribuição dos máximos de Rayleigh e a distribuição normal da resistência. Assim, a probabilidade de interferência do caso dito fundamental (em que a sollicitação é aplicada apenas uma única vez) P_i , é calculada utilizando a equação abaixo, e seus termos estão definidos pelas expressões na sequência [Rosa, 1991]:

$$P_i = \frac{V_s}{\sqrt{E}} \cdot e^{-\frac{(n-1)^2}{2E}} \quad (7)$$

onde n é o fator de projeto, V_s é o coeficiente de dispersão da sollicitação e E é a dispersão dada pela equação abaixo:

$$E = V_s^2 + (n \cdot V_r)^2 \quad (8)$$

$$n = \frac{\mu_r}{\mu_s} \quad V_r = \frac{\sigma_r}{\mu_r} \quad V_s = \frac{\sigma_s}{\mu_s} \quad (9)$$

onde Vr é o coeficiente de dispersão da função que caracteriza a resistência, μ_r é a média da resistência, μ_s a média da solicitação, σ_r o desvio padrão da resistência e σ_s o desvio padrão da solicitação, todas grandezas em [Pa].

É interessante ressaltar que a probabilidade de interferência é uma função do tempo, já que a resistência do material diminui com o avanço dele.

Também pode-se definir a probabilidade de interferência como a probabilidade de falha quando parte da curva de distribuição dos máximos de um sinal de solicitação aleatória se sobrepõe à parte da curva de resistência. A resistência apresenta uma curva de distribuição normal, pois é construída por parâmetros obtidos através de ensaios em laboratórios. Já a solicitação apresenta uma curva assimétrica que, para um processo de banda estreita, se adequa bem a uma distribuição de Rayleigh generalizada, segundo Rosa, 1977a.

Vale observar que os dois casos apresentados, o de banda estreita e o de banda larga, são casos extremos, às vezes na realidade a densidade espectral de solicitação não se enquadra em nenhum deles.

Segundo Halfpenny, 1999, a frequência dos picos f_p pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$f_p = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (10)$$

onde m_4 e m_2 são os momentos de ordem 4 e 2, respectivamente, da densidade espectral de frequência do sinal da solicitação, que são calculados através da seguinte expressão [Halfpenny, 1999]:

$$m_i = \int_0^{\infty} f_i \cdot w(f) df \quad (11)$$

A taxa de falhas é constante no tempo, assim como as outras propriedades estatísticas da solicitação, já que foi assumido um processo estocástico estacionário [Rosa, 1977b]. Assim, confiabilidade de falha por sobrecarga é dada pela equação abaixo:

$$C = e^{-\lambda \cdot t} \quad (12)$$

onde λ é a taxa média de falhas já equacionada anteriormente e t é o tempo de análise [s].

Ainda, é possível definir a confiabilidade total do sistema como sendo simplesmente o produto das confiabilidades da estrutura quando submetida a cada um dos carregamentos que simulam a sua vida útil.

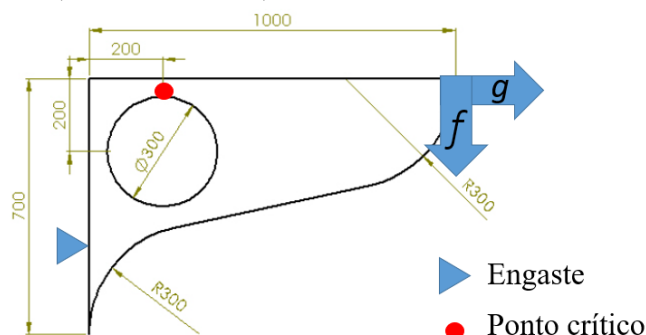
3. ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS E TESTE DE FADIGA ACELERADA

3.1. Análise de elementos finitos

A Análise de Elementos Finitos (AEM) neste trabalho é utilizada unicamente com o objetivo de simular o dano causado pelo carregamento de operação ou de serviço (quando em ambiente

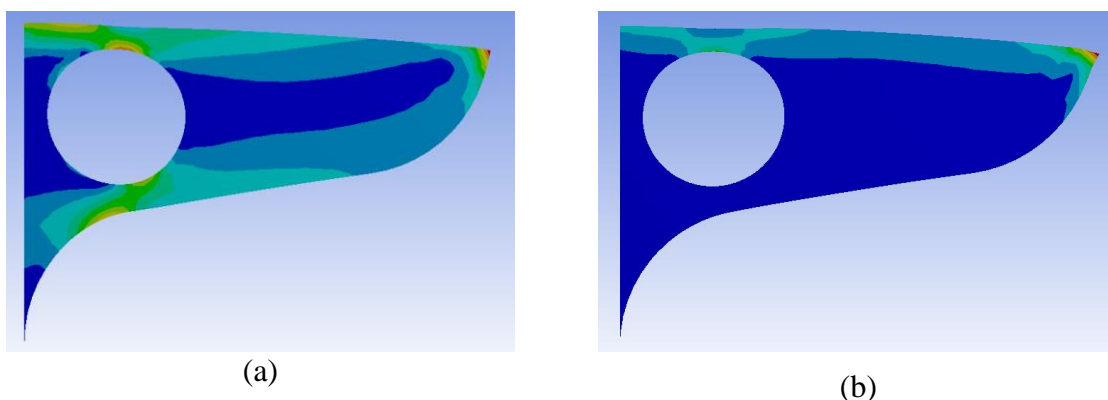
industrial, por exemplo) da estrutura em análise. Após a definição da geometria do viga tipo *cantilever*, escolhida de forma a facilitar a análise - 2D – buscou-se conhecer qual seria o ponto crítico que devia ser estudado. A geometria, mostrada na Fig. 4, foi criada no módulo *DesignModeler* do programa Ansys, escolhido para resolver a AEM, e conta com 50 mm de espessura. A face esquerda da geometria foi engastada. O material utilizado é um aço estrutural com módulo de Young de 200 GPa e coeficiente de Poisson de 0,3. Em seguida, criou-se a malha, com um pequeno refinamento em torno no orifício, já que pela experiência se esperava um ponto crítico na parte mais superior deste concentrador de tensões. Aplicou-se uma carga vertical f para baixo e outra horizontal g para a direita, ambas estáticas, pontuais e unitárias, atuando separadamente, na extremidade superior direita da geometria.

Fig. 4 – Dimensões, em milímetros, da estrutura em estudo e condições de contorno.



O resultado qualitativo expressando a tensão equivalente de von Mises dada pelo software - que difere daquela que usamos no cálculo do dano - está visível na Fig. 5(a) e na Fig. 5(b) a seguir, para a fora vertical e para a força horizontal, respectivamente.

Fig. 5 – (a) Diagrama qualitativo da tensão de von Mises devido f e (b) diagrama qualitativo da tensão de von Mises devido g .



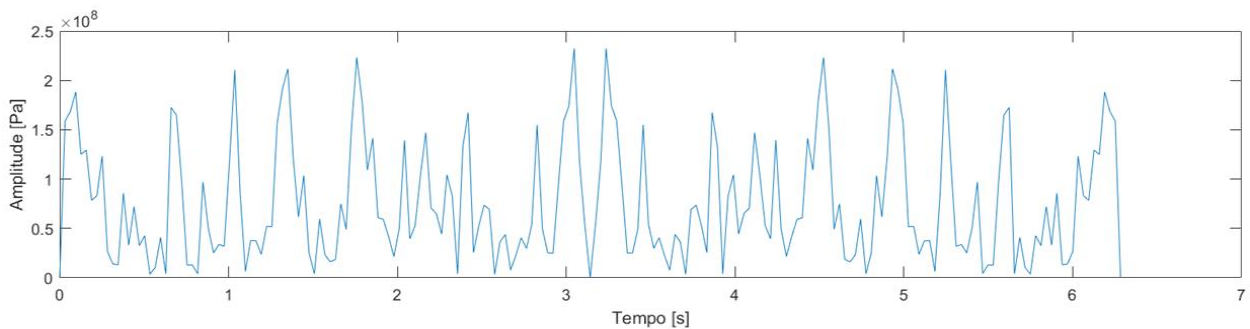
A partir dos resultados de tensões normais e cisalhante, para cada um dos dois casos de carregamento, pode-se montar uma matriz de transferência $[T]$ onde cada coluna representa as três tensões planas de uma das duas situações que, uma vez que utiliza-se forças unitárias na AEM, se multiplicada pelo vetor dos carregamentos reais $F(t)$ resulta no vetor temporal de tensões reais $\sigma(t)$, que leva em conta a aplicação das cargas vertical e horizontal simultaneamente. Tal equação está representada abaixo nas equações abaixo:

$$\{\sigma(t)\} = [T] \cdot \{F(t)\} \quad (13a)$$

$$\{\sigma(t)\} = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_{xy}] = \{T\} * [f \ g] \quad (13b)$$

Os carregamentos dinâmicos reais f e g são dados por uma soma de 8 *harmônicos* cada, sem diferença de fase, mas com amplitudes e frequências distintas. Eles foram determinados de forma empírica, fazendo uma relação direta da frequência e amplitude de uma força excitadora atuante na estrutura em estudo com a velocidade de veículos e tamanho e espaçamento de irregularidades em uma pista de rolagem com alto fator de agressividade. Os carregamentos utilizados estão presentes na Tab. A1 do APÊNDICE I. Na Fig. 6 abaixo está representada a tensão equivalente de von Mises do carregamento completo, calculada a partir das 3 tensões devido à força vertical f e das 3 tensões devido à força horizontal g .

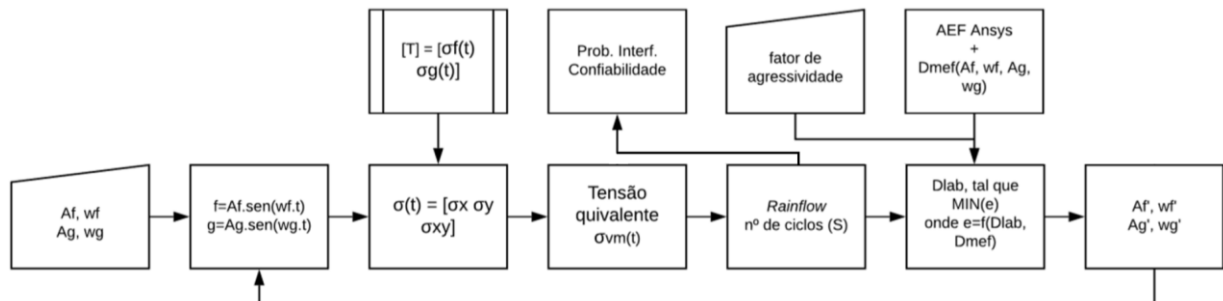
Fig. 6 – Tensão equivalente de von Mises utilizada para o cálculo do dano de elementos finitos.



4. ALGORÍTMO DE OTIMIZAÇÃO

Neste contexto de fadiga acelerada, surge a necessidade de otimizar os parâmetros de teste para que seja possível encontrar carregamentos de teste para os quais a probabilidade de falha de um corpo de prova por sobrecarga seja baixa (ou uma alta confiabilidade) e, ainda assim, seja possível utilizar um fator de agressividade alto. O fluxograma do algoritmo está mostrado na Fig. 7 abaixo, e a seguir se explica o que foi considerado para a otimização e como ela foi feita.

Fig. 7 – Fluxograma proposto para otimização dos parâmetros de teste de fadiga.



No caso dos carregamentos aos quais a estrutura é submetida, o perfil de solicitação gerado deve se estabilizar em termos de ciclos de tensão, picos e variabilidade, produzindo valores de dano que crescem linearmente com o tempo e uma taxa de falha por sobrecarga constante. Tendo conhecimento disso, é necessário apenas verificar o dano e a taxa de falhas após um tempo longo

o bastante para a estabilização do sinal, o que fornece um dano por fadiga assim como uma taxa de falha por sobrecarga que para dado carregamento são apenas funções da amplitude e frequência de excitação. Como o valor utilizado para o vida útil do componente é de 47.304.000 segundos (equivalente a cerca de 404677000 ciclos ou 13.140 horas de serviço), mesmo para fatores de agressividade relativamente altos, como $fa=10$, por exemplo, tem-se um tempo de análise suficiente para a estabilização do sinal.

O *Rainflow* é utilizado para transformar um histórico de tensões de amplitude variável em vários blocos de amplitude constante, e que tem como uma de suas saídas a contagem de ciclos do sinal de excitação (ou número de picos do sinal por unidade de tempo).

O cálculo da taxa de dano, da taxa de falha por sobrecarga e das funções que definem os carregamentos otimizados para um determinado tempo de vida é feito através de um código criado em um ambiente de computação numérica [MATLAB]. O código possui duas rotinas: uma rotina de cálculo do erro entre os danos de laboratório e de elementos finitos, e outra rotina de otimização (minimização) desta função. Como otimizador propriamente dito utilizou-se a função *fminsearch* do MATLAB.

Busca-se a minimização do erro entre o dano obtido através de análise de elementos e o dano de laboratório - calculado a partir dos carregamentos harmônicos de laboratório otimizados obtidos através do código numérico. Na rotina de cálculo deste dano de laboratório são fornecidos valores iniciais para as constantes de amplitude e frequência da carga vertical e da carga horizontal, bem como um valor para o fator de agressividade fa - ou fator de aceleração do teste em relação à realidade, dado pelo quociente entre a vida real (quando a estrutura está sob o carregamento de elementos finitos, que simula o carregamento real) e a vida em ensaio de laboratório. Assim, com a vida útil já estipulada, fixa-se o tempo de teste, e analisa-se a probabilidade de falha por sobrecarga abaixo de durante as iterações. O problema resumido é expresso matematicamente da forma mostrada na Tab. 1 abaixo, que identifica as variáveis que serão utilizadas como entrada para o código de otimização, bem como as variáveis de saída deste mesmo código.

Tab. 1 – Variáveis reais e experimentais utilizados no código de otimização.

	Dano	Excitação vertical	Excitação horizontal	Vida útil	Confiabilidade
Problema	D_{mef} (entrada)	f (entrada)	g (entrada)	T (entrada)	-
Ensaio	D_{lab} (saída)	f' (saída)	g' (saída)	fa (entrada)	C' (saída)

Ensaioando com as forças vertical e horizontal simultaneamente, os carregamentos de teste que deseja-se obter através do código de otimização foram modelados como harmônicos-simples, dado que se busca realizar vários testes e, portando, manipulações do código com baixos tempos de processamento. Além disso, o comum em testes de laboratório é se utilizar apenas um seno, o que já fornece boas possibilidades de análise. Assim sendo, as variáveis do problema são as amplitudes e as frequências dos harmônicos para cada excitação de teste, f' e g' . As excitações estão mostradas na primeira e na segunda equação mostrada na sequência, respectivamente:

$$f' = A_{f'i} \cdot \text{sen}(w_{f'i} \cdot t) \quad (14)$$

$$g' = A_{g'i} \cdot \text{sen}(w_{g'i} \cdot t) \quad (15)$$

Dessa maneira, o objetivo do código de otimização é determinar os parâmetros a serem utilizados no teste da estrutura para um determinado fator de aceleração de teste. Para isso o código deve determinar as frequências $w_{f'}$ e $w_{g'}$ e as amplitudes $A_{f'}$ e $A_{g'}$ que descrevem as excitações de teste, f' e g' , tais que o erro e , dado pela expressão apresentada abaixo, entre o dano de elementos finitos D_{mef} e o dano de laboratório D_{lab} , seja minimizado.

$$e = \left(\frac{D_{mef} - D_{lab}}{D_{mef}} \right)^2 \quad (16)$$

Optou-se por utilizar esta formulação para o cálculo de erro pois é uma maneira clássica e consolidada de cálculo quando se trata de um erro independente. Isso é, quando os parâmetros envolvidos em seu cálculo possuem diferentes fontes de erro. Isso ocorre neste caso, uma vez que um dos parâmetros foi obtido a partir da união de uma análise de elementos finitos com carregamentos empíricos definidos a partir de medições, e o outro parâmetro é determinado numericamente. O fato do erro ser calculado de forma quadrática aumenta sua sensibilidade e possibilita resultados mais próximos do ponto ótimo, e é uma escolha comumente adotada para expressar a acurácia dos resultados numéricos. Além disso, optou-se por normalizar essa variável, o que aumenta um pouco os valores, porém, facilita sua compreensão e comparação com qualquer referência que possa existir.

5. RESULTADOS

Tendo em vista que o problema se concentra em torno de minimizar a função erro, que envolve os danos reais e de laboratório, cabe comentar que o dano encontrado quando ambos carregamentos vertical e horizontal são impostos simultaneamente foi de $D=0,9541$. Já se considera-se apenas o carregamento vertical, o dano total (dado pela soma dos danos devido aos carregamentos vertical e horizontal) obtido a partir da análise de elementos finitos calculado foi de $D=0,6249$ – aproximadamente 2/3 do dano total. Durante todos os testes realizados ao longo deste trabalho, observou-se que valor do erro (função custo) apresentou valores numericamente desprezíveis (na ordem de 10^{-24}), o que sugere a convergência da solução (mesmo que local – isto será comentado no parágrafo seguinte), e para fins práticos pode ser considerado como nulo.

De modo geral, observou-se que, em função do problema possuir baixa convexidade, sua convergência é instável e sensível aos valores iniciais, o que significa que há muitos mínimos locais e dificilmente um mínimo global é encontrado. Essa baixa convexidade é observada se substituirmos na função custo (função erro entre danos) todos os parâmetros utilizados para o cálculo dos danos de elementos finitos e dano de laboratório e analisarmos a convergência do otimizador. Dado que o comportamento da confiabilidade é inverso ao comportamento do fator de agressividade, a consequência disso é que dificilmente os parâmetros de teste assumem valores que atendem as exigências de confiabilidade e de fator de agressividade altos simultaneamente. Dessa forma, quando se visa um fator de agressividade próximo de 10 ou superior – considerado um valor alto e ótimo pela indústria –, obtém-se uma confiabilidade baixa - menor que 70%. Isso se traduz como uma grande proporção dos corpos de prova folhando por sobrecarga, e não por fadiga como esperado. Conforme se fornece como valor inicial (VI) quantidades para as constantes que estejam mais longe das quantidades otimizadas (para diversos f_a), observa-se que a confiabilidade decresce mais rapidamente. O VI 1 é a mais próxima dos valores de otimização, o VI 2 é a intermediária e o VI 3 a que está mais longe. Observa-se tal

comportamento nos gráficos da Fig. A1, Fig. A2 e Fig. A3 do APÊNDICE II. Um resumo desses dados está mostrado na Tab. 2(a) e na Tab. 2(b) abaixo.

Tab. 2(a) – Valores iniciais para otimização das constantes que descrevem o carregamento.

Constantes	VI 1	VI 2	VI 3
A_f [Pa]	100000	150000	200000
w_f [Hz]	5	6	7
A_g [Pa]	200000	150000	100000
w_g [Hz]	7	6	5

Tab. 2(b) – Valores de confiabilidade para cada fa e VI.

fa	C paro VI 1 [%]	C paro VI 2 [%]	C paro VI 3 [%]
2	99,35	98,76	96,89
3	97,42	94,31	87,06
4	93,44	83,91	67,34
5	85,80	69,35	44,38
6	78,63	51,43	22,35
7	68,79	31,35	8,82
8	59,78	21,13	2,97
9	49,20	11,68	0,93
10	39,09	5,78	0,13

A última linha da tabela, onde as confiabilidades para os três VIs foram calculadas para $fa=10$, mostra de forma clara a discrepância entre a confiabilidade obtida para uma condição inicial mais próxima do ponto ótimo e para confiabilidades obtidas para condições iniciais mais afastadas dos valores otimizados dos parâmetros. Para o VI 1 a confiabilidade é de 39%, já para o VI 2 a confiabilidade é 5,78% e para o VI 3 a confiabilidade é aproximadamente nula. Observa-se também que é possível diminuir em até 4 vezes o tempo de ensaio sem perder uma quantidade considerável de amostras por falha prematura de sobrecarga. Porém, caso o sacrifício de corpos de prova não seja um problema, pode-se reduzir o tempo de ensaio em 10 vezes ou mais, dependendo do tempo disponível para testes e do objetivo da análise.

Realizou-as também esta mesma análise para o caso onde só o carregamento vertical atuava, ou seja, o carregamento g era nulo. Para esse caso o gráfico de confiabilidade versus fator de agressividade, obtido para os valores das constantes $A_f=1e5$ Pa e $w_f=5$ Hz, está apresentado na Fig. A4 do APÊNDICE II. O comportamento observado foi o mesmo do caso em que ambos carregamentos f e g eram considerados. Observou-se ainda que para o caso considerando apenas o carregamento vertical a confiabilidade tem um decaimento ainda mais veloz conforme se aumenta o fator de agressividade. Isso pode ser explicado pelo fato que o carregamento f é mais agressivo que o g - uma vez que causa maiores tensões no ponto crítico da estrutura -, e quando a tensão equivalente é calculada temos uma situação mais severa, resultando em confiabilidades menores para os mesmos fatores de agressividade e condições iniciais de otimização. Pode-se observar esse fenômeno comparando as Fig. A1 e Fig. A4 do APÊNDICE II.

A fim de demonstrar a coerência da metodologia de cálculo da confiabilidade empregada, realizou-se cálculos sem alterar as constantes de amplitude e de frequência dos carregamentos vertical e horizontal e variando-se apenas o valor do fator de agressividade. O esperado era que nesta situação o valor da confiabilidade deveria aumentar conforme se aumenta o fator de agressividade, e vice-versa, o que se confirmou. Esse comportamento é oposto àquele observado no código de otimização, uma vez que nele as amplitudes e frequências variam a cada iteração.

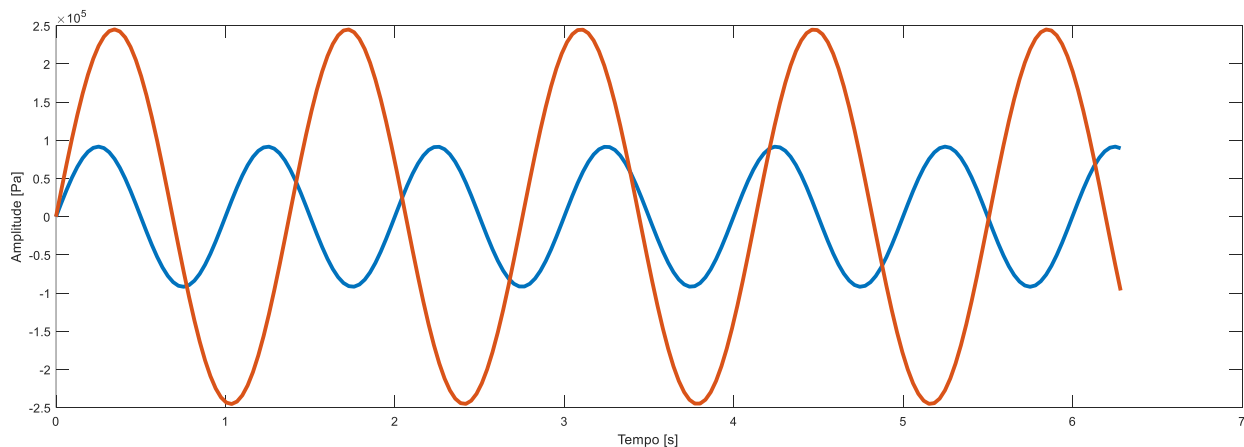
Isso ocorre pelo fato de que aumentando o valor do fator de agressividade temos um menor tempo de teste, porém, sem alterar os carregamentos excitantes (mesmas amplitudes e mesmas frequências), então a probabilidade de falha por sobrecarga diminui – e confiabilidade aumenta. Tal comportamento está visível na Fig. A5, Fig. A6 e Fig. A7 do APÊNDICE II. Utilizou-se três conjuntos de valores de constantes para gerar três distribuições de confiabilidade: confiabilidades baixas, confiabilidades alternando entre um valor intermediário e valores altos, e confiabilidades altas. Nesta última distribuição observa-se um lento crescimento da confiabilidade, e isso se explica por sua formulação exponencial negativa, que quando atinge a região de valores altos, eles variam muito lentamente com a variação da abscissa. A Tab. 3 abaixo mostra três conjuntos de resposta das constantes otimizadas para o caso de condição inicial onde $A_f=1e5$ Pa, $w_f=5$ Hz, $A_g=5e5$ Pa e $w_g=5$ Hz e fatores de agressividade igual a 2, 4 e 10, respectivamente, para as respostas 1, 2 e 3.

Tab. 3 – Conjuntos de respostas 1, 2 e 3 dos valores de amplitude e frequência otimizadas para fatores de agressividade de 2, 4 e 10, respectivamente.

Constantes	Resposta 1	Resposta 2	Resposta 3
A_f [Pa]	88171,7039	89401,2884	91864,0914
w_f [Hz]	6,8335	6,8804	6,2835
A_g [Pa]	181188,2672	207046,6012	245095,1610
w_g [Hz]	4,3835	4,1989	4,5507

Os carregamentos f' e g' resultantes das constantes otimizadas referentes aos conjuntos de resposta 1 e 2 (e fatores de agressividade 2 e 4) estão mostrados na Fig. A8 e na Fig. A9, respectivamente, do APÊNDICE II. Já o carregamento resultante das constantes de amplitude e frequência das forças dinâmicas vertical f e horizontal g referente ao conjunto de resposta 3, e para $\alpha=10$, está mostrado na Fig. 8 abaixo.

Fig. 8 – Carregamentos vertical f em azul e horizontal g em vermelho obtido a partir das constantes referentes à resposta 3 e fator de agressividade igual a 10.



A maior parte das análises se centraram na variação do tempo de teste – através da variação do fator de agressividade – e nos efeitos de tais mudanças nas constantes dos carregamentos de laboratório e na confiabilidade do teste. Pode-se verificar que, quando utilizando os VI que mais se aproximam do ponto ótimo (VI 1), para fatores de agressividade acima de 7 já temos uma confiabilidade bastante reduzida (<70%). Isso significa que muitas peças irão falhar por

sobrecarga antes do término do teste, e a falha não ocorrerá por fadiga. Para fatores de agressividade menores que 7 observa-se uma confiabilidade alta (entre 70% e 99,35%). Para condições iniciais que estão mais distante dos parâmetros otimizados, verificou-se que as confiabilidades estão acima de 70% apenas para valores de *fa* menores que 5 ou 4, dependendo do VI. Ainda, ficou evidente (principalmente quando os VIs estão mais distantes do ponto ótimo) que quanto mais se reduz o fator de agressividade, menos veloz é o aumento da confiabilidade, o que indica um grande aumento no tempo de teste para pouco ganho em confiabilidade.

6. CONCLUSÃO

Através da realização do presente trabalho, desenvolveu-se uma metodologia para prever os carregamentos experimentais de um teste de fadiga acelerado conforme um fator de agressividade desejado (diretamente relacionado com o tempo de teste), tendo associado um determinado intervalo de confiabilidade dependente dos parâmetros iniciais de amplitudes, frequências e fator de agressividade escolhidos. O método mostrou-se capaz de identificar valores das constantes de amplitude e frequência dos carregamentos senoidais que melhor aproximam os resultados àqueles esperados quando o componente ou estrutura está operando durante sua vida útil. Tais valores diminuem ou aumentam conforme se deseja aumentar ou diminuir o tempo de teste, respectivamente. Para tempos de teste mais curtos se observa carregamentos mais severos e, ainda, uma rápida redução da confiabilidade, o que significa que a probabilidade de falha por sobrecarga – e não por fadiga – é alta, podendo não ser um caso de interesse para teste de fadiga, já que grande parte das amostras testadas não fornecerão dados conclusivos de resistência à fadiga do componente em estudo.

Dado a falta de convexidade do problema já comentada nos resultados, a otimização torna-se extremamente sensível e depende fortemente dos valores iniciais fornecidos às constantes a serem otimizadas, o que pode acarretar resultados que dizem respeito a um mínimo local – e não global – da função.

Observou-se que apesar das frequências do carregamento horizontal otimizado serem relativamente menores que as frequências do carregamento vertical otimizado (aproximadamente 30% a 40% menores), no comportamento das amplitudes se observa o inverso. As amplitudes do carregamento horizontal otimizado são em torno de uma ordem de grandeza superiores às amplitudes do carregamento vertical otimizado. Isso pode-se dar em função do carregamento horizontal ser menos nocivo à estrutura e contribuir menor para a fragilização do ponto crítico, então é necessário compensar essa menor contribuição através de um carregamento mais agressivo.

Como sugestões para trabalhos futuros, pode-se citar a análise global da função custo a fim de suavizar a função em torno de mínimos locais e de identificar mínimos globais; O teste de outras funções de otimização do MATLAB, incluindo restrições de confiabilidade ao problema; O teste de outros métodos de falha que não o de von Mises tradicional; Adquirir experimentalmente dados para formar os carregamentos reais utilizados como base para a otimização.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Altair - eFatigue, “**Material Property Finder**”. Disponível em: <https://www.efatigue.com/constantamplitude/stresslife/materials/#a>. Acessado em 15/09/2019.

ASM International. “**ASM Handbook, Volume 19: Fatigue and Fracture**”, Materials Park, Ohio: ASM International, 1996.

ASTM Standard E 1049. “**Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis**”, West Conshohocken, PA: ASTM International, 2011.

Beck, A. T., Melchers, R. E. “**A Comparison of Some Methods for Fatigue and Fracture Reliability Estimation under Random Loading**”, The University of Newcastle, 2001.

Beck, A. T., Ramalho M. A., Gonçalves, L. A. “**Avaliação De Incertezas Em Modelo Numérico Para Análise De Prismas De Alvenaria Sob Compressão**”, São Carlos, 2009.

Benton, R. E. “**Further Advances in a Recently Developed Cumulative-Damage Reliability Method**”, US Army Aviation Engineering Directorate.

Boyer, H. E. “**Atlas of Fatigue Curves**”, ASM, Ohio.

Det Norske Veritas (GNV GL). “**Fatigue Design Of Offshore Steel Structures**”, 2005.

Efunda, “**High-Cycle Fatigue**”. Disponível em: <https://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/fatigue/fatigue_highcycle.cfm>. Acessado em 11/09/2019.

Halfpenny, A. “**A Frequency Domain Approach for Fatigue Life Estimation from Finite Element Analysis**”, Sheffield UK, 1999.

Irvine, T. “**Estimating Fatigue Damage from Stress Power Spectral Density Functions**”, 2014.

Kapur, K. C., Lamberson, L. R. “**Reliability in Engineering Design**”, USA, 1977.

Lee, Y.-L., Barkey, M. E., Kang, H.-T. “**Metal Fatigue Analysis Handbook: Practical Problem-Solving Techniques for Computer-Aided Engineering (1 ed.)**”. Massachusetts, USA: Butterworth-Heinemann, 2011.

Marczak, Rogério J. “**Técnicas para Análise Dinâmica de Componentes Estruturais de Veículos**”. Porto Alegre: UFRGS, 1994.

MATLAB, “**Getting Started Guide**”, The MathWorks, Inc, Massachusetts, 2008.

McNeill, S. I. “**Implementing the Fatigue Damage Spectrum and Fatigue Damage Equivalent Vibration Testing**”, Orlando, Florida, 2008

Miranda, E. F. de. “**Um estudo sobre o projeto e otimização de pistas de teste de durabilidade de veículos**”. UFRGS, 2018.

Morawski, A. P. “**Estimação do vida de fadiga de tubulações de transporte de petróleo sujeitas a carregamentos estocásticos**”. Vitória, Brasil, 2013.

Radanović, J., Žiha, K., Čorak, M., Parunov, J. “**Review Of Gamma Functions In Accumulated Fatigue Damage Assessment Of Ship Structures**”, University of Zagreb, 2014.

Rosa, E. da. “**Aplicação de Confiabilidade no Projeto de Componentes Automotivos**”, UFSC, 1991.

Rosa, E. da. “**Análise de resistência mecânica (mecânica da fratura e fadiga)**”. UFSC, 2002.

Rosa, E. da. “**Generalização no cálculo da probabilidade de interferência**”, UFSC, 1977a.

Rosa, E. da. “**Aplicação da teoria da interferência de duas populações na previsão da confiabilidade**”, UFSC, 1977b.

Rosa, E. M., R.J. Luersen, M.A. “**Método para Análise de Resistência de Peças Submetidas a Solicitações Aleatórias**”, Anais do VII SIMEA, São Paulo, 333-342, 1993.

Socie, D. F. & Marquis, G. B. “**Multiaxial Fatigue**”. Warrendale, PA: SAE International, 2000.

Takahashi, B. X. “**Metodologia Moderna para Análise de Fadiga Baseada em Elementos Finitos de Componentes Sujeitos a Fadiga Uni e Multiaxial**”, USP, 2014.

APÊNDICE I

Tab. A1 – Carregamentos dinâmicos

Carregamento vertical (f)	σ_{xx}	$1408.7*(0.2*\sin(6*t)+0.1771*\sin(10*t)+0.1543*\sin(16*t)+0.1314*\sin(24*t)+0.1086*\sin(35*t)+0.0857*\sin(53*t)+0.0629*\sin(84*t)+0.04*\sin(151*t))*2.8*10^5$
	σ_{yy}	$13.81*(0.2*\sin(6*t)+0.1771*\sin(10*t)+0.1543*\sin(16*t)+0.1314*\sin(24*t)+0.1086*\sin(35*t)+0.0857*\sin(53*t)+0.0629*\sin(84*t)+0.04*\sin(151*t))*2.8*10^5$
	σ_{xy}	$1.0022*(0.2*\sin(6*t)+0.1771*\sin(10*t)+0.1543*\sin(16*t)+0.1314*\sin(24*t)+0.1086*\sin(35*t)+0.0857*\sin(53*t)+0.0629*\sin(84*t)+0.04*\sin(151*t))*2.8*10^5$
Carregamento horizontal (g)	σ_{xx}	$743.63*(0.2*\sin(6*t)+0.1771*\sin(10*t)+0.1543*\sin(16*t)+0.1314*\sin(24*t)+0.1086*\sin(35*t)+0.0857*\sin(53*t)+0.0629*\sin(84*t)+0.04*\sin(151*t))*5*10^5$
	σ_{yy}	$7.2514*(0.2*\sin(6*t)+0.1771*\sin(10*t)+0.1543*\sin(16*t)+0.1314*\sin(24*t)+0.1086*\sin(35*t)+0.0857*\sin(53*t)+0.0629*\sin(84*t)+0.04*\sin(151*t))*5*10^5$
	σ_{xy}	$5.0998*(0.2*\sin(6*t)+0.1771*\sin(10*t)+0.1543*\sin(16*t)+0.1314*\sin(24*t)+0.1086*\sin(35*t)+0.0857*\sin(53*t)+0.0629*\sin(84*t)+0.04*\sin(151*t))*5*10^5$

APÊNDICE II

Fig. A1 – Variação da confiabilidade com o fator de agressividade para os valores iniciais da otimização nº 1.

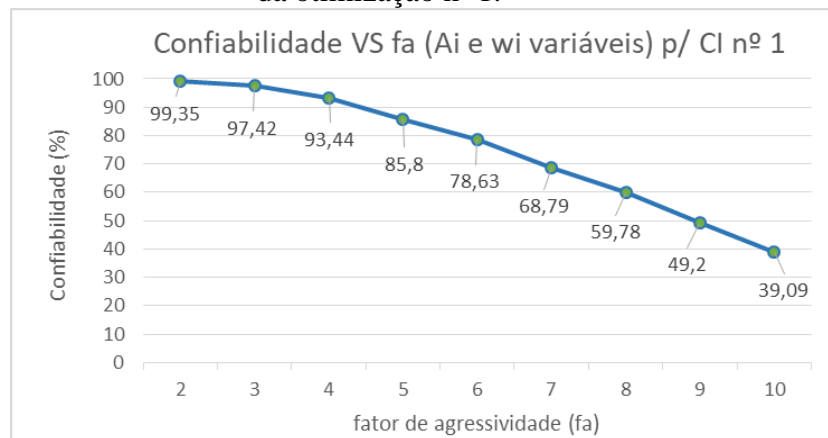


Fig. A2 – Variação da confiabilidade com o fator de agressividade para os valores iniciais da otimização nº 2.

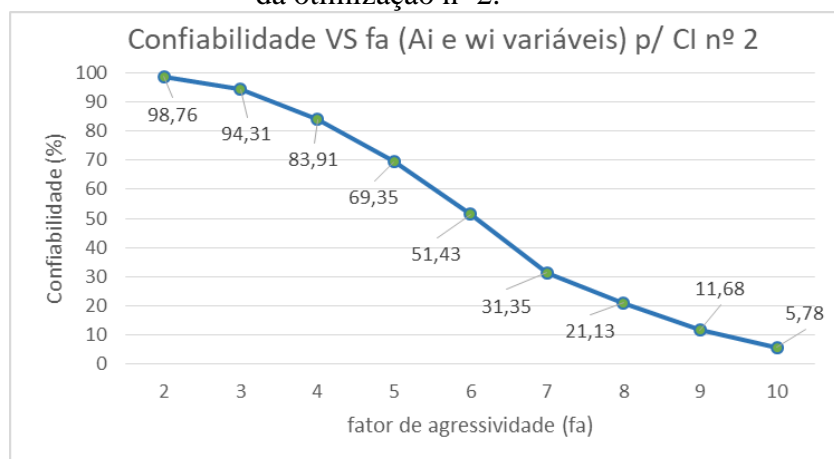


Fig. A3 – Variação da confiabilidade com o fator de agressividade para os valores iniciais da otimização nº 3.

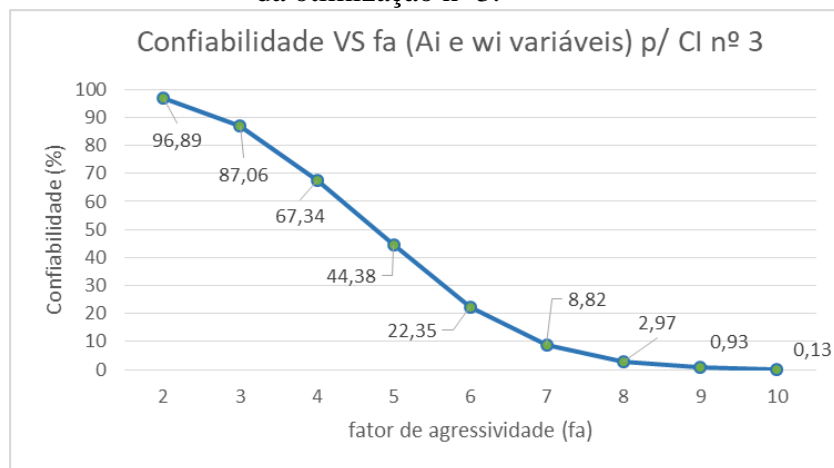


Fig. A4 – Variação da confiabilidade com o fator de agressividade considerando apenas a componente vertical do carregamento e os valores iniciais da otimização nº 1.

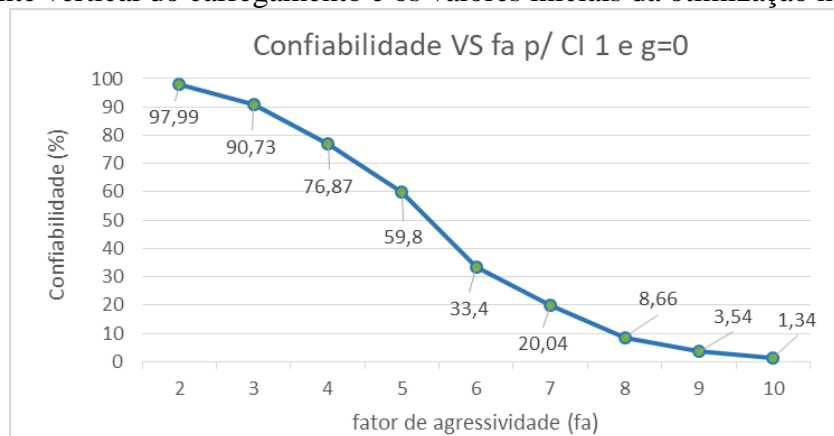


Fig. A5 – Variação da confiabilidade com o fator de agressividade considerando valores de amplitude e frequência fixos e iguais àqueles do conjunto de constantes da resposta nº 1.

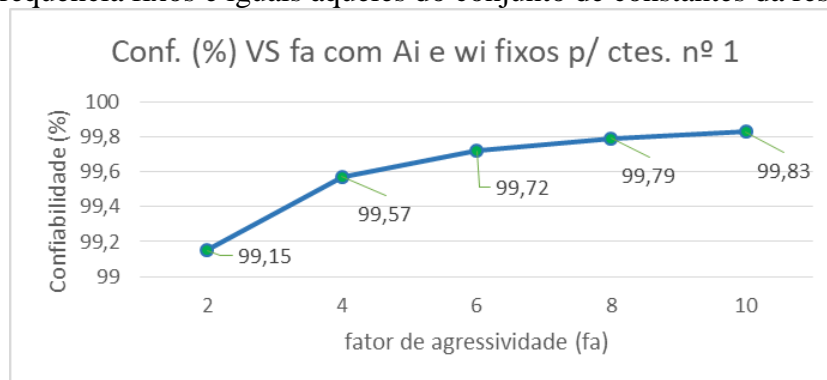


Fig. A6 – Variação da confiabilidade com o fator de agressividade considerando valores de amplitude e frequência fixos e iguais àqueles do conjunto de constantes da resposta nº 2.

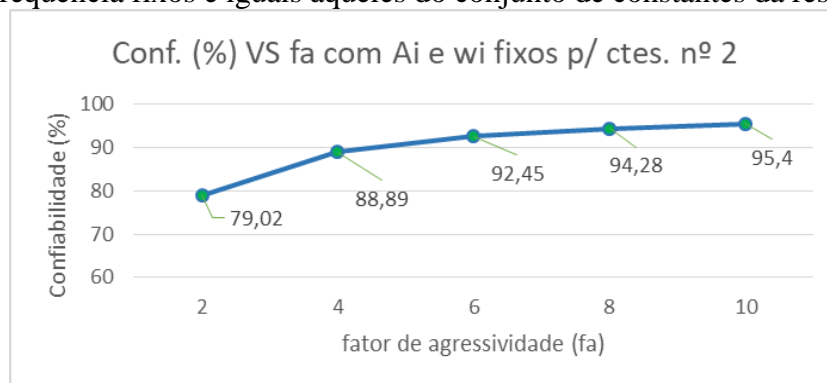


Fig. A7 – Variação da confiabilidade com o fator de agressividade considerando valores de amplitude e frequência fixos e iguais àqueles do conjunto de constantes da resposta nº 3.

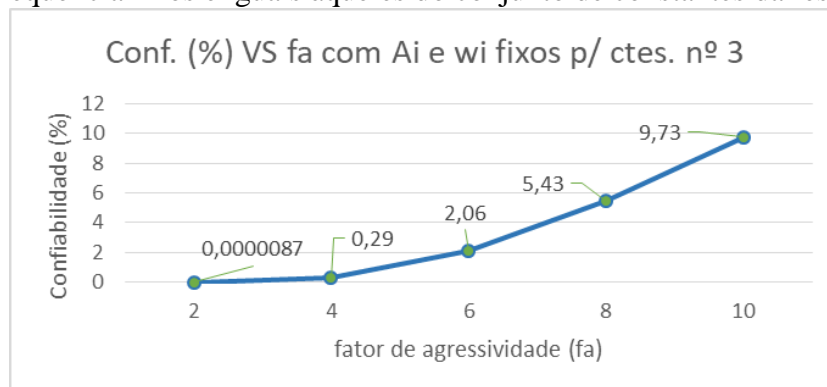


Fig. A8 – Carregamentos vertical f em azul e horizontal g em vermelho obtido a partir das contantes referentes à resposta 1 e fator de agressividade igual a 2.

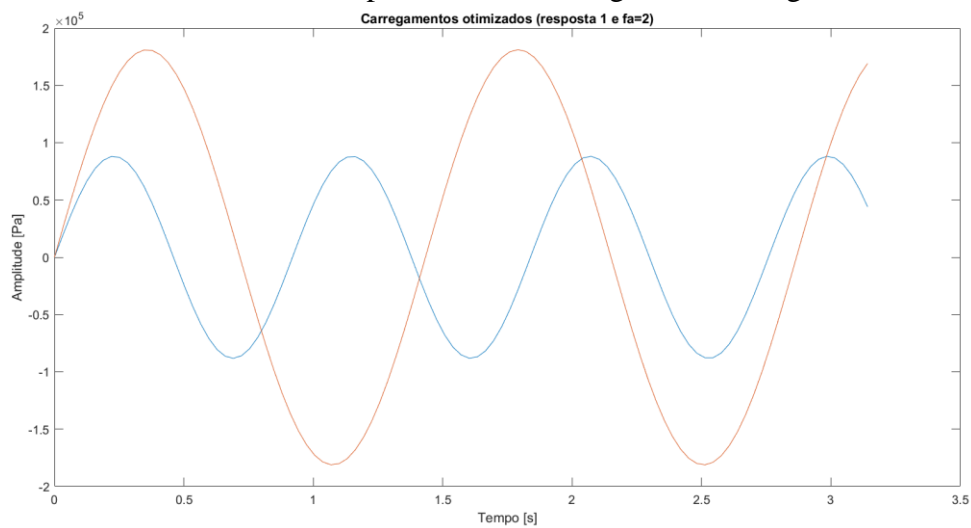


Fig. A9 – Carregamentos vertical f em azul e horizontal g em vermelho obtido a partir das contantes referentes à resposta 2 e fator de agressividade igual a 4.

