

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

JOÃO GUILHERME WERNER

Estudo da vida em fadiga de feixes de mola de alimentadores vibratórios e análise
de substituição por material compósito

São Carlos

2017

JOÃO GUILHERME WERNER

Estudo da vida em fadiga de feixes de mola de alimentadores vibratórios e análise
de substituição por material compósito

*Monografia apresentada ao Curso de Engenharia
Mecânica, da Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, como parte
dos requisitos para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.*

Orientador: Prof. Dr. Jonas de Carvalho

São Carlos

2017

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Werner, João Guilherme

W492e Estudo da vida em fadiga de feixes de mola de alimentadores
vibratórios e análise de substituição por material compósito / João
Guilherme Werner; orientador Jonas de Carvalho. São Carlos, 2017.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) -- Escola de
Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2017.

1. alimentador. 2. vida. 3. fadiga. 4. molas. 5.compósito. 6. ANSYS.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: JOÃO GUILHERME WERNER

Título: ESTUDO DA VIDA EM FADIGA DE FEIXES DE MOLA DE ALIMENTADORES VIBRATÓRIOS E ANÁLISE DE SUBSTITUIÇÃO POR MATERIAL COMPÓSITO

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola de Engenharia de São Carlos
da Universidade de São Paulo - Curso de
Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Profa. Dra. Luciana Montanari – EESC – USP

Nota atribuída: 9,0 (nove)

Luciana Montanari
(assinatura)

Prof. Dr. Márcio Marques da Silva – Pós-Doutorando EESC – USP

Nota atribuída: 9,0 (Nove)

[assinatura]
(assinatura)

Prof. Dr. Jonas de Carvalho – Orientador – EESC - USP

Nota atribuída: 9,0 (nove)

[assinatura]
(assinatura)

Média: 9,0 (nove)

Resultado: Aprovado

Data: 19/Setembro/2017

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM ☒ NÃO ☐ Visto do orientador [assinatura]

Após sugestões de inclusão/melhorias no texto.

AGRADECIMENTOS

Ao meu pai, pelo apoio incondicional, paciência e dedicação.

À minha mãe (*in memoriam*), que apesar de não poder estar presente nesse momento, foi a principal força que me trouxe até aqui.

Ao Prof. Dr. Jonas de Carvalho, pela compreensão, dedicação e orientação.

Aos familiares e amigos que estiveram sempre presentes nas dificuldades e conquistas.

À empresa AUTECS RS (em nome do sr. Cleber Cemin) pela cessão de material, contribuição e apoio ao trabalho.

RESUMO

WERNER, J. G. **Estudo da vida em fadiga de feixes de mola de alimentadores vibratórios e análise de substituição por material compósito**. 2017. 66 f. Monografia (Trabalho de conclusão de curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

Atualmente a maioria dos fabricantes utiliza aços comuns na engenharia nessa aplicação e, portanto, ocorre falha por carregamento variável em muitos casos. Para tanto, foi analisada a possibilidade técnica de substituição de material por algum compósito comercial. Foram usadas referências clássicas da engenharia mecânica e de materiais, assim como informações dos fornecedores de materiais e detalhamentos técnicos do fabricante desse tipo de alimentador. A construção de modelo foi feita através de softwares especializados tais sendo *SolidWorks* (CAD) e *ANSYS* (elementos finitos). Verificou-se alta compatibilidade de substituição de material no modelo computacional, sobretudo seguindo a premissa de não se alterar o projeto atual (substituição somente das chapas que exercem o papel de molas em alimentadores já construídos), sendo que, para aplicações de baixo custo de interrupção, um estudo mais detalhado de custos da substituição deve ser realizado.

Palavras-chave: Alimentador. Mola. ANSYS. Fadiga. Compósito.

ABSTRACT

WERNER, J. G. **A study on fatigue life of leaf springs in vibratory bowl feeders and composite replacement analysis.** 2017. 66 f. Monografia (Trabalho de conclusão de curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

Currently most manufactures apply usual engineering steels and, thus, dynamic load fracture occurs often. Therefore, this study intends to analyze the technical viability of replacing the steel for some commercial composite material. Thereunto, the study is based on classical mechanical and materials engineering literature, as well as materials' data and technical details from the feeders' manufacturers. The computational model was built using specialized software for such analysis, such as *SolidWorks* (CAD) e *ANSYS* (finite element analysis). The material replacement was found to be very compatible on the computational model, mainly because of the premise of replacing only such parts in a functional feeder without the need of any project modification. Although the replacement could bring technical improvement in fatigue life of the springs, the higher price may not be justified in some industrial applications and a more profound analysis on the costs should be made.

Keywords: Bowl Feeder. Spring. ANSYS. Fatigue. Composite

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1- Imagem de alimentador vibratório de panela circular	15
Figura 2- Alimentador esquematizado.....	16
Figura 3- Ilustração dos critérios de falha	20
Figura 4 - Máquinas de ensaios R.R. Moore	21
Figura 5- Diagrama de tensão e vida para aço UNS G41300	21
Figura 6- influência dos tamanhos de grão na fadiga de latão 70Cu-30Zn	22
Figura 7- Comparação dos métodos de falha em fadiga.....	24
Figura 8 - Principais configurações de reforço por fibra em compósitos	26
Figura 9 – Configurações estruturais de compósitos	26
Figura 10 - principais modos de falha em compósitos de fibra reforçada.....	27
Figura 11- direções de teste para determinar F_{ij}	28
Figura 12 - bobina do alimentador.....	30
Figura 13 - Detalhamento do gap e do parafuso de ajuste.....	31
Figura 14 - Perfil da alimentação elétrica da bobina	32
Figura 15- Tensão média em função do tempo de disparo	33
Figura 16 – exemplo de controlador de alimentador	34
Figura 17- ilustração do ângulo $\varphi_{mola,topo}$	36
Figura 18 - ilustração do ângulo φ_{mh}	36
Figura 19- molas de alimentadores quebradas.....	44
Figura 20 - seção falhada das molas	44
Figura 21- simulação da vida em fadiga das molas no ANSYS.....	45
Figura 22 - Detalhamento do ponto de vida mínima	46
Figura 23 – espectro de resposta em frequência do modelo no ANSYS.....	48

Figura 24 – Multiplicador da amplitude em Y da panela em frequência	49
Figura 25 –deformação total do modelo em ANSYS	50
Figura 26 –Resposta em frequência do alimentador modelado no ANSYS com carga de 10kg em peças	50
Figura 27 –Comparação das respostas em frequência para alimentadores em vazio, com 5 e 10kg de peças.....	51
Figura 28 –Resposta em frequência do alimentador com molas em Cytec Cyply 1002 ...	53
Figura 29 - Comparação do alimentador com molas em fibra em vazio e com 10 kg em peças	54
Figura 30 – sistemas coordenados para cada mola	55
Figura 31 – Comparação da deformação estática da base da panela em alimentadores com diferentes molas no ANSYS.....	56
Figura 32 – Espectro do carregamento variável e perfil do critério de falha no módulo de fadiga do ANSYS	57
Figura 33 – SAE 1060 e Método SN: vida mínima 8,9E5 ciclos	58
Figura 34 – SAE 1060 Critério de Goodman: vida mínima 7,12E5 ciclos	58
Figura 35 – Cytec Cyply® 1002 e método S-N: mínimo de 6,2E7 ciclos	60
Figura 36 – Cytec Cyply® 1002 e método de Goodman: mínimo de 1E9 ciclos	60

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

$\tilde{\sigma}$: Tensão equivalente

σ_1, σ_2 e σ_3 : Tensões normais principais

τ_1, τ_2 e τ_3 : Tensões de cisalhamento principais

$\tilde{\sigma}_S$: Tensão equivalente do critério de máxima tensão de cisalhamento

$\tilde{\sigma}_H$: Tensão equivalente do critério do octaedro (von Mises)

S_e : *endurance limit* / limite de fadiga

σ_a e σ_m : Amplitude de tensão e tensão média (para o cálculo de características do carregamento variável)

R: razão de tensões mínima e máxima

A: Razão de amplitude de tensão e tensão média

S-N : *Stress-Number of Cycles*. Diagrama de nível de tensão e número de ciclos para falhar.

A', B, a, b: constantes de vida em fadiga do material

σ_{ar} : Amplitude de tensão para carregamento completamente reverso

σ_u : *Engineering Ultimate Strength* / Tensão última ou limite de resistência

σ_y : *Yielding strength* / Limite de escoamento

σ'_f : Coeficiente de resistência à fadiga (constante do material)

$\tilde{\sigma}_{fB}$: Limite real de fratura em fadiga

N_f : número de ciclos para falhar

F_{ij} : constantes do material para compósitos (método Tsai Wu)

$V(t)$: Função de tensão elétrica no tempo

ω : frequência da rede (rad/s)

α : ângulo de disparo do tiristor (rad)

ϕ_{mh} : ângulo da mola com a horizontal

ρ : distância radial do terminal da mola ao centro do alimentador

θ : ângulo de rotação da parte superior em relação à base do alimentador

$\varphi_{\text{mola,base}}$ e $\varphi_{\text{mola,topo}}$: desvio angular do terminal da mola ao raio de simetria da base/topo do alimentador (visão superior)

f_a e f_f : forças da mola (axial e flexão, respectivamente)

$f_{\text{borr,z}}$ e $f_{\text{borr,t}}$: força dos pés de borracha vertical e torcionalmente (respectivamente)

m_b e m_t : massa da base e do topo do alimentador

f_e : força eletromecânica (acionamento)

$z_b, \dot{z}_b$ e $\ddot{z}_b$: movimento vertical da base do alimentador e suas derivadas temporais (subscrito t implica, analogamente, ao topo do alimentador)

g : aceleração gravitacional

θ_b : rotação da base do alimentador em relação ao solo

$\hat{i}, \hat{j}$ e $\hat{k}$: versores cartesianos (x, y e z)

ρ_{borr} : distância radial dos pés de borracha ao centro do alimentador

δ : deformação vertical do topo em relação à base do alimentador

J_b, J_t : momentos de inércia à rotação da base e do topo

k : constante de mola (lei de Hooke)

c : constante de amortecimento

T : energia cinética total (equações de Lagrange)

V : energia potencial total (equações de Lagrange)

R : energia total dissipada (equações de Lagrange)

F : forças do sistema (equações de Lagrange)

N e kN : Newtons e quilo-Newtons, unidades de força (SI)

Hz : Hertz, unidade de frequência (SI)

kg : quilograma, unidade de massa (SI)

m, mm : metro e milímetro, unidades de comprimento (SI)

E: potências de 10. Por exemplo, 7,1E5 corresponde a $7,1 \cdot 10^5$.

Pa: Pascal, unidade de pressão/tensão (SI)

AISI: *American Iron and Steel Institute*

SUMÁRIO

1. Introdução.....	14
1.1 Motivação	14
1.2 O alimentador	15
2. Objetivos	17
3. Revisão bibliográfica.....	17
3.1 Falha por carregamentos variáveis	17
3.2 Materiais compósitos reforçados por fibra	25
3.3 Critérios de Falha em matérias compósitos	27
4. Análise do alimentador.....	30
4.1 Acionamento eletromecânico.....	30
4.2 Dinâmica dos alimentadores	35
4.3 A falha das molas nos alimentadores reais	43
5. Construção e simulação de modelo virtual	47
5.1 Resposta em frequência no ANSYS	47
5.2 Simulação de vida em fadiga no ANSYS.....	54
6. Conclusão	61
7. Referências	63
8. Anexos.....	Erro! Indicador não definido.

1. INTRODUÇÃO

Equipamentos submetidos a carregamentos variáveis no tempo ou carregamentos dinâmicos estão sujeitos a falha de algum de seus elementos durante o ciclo de trabalho. É bastante comum dimensionar eixos, parafusos e outras partes na região conhecida por *vida infinita* sob a qual, se aplicados os esforços previstos, o elemento não apresentará falha. Essa região, no entanto, ocorre somente em alguns materiais. Ocorre, no entanto, que algumas aplicações não têm carga exatamente constante ou dentro dos padrões estabelecidos no projeto, por conta de imprevisibilidade inerente à sua aplicação.

Um equipamento muito utilizado nas fábricas como elemento de automação, que é submetido a cargas variáveis durante seu funcionamento, é o alimentador vibratório. Suas aplicações são bastante variadas, podendo servir como contador, posicionador ou até selecionador de peças. Em parceria com a empresa *AUTEC RS*, que é fabricante desse tipo de equipamento, foi possível acessar a geometria interna do aparelho, verificar sua estrutura e desenvolver o estudo a seguir com mais aplicabilidade.

1.1 Motivação

O motivador desse estudo partiu da falha constante dos elementos de mola que conectam a base do alimentador à “panela”, que recebe as peças, conferindo o movimento adequado de vibração para deslocar as peças. O custo dos feixes de mola, que hoje são fabricados em aço 1060, não é muito relevante, no entanto, algumas aplicações (como indústria automobilística) se prejudicam muito da falha dos equipamentos e consequente pausa da linha de montagem para manutenção, podendo ocasionar muitas altíssimas caso os equipamentos sejam operadas por uma empresa terceira.

A partir desse panorama, decidiu-se investigar o funcionamento desses alimentadores e estudar uma possível substituição dessas molas por material compósito, que poderiam apresentar maior resistência à fadiga sem que haja adaptação no projeto corrente dos alimentadores.

1.2 O alimentador

O uso desse aparelho é bastante variado, podendo estar presente nos mais diferentes ramos industriais, seja ele na indústria farmacêutica (posicionamento de embalagens para envasar, conforme a Figura 1), automobilística (parafusos, castanha de válvulas etc), alimentícia (separação de frutas e legumes por tamanhos e embalagem) e diversas outras aplicações. A versatilidade do equipamento se deve, sobretudo, à simplicidade com que ele funciona: o movimento vibracional é conferido pela interação do acionamento eletromecânico e a geometria das molas, que faz com que as peças “caminhem” nas pistas construídas na panela.

Figura 1- Imagem de alimentador vibratório de panela circular



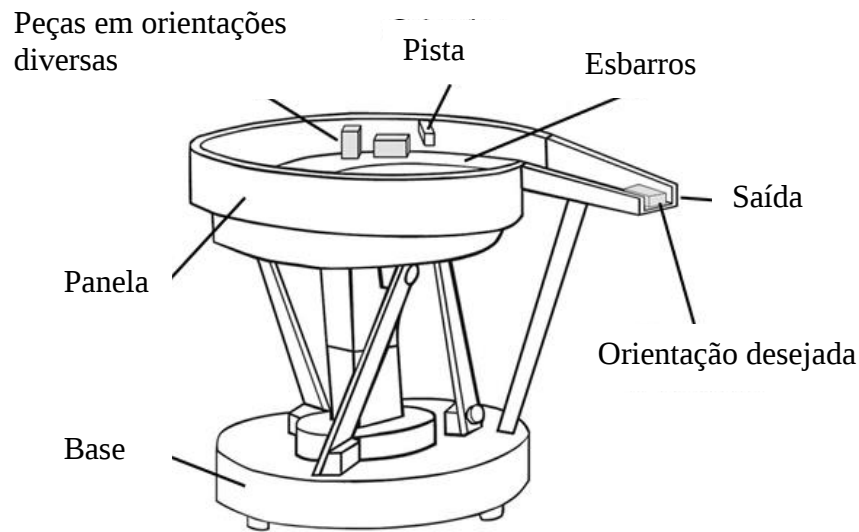
Fonte - <http://homercityautomation.com/wp-content/uploads/2015/02/Custom-Feeder-System-Bottle-Bowl.png>

Num primeiro momento, as peças estão distribuídas aleatoriamente, de qualquer forma que seja possível estar sobre a pista e, então, uma série de obstáculos são dispostos no caminho para derrubar, desviar ou reorientar essas peças, fazendo com que só passem desse ponto as com características selecionadas, como ilustra a Figura 2.

A comercialização desse aparelho é feita através de representantes comerciais/consultores, que indicam um alimentador com capacidade suficiente para deslocar as peças e encomendam a manufatura de uma panela personalizada para cada aplicação. São recolhidas amostras da peça que se deseja alimentar e o fabricante do alimentador desenha um equipamento que supra as

necessidades do cliente, sobretudo quanto ao posicionamento e taxa de alimentação de peças (*partes/min*).

Figura 2- Alimentador esquematizado



Fonte- http://manufacturingscience.asmedigitalcollection.asme.org/data/journals/jmsefk/927586/m_manu_135_05_051017_f001.png - tradução livre

Confeccionadas as partes, o alimentador é montado e entregue para o cliente, que muitas vezes utiliza esse equipamento para construir máquinas maiores (chamados de *integradores*), que vendem uma solução de automação para o usuário final (montadora, farmacêutica etc). O mercado de automação, grande parte dos fabricantes de alimentadores também constroem máquinas, que geralmente são a combinação de alguns alimentadores e sistemas de sensores e válvulas pneumáticas, fato que se estende à *AUTEC RS*. É importante frisar que o aparelho é fonte importante de ruído nas linhas de montagem e, por isso, algumas empresas optam por soluções mais complexas ou até por cabines isoladas acusticamente para contê-los.

A manutenção desses equipamentos é, por muitas vezes, feita exclusivamente pelo fabricante dos aparelhos, sobretudo em montadoras, onde muitas das máquinas das linhas de montagem são de empresas terceiras. A falha das molas, portanto, pode ocasionar um custo à linha de montagem muito maior que a peça em si.

2. OBJETIVOS

Estudar o funcionamento do alimentador e verificar a influência das molas na dinâmica do aparelho. Propor substituição das molas em aço 1060 por material compósito, a fim de aumentar a durabilidade em serviço sem que ocorra necessidade de adaptação do projeto. Será utilizado o software de elementos finitos ANSYS 16 para simular e validar as hipóteses.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nessa seção, cabe construir um panorama geral do estado da arte e das teorias e estudos que serviram de base para a confecção desse documento. Nesse caso, é sobretudo importante estudar as falhas de aços e materiais compósitos sob ação de carregamentos variáveis.

3.1 Falha por carregamentos variáveis

A falha dos elementos mecânicos pode ser diferenciada pela natureza dos esforços aplicados, sendo eles estáticos ou variáveis. Esse primeiro caso é mais comum em estruturas de suporte de estruturas ou componentes de máquinas que não realizam operação propriamente dita. Seu dimensionamento é mais simples, já que toma em consideração uma carga constante ao longo do tempo. O segundo caso, no entanto, é amplamente usado em cálculos de elementos de máquina, já que grande parte das estruturas conta com carregamentos que variam periodicamente.

Os primeiros estudos de fadiga datam do meio do século XIX, sobretudo com o uso do termo por Poncelet em 1839, de acordo com DOWLING (2012). Os avanços mais significativos, no entanto, são de Wöhler, que tratou do assunto inspirado pela falha dos eixos de locomotivas, trabalho esse que influenciou Gerber e Goodman a formular suas teorias de tensão média. Wöhler lidou sobretudo com concepções de projeto que melhorassem a vida em fadiga dos componentes, testando diferentes materiais e tipos de carregamento, bem como suas combinações.

Um caso bastante clássico de elemento sob carga variável é a de um eixo em rotação. Embora a carga aplicada na transmissão de forças (uma engrenagem, por exemplo) seja mediante torque constante, o eixo vai experimentar, localmente, cargas que variam ciclicamente. A porção que experimenta carregamentos positivos no tempo inicial, após meio ciclo estará sofrendo

carregamentos de sinal negativo por exemplo. A combinação dos carregamentos tridimensionalmente na estrutura pode resultar em tensões bastante complexas durante o tempo.

Ocorre, utilizando o caso da engrenagem helicoidal como transmissão de forças como exemplo, forças de tração devido ao ângulo de hélice dos dentes; essas forças, por conta de o contato dos dentes ser sempre no mesmo local e com mesma direção, transmitem uma carga longitudinal no eixo de natureza constante. Já as forças normais ao diâmetro primitivo da engrenagem, que se relacionam ao torque transmitido ao eixo, produzem, por flexão, esforços compressivos e de tração. Com a rotação do eixo, ocorre rotação dos pontos do componente em relação ao campo de tensões; ou seja, um ponto, durante um ciclo completo, experimenta todas as tensões possíveis naquela seção de área.

A combinação dessas tensões pode causar a falha do componente estaticamente, caso, em algum ponto, ocorra tensão aplicada superior à tensão suportada pelo material ou pode causar dano à estrutura de forma a, repetidamente, esse dano causar falha do componente. Para estudar a combinação dos esforços, existe diversos critérios de falha, que estimam como cada tensão influencia a estrutura do material. Esses critérios se utilizam de hipóteses para o cálculo de uma tensão efetiva $\tilde{\sigma}$, que é função de σ_1, σ_2 e σ_3 , as tensões normais principais.

De acordo com Dowling (2012) ainda, o primeiro critério, utilizado sobretudo em materiais frágeis (pouco dúcteis), é o de máxima tensão normal. Esse critério assume a forma de:

$$\tilde{\sigma}_N = MAX (|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$$

São utilizados os módulos por conta da convenção de sinais dos esforços, para que tensões referentes à compressão também sejam consideradas.

Similarmente, existe também o critério de máxima tensão de cisalhamento, que ocorre nos planos a 45° dos planos de tensão normal máxima, de forma a se obter tensões de cisalhamento sob a forma:

$$\tau_1 = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}; \tau_2 = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \tau_3 = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Analogamente, tem-se que o critério é dado por (note-se que o subscrito s é oriundo do inglês para cisalhamento: *shear*):

$$\tilde{\sigma}_s = MAX (|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|)$$

Esse critério é mais comum no cálculo do cisalhamento de materiais dúcteis e também é chamado de critério de Tresca.

Há, ainda, o critério de von Mises (DOWLING, 2012) como *octahedral shear stress yield criterion*), que também é chamado de critério da energia de deformação. Esse critério representa uma alternativa ao último apresentado e é mais comumente usado em cálculo de estruturas metálicas. Apresenta-se esse método da seguinte forma:

$$\tilde{\sigma}_H = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}$$

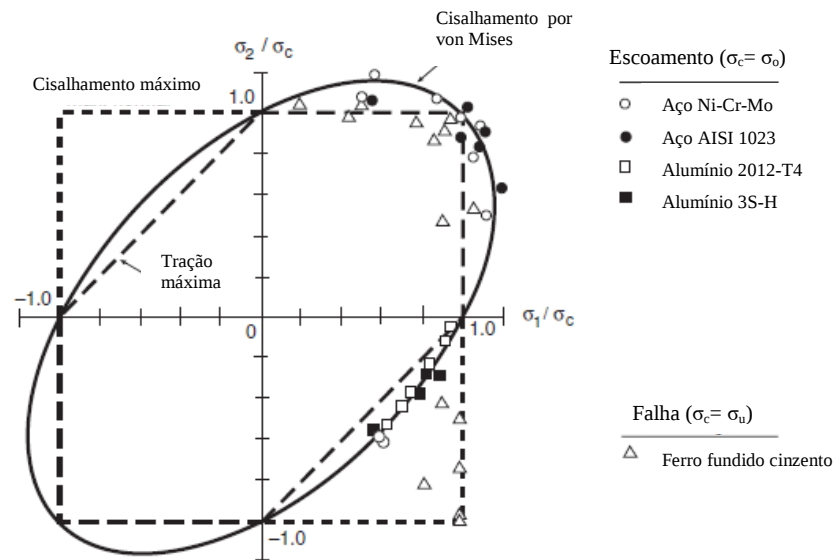
Alternativamente, pode-se apresentar esse critério diretamente em coordenadas cartesianas, ao invés das principais, o que facilita o cálculo dessa tensão equivalente.

$$\tilde{\sigma}_H = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

Pode-se verificar a representação gráfica comparativa dos últimos critérios apresentados na Figura 3. Ainda se localiza o estado de tensões no qual ocorre falha para alguns tipos de material.

Nota-se que os materiais dúcteis, como ligas de aço e alumínio, aproximam-se mais do critério de von Mises. Já o ferro fundido cinzento, que é um material frágil, está mais adequado ao critério de máxima tensão normal. De acordo com Dowling (2012), ocorre desvio de 15% entre os dois critérios de cisalhamento, mas isso não reflete maiores complicações por conta dos coeficientes de segurança de projeto. Mas, caso seja necessário maior conservadorismo, deve-se adotar o critério de máxima tensão cisalhante. Há, ainda, outros critérios de falha, mas não são de interesse para esse estudo.

Figura 3- Ilustração dos critérios de falha



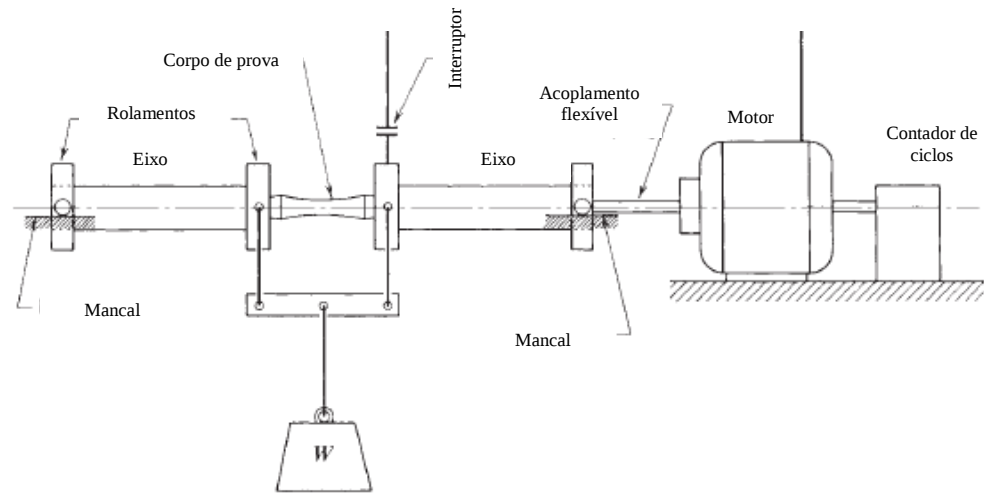
Locais de falha no plano de tensões para os três critérios. Foram comparados dados biaxiais de escoamento para aços dúcteis e ligas de alumínio, além de dados de falha para ferro fundido cinzento.

Fonte - DOWLING (2012) – tradução livre

Para os estudos em fadiga, são utilizadas três abordagens diferentes: método baseado em tensões, método de deformações e outro baseado na mecânica das trincas. O primeiro deles consiste em determinar tensões médias que representem o carregamento variável de forma a abordar o carregamento. Esse método, embora seja o menos preciso, é o mais simples e é utilizado sobretudo para carregamentos de alto ciclo (acima de 10^3) de acordo com Shigley e Mishke (2011). Foi, também, a primeira abordagem à fadiga.

Para determinar os dados de resistência do material, é utilizado um equipamento para produzir flexão pura nas amostras (Figura 4), que são finamente usinadas e polidas. Os resultados são geralmente expostos em eixos semi-log, de forma a obter, em ligas ferrosas, um patamar após um certo número de ciclos (geralmente ocorre próximo a 10^6). Esse patamar, no entanto, tem sido questionado em algumas pesquisas recentes, em que sua estabilidade dá lugar, a uma nova queda outra conseguinte estabilização, a partir de 10^9 ciclos (DOWLING, 2012). Essa característica só

Figura 4 - Máquinas de ensaios R.R. Moore

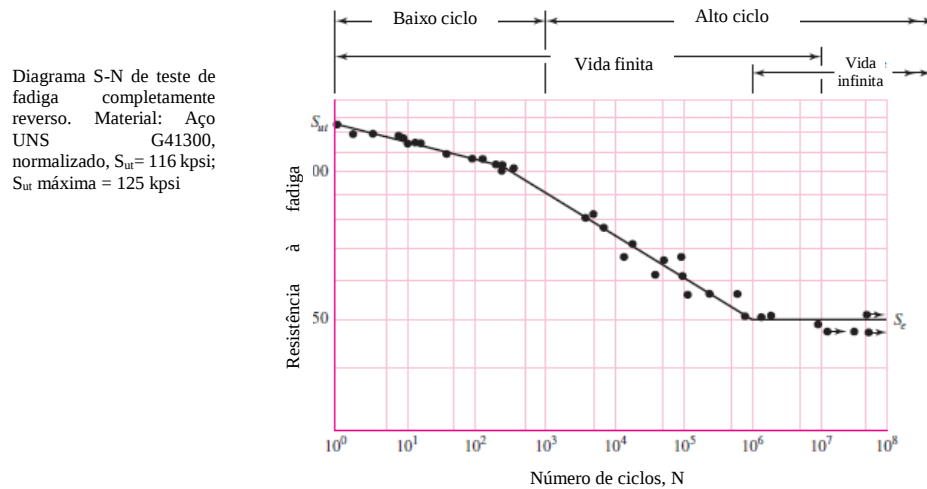


Fonte - DOWLING (2012)

foi verificada em alguns materiais específicos, como no aço ASTM 52100. Mas, por questões de hipótese de projeto, assume-se que a vida infinita dos aços esteja próxima aos 10^7 ciclos.

A tensão correspondente a essa inflexão é denominada S_e (*endurance limit*) ou limite de fadiga. Ligas de alumínio, que não apresentam esse patamar, geralmente são representadas por um par de valores tensão-ciclos. Diagramas típicos de tensão e vida para ligas ferrosas apresentam forma semelhante à da Figura 5.

Figura 5- Diagrama de tensão e vida para aço UNS G41300

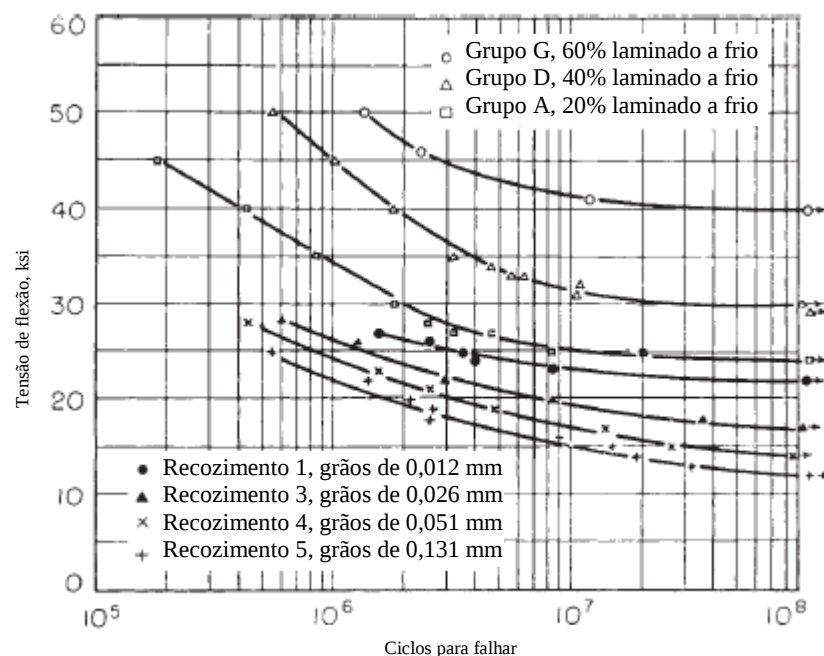


Fonte – SHIGLEY (2011) – tradução livre

Diagramas S-N são feitos com base em diversos testes e são estatisticamente construídos, de maneira a tentar obter uma característica geral do material. Condições de acabamento, microestrutura, orientação de grãos e qualquer outra alteração estrutural do material pode influenciar consideravelmente a vida em fadiga do elemento. Dessa forma, o método é limitado, mas fornece boa aproximação para dimensionamento do componente.

Distingue-se vida finita e infinita a partir da formação do patamar que, na Figura 6, está situado em 10^6 ciclos. No intervalo de vida finita, ainda, existe o intervalo de baixo e de alto ciclo, geralmente divididos nos 1000 ciclos. Apesar de ser o método menos preciso (sobretudo em regime de baixo ciclo) é o método mais tradicional e mais simples de se obter informações para implementar digitalmente.

Figura 6- influência dos tamanhos de grão na fadiga de latão 70Cu-30Zn



Fonte - DOWLING (2012) – tradução livre

Para carregamentos variáveis, criou-se algumas definições para que os ciclos e amplitudes sejam definidos sob algumas formas matemáticas básicas. As duas primeiras propriedades do carregamento são a amplitude e a média de tensões, σ_a e σ_m . Sendo que a primeira é dada pela relação $\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$ e a segunda por $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$. Essas relações descrevem quão grande

é a variação de tensões e quão próxima de ser completamente reversa ela é. Uma carga que varia entre $+\sigma$ e $-\sigma$ tem amplitude σ e média zero; ou seja, varia $\pm\sigma$ em relação ao zero. O carregamento completamente reverso é o que mais exige do componente, portanto é comum ocorrer, como em parafusos, aplicação de carga estática positiva em detrimento do aumento da média. Esse tipo de recurso é interessante para aliviar a vida de um componente em fadiga.

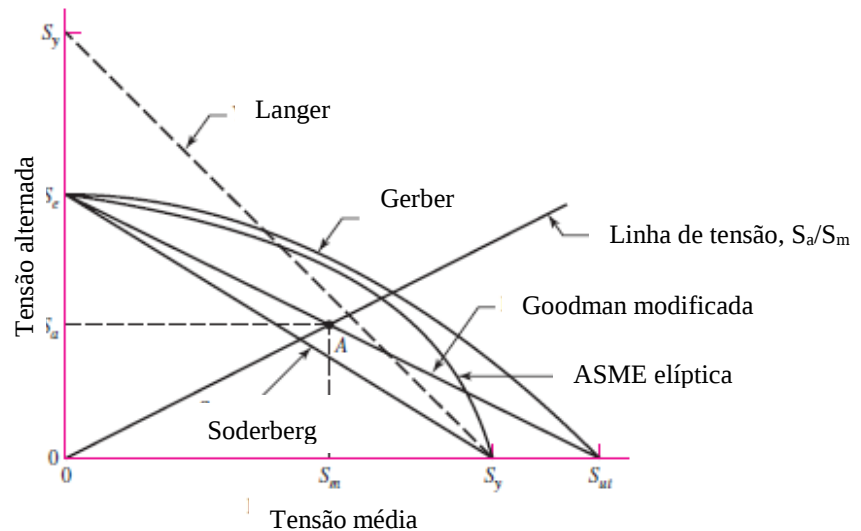
Há também medidas alternativas dessas propriedades, sendo elas $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ e $A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$. Um carregamento totalmente reverso é dado por $R=-1$ e $A=\infty$, já que $\sigma_m = 0$. Os gráficos S-N são plotados, normalmente, em função de σ_a e N_f (ciclos para falhar) (DOWLING, 2012). Também é possível fazer uma regressão linear da curva S-N (quando em semi-log), resultando numa equação do tipo $\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b = A' N_f^B$, sendo que σ'_f , a , b , A' e B são constantes do material sendo que a constante σ'_f também é aproximadamente igual à tensão de ruptura real dos ensaios de tensão.

Para quantificar os níveis de tensão que um material suporta em fadiga, foram desenvolvidas as teorias de tensão média, que relacionam os dados colhidos de materiais para que como tentativa de criar equações que descrevam essas distribuições. Uma das primeiras relações a ser propostas foi a parábola de Gerber, que é descrita pela equação $\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 = 1$, sendo que σ_{ar} é a tensão para o caso particular de carregamento completamente reverso e σ_u , *engineering ultimate strength*; i.e., o limite de resistência à tração.

A equação de Goodman modificada (devido a sugestão de J. Morrow em 1986) é representada pela relação $\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma'_f} = 1$ ou $\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\tilde{\sigma}_{fB}} = 1$, que se utilizam dos valores de tensão de ensaio diretamente. Ambos os valores são superiores a σ_u em materiais dúcteis, como é o caso dos aços. Para aços, a primeira relação é bastante razoável, já que não há grandes discrepâncias entre $\tilde{\sigma}_{fB}$ e σ'_f ; já para alumínio, é aconselhável utilizar a segunda relação. Existe ainda a relação de Soderberg, que se utiliza da tensão de escoamento do material, σ_y , para a regressão dos pontos, com base na reta de Langer ($\sigma_y = \sigma_m + \sigma_a$). Com isso, essa relação seria $\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1$.

Figura 7- Comparação dos métodos de falha em fadiga

Diagrama de fadiga comparando os diversos critérios de falha. Para cada critério, pontos sobre ou acima da respectiva linha, representam falha.



Fonte – SHIGLEY; MISHCKE (2011) – tradução livre

Nota-se que Goodman modificado é mais conservador que Gerber, por exemplo. Há diferentes usos em projeto para essas abordagens, sobretudo por conta das aplicações dos componentes e disponibilidade de dados. Os dados coletados, geralmente, ficam entre esses dois últimos critérios citados. Soderberg é considerado o método mais conservador, sobretudo por considerar que a falha ocorreria na tensão de escoamento do material, não em sua tensão limite de ruptura. Esse método pode ser interessante para superdimensionar elementos, mantendo-os sempre em uma zona segura de esforços e antes de atingir o escoamento.

Esses critérios de falha já estão implementados no módulo de fadiga do ANSYS, cabendo, portanto, ao projetista optar por qual método de cálculo utilizar. Também é possível alimentar o *software* com dados de ensaio S-N, de modo a construir uma curva para o material desejado.

É bastante comum ocorrer em componentes de engenharia sobrecarga periódica. Nesse caso, a tensão nominal aplicada no componente é suficientemente suportada pela estrutura, mas, devido a sobrecargas temporárias, ela foi fragilizada e pode ceder. É possível quantificar o dano cumulativo desses ciclos de sobrecarga através da regra de *Palmgreen-Miner*, que considera carregamentos mais complexos, com amplitudes variáveis. Esse é um procedimento que contabiliza quantos ciclos foram dados a cada carregamento, normalizando-os pela vida total do

componente para cada um desses regimes. Entende-se que a regra de *Palmgreen-Miner* é dada pela relação $\sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N_{F,i}} = 1$. Esse tipo de relação é útil para carregamentos complexos onde uma repetição de carregamentos simples ocorre periodicamente. No entanto, qualitativamente, pode-se utilizar a regra de Miner para entender como componentes, que foram dimensionados para vida infinita, falham quando ocorrem sobrecargas esporádicas.

3.2 Materiais compósitos reforçados por fibra

Entende-se por compósito a união de mais de um tipo de material arranjados de forma a obter propriedades mecânicas mais interessantes que eles isoladamente. A principal configuração de um compósito é a dispersão de partes (fibras ou partículas) em uma matriz, que pode ser de material cerâmico, polimérico ou metálico. Essa matriz é um meio contínuo que recebe partículas discretas, que podem se organizar das mais diversas formas (como ilustrado nas figuras 8 e 9); no caso desse estudo, serão abordadas fibras como a fase dispersa.

As propriedades dos materiais isoladamente trazem boa parte das características dos compósitos, mas o arranjo da fase dispersa e sobretudo a interface matriz/fibra que são fundamentais para as propriedades mecânicas do material. No caso dos compósitos reforçados por fibras, tem-se materiais com fibras (sendo possível os mais diversos tamanhos e arranjos) embebidas em uma matriz contínua. Esse tipo de material traz vantagens operacionais e econômicas aos metais convencionais como o Aço e o Alumínio, sobretudo por apresentarem alta resistência aos esforços e corrosão e serem bastante leves. Historicamente, esses materiais revolucionaram principalmente as indústrias aérea e aeroespacial, onde o quociente resistência/densidade deve ser o maior possível.

Compósitos de baixa performance geralmente se utilizam de fibras mais curtas ou particuladas, apresentando resistência não tão elevada, mas boa elasticidade. Isso ocorre porque os esforços são transmitidos no material sobretudo através da matriz. Já os compósitos de alta performance, um pouco mais modernos, utilizam-se de fibras mais longas, fazendo com que os carregamentos no material sejam distribuídos na interface dos materiais, trazendo maior resistência e elasticidade também.

Figura 8 - Principais configurações de reforço por fibra em compósitos

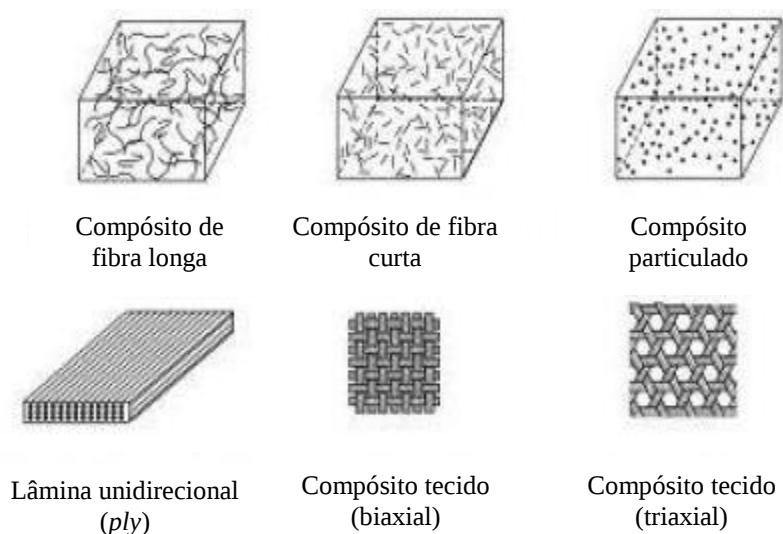
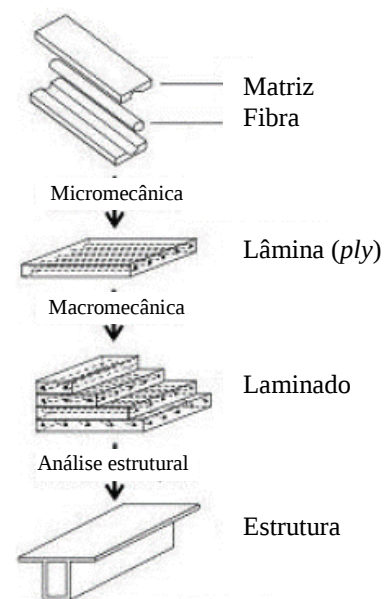


Figura 9 – Configurações estruturais de compósitos



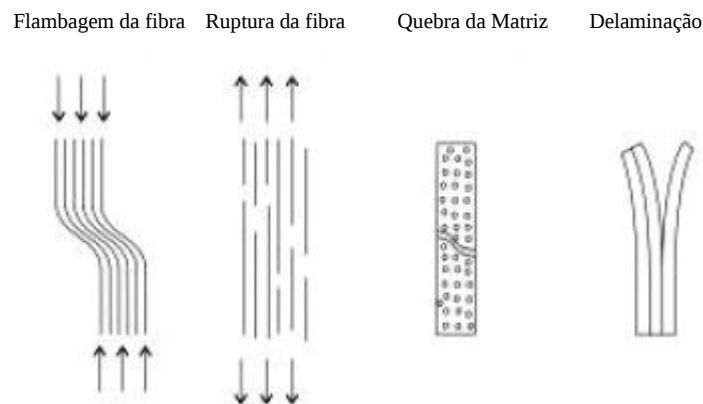
Fonte – KOLLAR e SPRINGER (2003) – tradução livre

Compósitos laminados, que são os mais comuns no mercado, são formados por lâminas com fibras unidirecionais (*ply*) que depois são sobrepostas, podendo seguir sempre a mesma direção ou intercalando laminas com fibras orientadas distintamente. A orientação das fibras dita as direções nas quais os materiais são mais resistentes aos esforços mecânicos e, portanto, distribuir as fibras em direções diferentes faz com que o material seja mais próximo de isotrópico.

3.3 Critérios de Falha em matérias compósitos

A falha em compósitos reforçados por fibra ocorre sobretudo sob a forma de quatro fatores: flambagem das fibras, rupturas das fibras, ruptura da matriz e delaminação; além da combinação desses eventos, como ilustrado na Figura 10.

Figura 10 - principais modos de falha em compósitos de fibra reforçada



Fonte – KOLLAR e SPRINGER (2003) – tradução livre

Embora muitas teorias mais específicas à forma da estrutura de compósito tenham sido apresentadas, ainda a maneira mais comum de associar um critério de falha ao material é calculando a falha de uma lâmina (*first ply failure*). Há, sobretudo, três critérios de falhas associados aos materiais compósitos: quadrático, tensão máxima e deformação máxima. É importante ressaltar que esses métodos são aproximações para uma vasta gama de materiais e configurações de fibra, bem como não preveem os diferentes tipos de falha nem consideram o arranjo das lâminas. Os dados utilizados para os cálculos de esforços são, por vezes, difíceis de obter, sendo essa outra crítica ao uso desses métodos. Entretanto, o estado da arte em compósitos ainda é bastante baseado nesses métodos clássicos, sobretudo no primeiro deles.

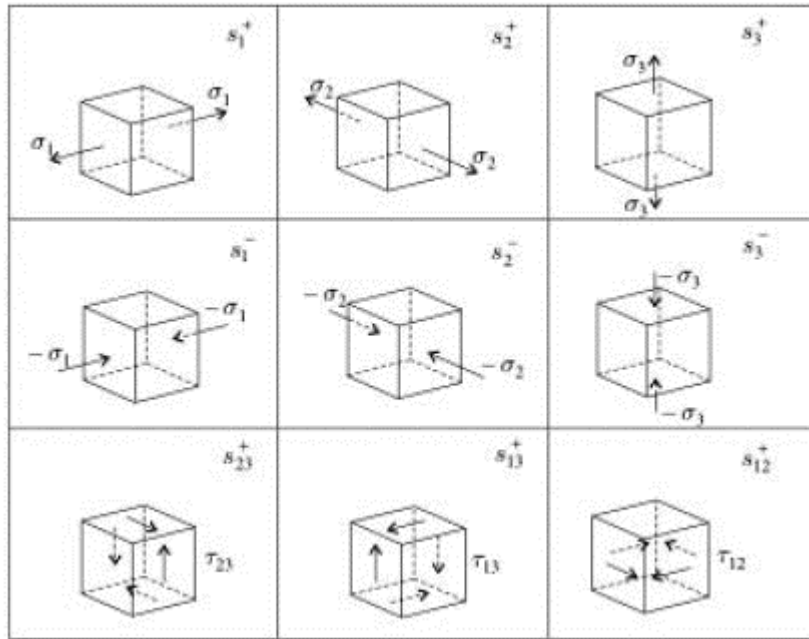
O critério quadrático, também conhecido por Tsai-Wu ou Tsai-Hill, consiste em uma inequação com soma de termos quadráticos e lineares. Quando satisfeita, a inequação representa que não ocorre falha. A fórmula geral do critério nas coordenadas x_1 , x_2 e x_3 é:

$$\begin{aligned}
& F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + F_3\sigma_3 + F_4\tau_{23} + F_5\tau_{13} + F_6\tau_{12} + F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{33}\sigma_3^2 + F_{44}\tau_{23}^2 + F_{55}\tau_{13}^2 \\
& + F_{66}\tau_{12}^2 \\
& + 2\{F_{12}\sigma_1\sigma_2 + F_{13}\sigma_1\sigma_3 + F_{14}\sigma_1\tau_{23} + F_{15}\sigma_1\tau_{13} + F_{16}\sigma_1\tau_{12} + F_{23}\sigma_2\sigma_3 \\
& + F_{24}\sigma_2\tau_{23} + F_{25}\sigma_2\tau_{13} + F_{26}\sigma_2\tau_{12} + F_{34}\sigma_3\tau_{23} + F_{35}\sigma_3\tau_{13} + F_{36}\sigma_3\tau_{12} \\
& + F_{45}\tau_{23}\tau_{13} + F_{46}\tau_{23}\tau_{12} + F_{56}\tau_{12}\tau_{13}\} \leq 1
\end{aligned}$$

Onde σ_i e τ_{ij} são as componentes de tensão e F_{ij} , os parâmetros de resistência do material em cada direção. Esses últimos dependem de testes dedicados para serem obtidos, sendo que materiais anisotrópicos e monocínicos demandam 27 e 17 tipos diferentes de ensaio, respectivamente. Para materiais ortotrópicos, o critério pode ser simplificado ao ponto de:

$$\begin{aligned}
& F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + F_3\sigma_3 + F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{33}\sigma_3^2 + F_{44}\tau_{23}^2 + F_{55}\tau_{13}^2 + F_{66}\tau_{12}^2 + 2\{F_{12}\sigma_1\sigma_2 \\
& + F_{13}\sigma_1\sigma_3 + F_{23}\sigma_2\sigma_3\} \leq 1
\end{aligned}$$

Figura 11- direções de teste para determinar F_{ij}



Fonte – KOLLAR e SPRINGER (2003)

Os testes para obter as propriedades de resistência em cada direção são realizados da seguinte forma:

Os valores de F são obtidos por duas formas, dependendo da notação no critério de Tsai-Wu. Podendo derivar-se como $F_1 = \frac{1}{s_1^+} - \frac{1}{s_1^-}$ ou $F_{11} = \frac{1}{s_1^+ s_1^-}$ e assim por diante.

Se considerarmos o compósito isotrópico, pode-se realizar mais simplificações, a ponto de se obter uma forma bastante simples para o uso. Em contrapartida, é bastante incomum materiais compósitos totalmente isotrópicos, sobretudo por conta do processo de laminação, que consiste na adição de propriedades bidimensionalmente constantes, mas que são formadas por lâminas discretas. No entanto, os compósitos mais modernos tem apresentado características cada vez mais próximas da isotropia. Diz-se isotrópico um material com infinitos planos de simetria, onde sempre ocorrem propriedades mecânicas constantes, independente das direções. Consequentemente, pode-se dizer que todos os parâmetros de resistência no critério de Tsai-Wu são intercambiáveis pelos correspondentes em outras dimensões. Sendo assim, tem-se:

$$F_1(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) + F_{11}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) + 2\{F_{11} - F_{12}\}\{\tau_{23}^2 + \tau_{12}^2 + \tau_{13}^2\} + 2F_{12}\{\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3\} \leq 1$$

Sendo $F_1 = F_2 = F_3$; $F_{11} = F_{22} = F_{33}$ etc. Assumindo-se, ainda, que a resistência à compressão e à tensão são iguais, tem-se $F_1 = 0$. Ainda, pode-se aproximar a interação dos componentes de resistência (como observado por Tsai e Hahn) de forma que $F_{12} = -\frac{1}{2}\sqrt{F_{11}F_{22}} = -\frac{1}{2}F_{11}$. Aplicando-se essas alterações e a definição do fator F , tem-se:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3) + 3(\tau_{23}^2 + \tau_{12}^2 + \tau_{13}^2)} < s_1^+$$

Essa fórmula corresponde ao critério de von Mises para coordenadas nas direções principais. Utilizando a dedução em Dowling (2012), pode-se escrever a forma cartesiana do critério como:

$$\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} < \sigma_{eq}$$

4. ANÁLISE DO ALIMENTADOR

4.1 Acionamento eletromecânico

Para a análise de forças nas molas do alimentador, é necessário compreender como que o sistema é alimentado eletricamente e, também, como isso se transforma em energia mecânica. Essa conversão, é responsabilidade de uma bobina (Figura 12), alocada na base de ferro fundido do alimentador, que movimenta a parte de cima (conectada à base pelos feixes de mola) por atração do campo eletromagnético variável.

Figura 12 - bobina do alimentador

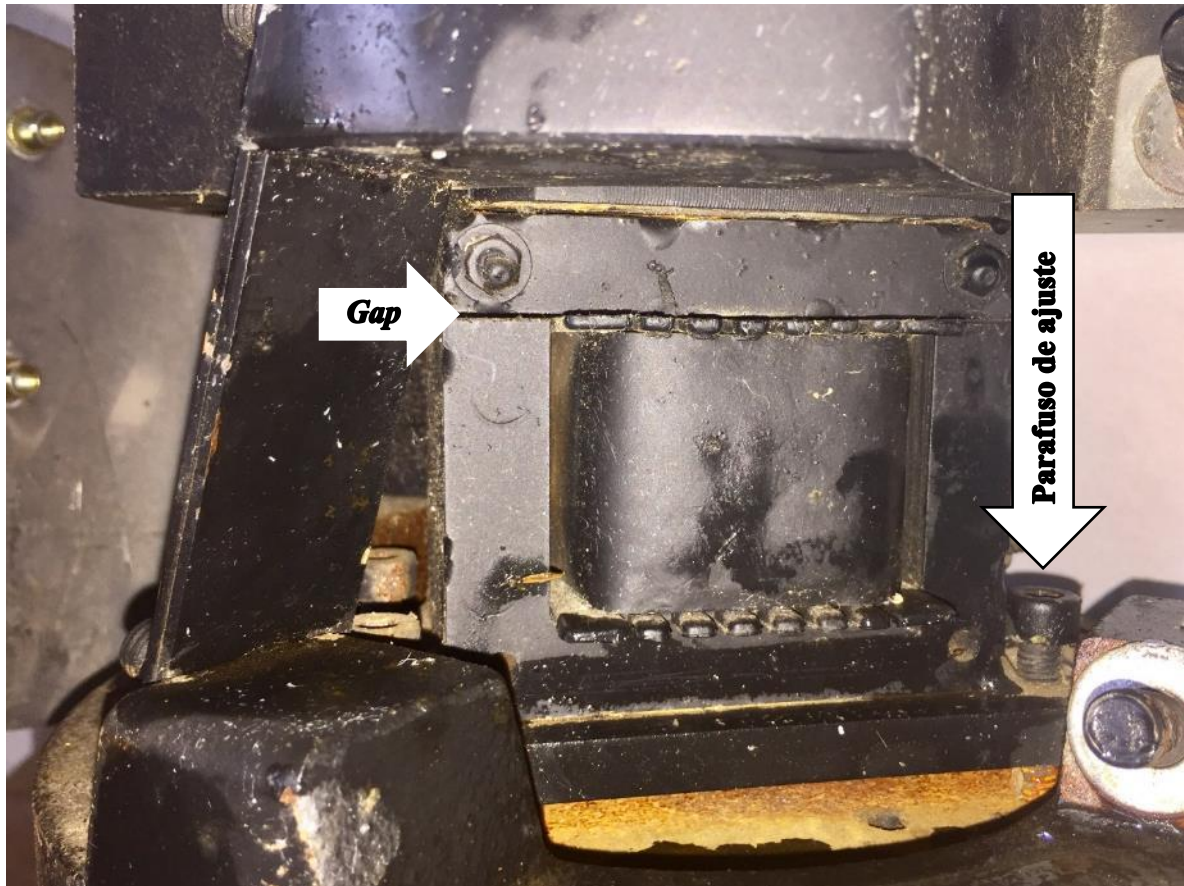


Fonte – Próprio autor (2017)

Um detalhe importante dessa estrutura é que se pode regular, por ajuste de alguns parafusos, o *gap* de ar presente entre essas partes. É comum regular essa dimensão entre 0,6 e 1 mm. O *gap* é um elemento que, na prática, é regulado sensorialmente, sem medições precisas ou valores ideais

e é um recurso para aumentar ou diminuir a proximidade para parte superior do alimentador, do campo eletromagnético gerado pela bobina. Na Figura 13, é possível ver em detalhe uma pequena distância entre a bobina e o corpo ferromagnético conectado à parte superior.

Figura 13 - Detalhamento do gap e do parafuso de ajuste

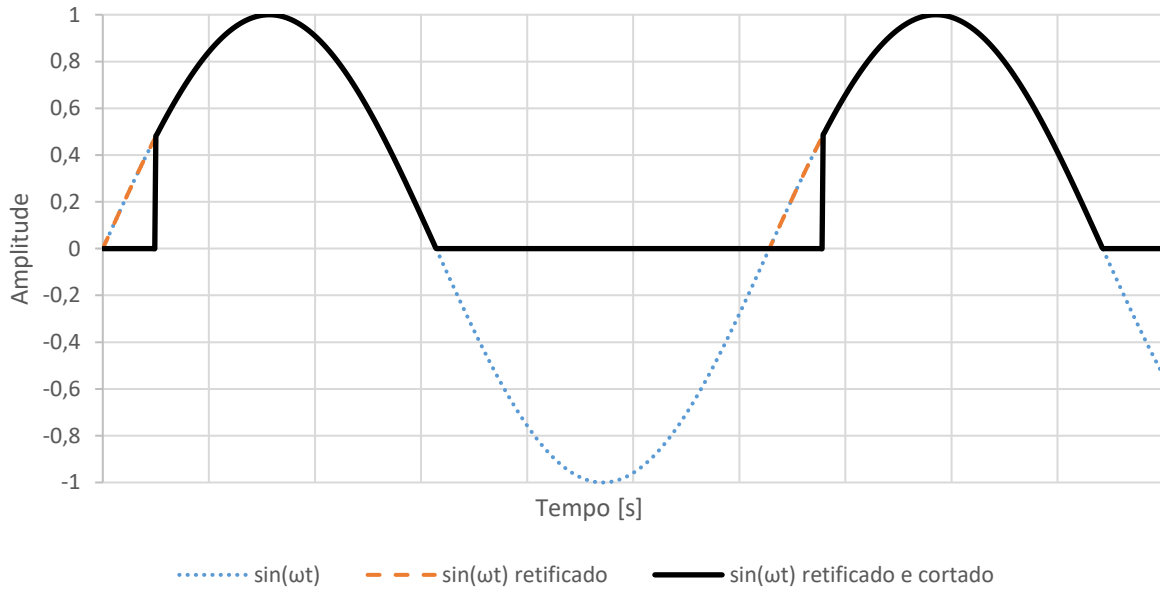


Fonte – Próprio autor (2017)

A parte eletromecânica é alimentada por corrente alternada (no caso do alimentador estudado, monofásico 220V) e que passa por retificação de sinal através de um tiristor SCR (*Silicon-Controlled Rectifier*), que é um elemento eletrônico, com funcionamento semelhante ao diodo, mas que só permite a condução de corrente quando aplicado um sinal adequado ao seu terminal. Dessa maneira, pode-se utilizar do mecanismo de disparo para cortar a senoide de forma a controlar o intervalo de tempo ao qual se deseja submeter a bobina à tensão e, portanto, limitar a energia aplicada no sistema.

Um experimento de variação desse gatilho, experimentalmente e analiticamente, foi feito em Felizola, Soares, Gonçalves e Prado (2013), de forma que as variações de deslocamento da parte superior do alimentador foram medidas em função do tempo do disparo do tiristor, medido em milissegundos. Essa conversão é replicável se a frequência da rede for constante nos diferentes experimentos (no Brasil utiliza-se frequência de 60 Hz, enquanto outros países utilizam 50 Hz). A Figura 14 mostra a tensão em função do tempo com as modificações supracitadas.

Figura 14- Perfil da alimentação elétrica da bobina



Fonte – Próprio autor (2017)

É possível entender melhor a influência do tempo de disparo do tiristor com uma simples abordagem teórica. Sendo a tensão aplicada em função do tempo dada pela equação abaixo, onde $V_{\max}$ é o pico de tensão aplicado e ω é a frequência da rede em radianos por segundo [rad/s]:

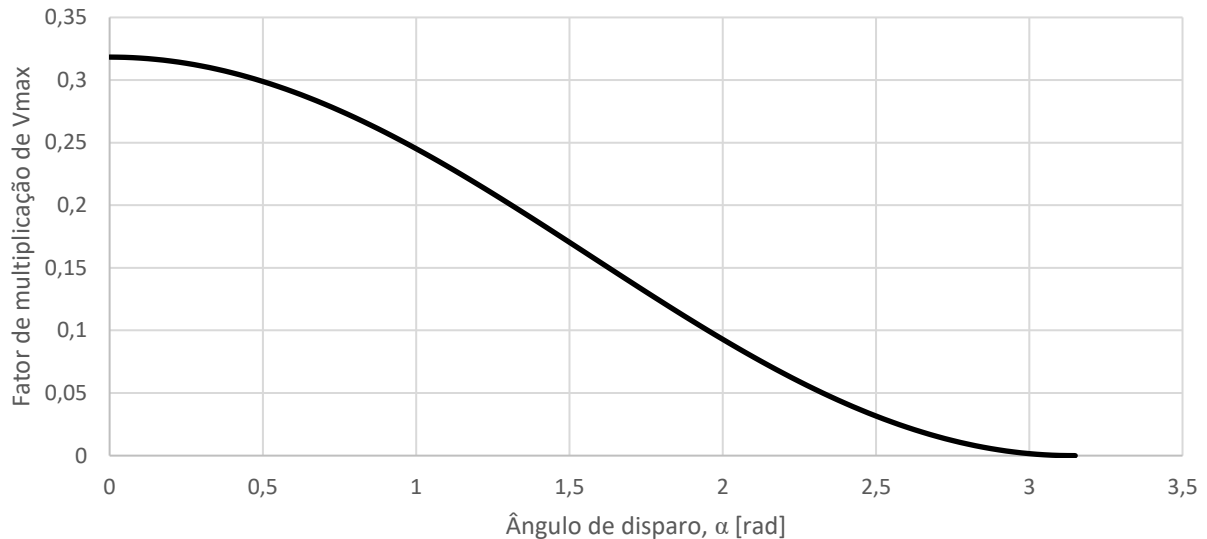
$$V(t) = V_{\max} \cdot \sin(\omega t)$$

Considerando um tempo de disparo α (em radianos, à princípio), pode-se dizer que o valor médio da tensão aplicada nas bobinas ($V_{\text{med},\text{bob}}$) é:

$$V_{\text{med},\text{bob}} = \frac{1}{T} \int_{\alpha}^{\pi} V_{\max} \cdot \sin(\omega t) dt = \frac{V_{\max}}{2\pi} (1 + \cos(\alpha))$$

Pelo valor calculado pela integral acima, pode-se perceber que o tempo de disparo do tiristor influencia diretamente na tensão média aplicada na bobina, sendo que, como α varia entre 0 e π (meia senóide), aumentar o tempo de disparo, reduz a tensão média aplicada na bobina, resultando em um campo eletromagnético menos intenso e, portanto, menor deslocamento da parte superior do alimentador.

Figura 15- Tensão média em função do tempo de disparo



Fonte – Próprio autor (2017)

Esse mecanismo de tempo de disparo é utilizado pelo operador como recurso de regulação da intensidade de vibração. Os alimentadores industriais têm controladores que permitem essa regulação por meio de potenciômetro (há alguns, para aplicações mais delicadas, que contam com potenciômetros de diferentes sensibilidades, a fim de proporcionar ajuste mais fino dessa intensidade). Na prática, não é possível definir um valor ideal ou até mesmo garantir que o alimentador permaneça num regime constante, já que os operadores da linha de montagem podem alterar o tempo de disparo do tiristor esporadicamente, quando ocorre despejo de peças na panela. Um exemplo de controlador utilizado no alimentador estudado está na Figura 16.

Os estudos apontados em Felizola, Soares, Gonçalves e Prado (2013) mostram que o deslocamento para um alimentador pequeno, de porte semelhante ao analisado aqui, varia entre 0,02 e 0,86 mm RMS, sendo que os ângulos de atraso para esses valores foram de 160° e 1° . As premissas da simulação por elementos finitos desse sistema foram adotadas como o tempo mínimo

de *firing* do tiristor, aproximando o forçamento por um sinal retificado (meia senoide), mas sem corte. Essa situação representaria o potenciômetro do controlador em seu valor máximo.

Figura 16 – exemplo de controlador de alimentador. O potenciômetro regula o ângulo de disparo do tiristor.



Fonte – Próprio autor (2017)

Ocorre clara limitação nos cálculos de vida nesse caso, pois não é possível prever num caso de aplicação industrial de alimentador, qual vai ser a carga exata de peças na panela, a distribuição delas (influencia no momento de inércia da panela), o *gap* de ar entre a bobina e a parte superior do alimentador (pode ser regulada por parafusos) e o ângulo de disparo do tiristor. Dessa maneira, decidiu-se aproximar uma força no sistema que gere o deslocamento vertical próximo do real, como calculado por Felizola, Soares, Gonçalves e Prado (2013). Essa força, que seria resultante da imersão do corpo ferromagnético acoplada ao topo do alimentador no campo eletromagnético gerado pela bobina, assumiria a forma de um seno retificado.

É bastante comum alterar a frequência de alimentação da bobina eletronicamente, a fim de aproximar a frequência de excitação do sistema de sua frequência natural de vibração, o que pode tornar a amplitude de deslocamento superior com menor energia aplicada. Com auxílio do ANSYS, é possível analisar o espectro da resposta em frequência do sistema. Seguindo procedimento análogo ao executado em Shelot, Singh, Dhanke e Jamadar (2014), pode-se aferir as frequências onde a resposta do alimentador é ampliada. Ainda existe a presença dos pés de borracha, que fornecem amortecimento ao sistema, e podem alterar as frequências de ressonância. Mas, de acordo com Shelot, Singh, Dhanke e Jamadar (2014), o método implementado no ANSYS demonstrou

resultados bastante condizentes com os experimentais. Dessa maneira, mais adiante são apresentados esses resultados.

4.2 Dinâmica dos alimentadores

É interessante, para conhecer as frequências e modos de vibração de um alimentador, estudar a dinâmica do sistema. Apesar de ser um aparelho composto por diversas partes, pode-se equacionar com certa simplicidade um modelo dinâmico para elencar os parâmetros que influenciam na resposta em frequência desse aparelho. Duas abordagens, feitas em Mucchi, Di Gregorio e Dalpaiz (2012) e Silversides, Dai e Seneviate (2016), basearam a análise seguinte. O intuito dessa seção é reconhecer como os parâmetros físicos que compõem os elementos do alimentador influenciam nas equações que regem esse sistema. É importante frisar que o desenvolvimento a seguir é baseado na forma construtiva do alimentador analisado especificamente.

Dessa maneira, pode-se começar pelas molas, que são o objetivo desse estudo. Assumindo-as com comprimento L e com angulação horizontal $\varphi_{\text{mola,horizontal}}$ (φ_{mh}), todas as molas movimentando-se simetricamente (mesmo deslocamento para os quatro pontos finais dos feixes). O ângulo φ_{mh} pode ser visualizado na Figura 17.

Assumindo-se pequenos deslocamentos, o que, nesse caso específico, é bastante plausível, pode-se dizer que a rotação infinitesimal da parte superior do alimentador ($\Delta\theta$) e, com as molas posicionadas a uma distância radial ρ do centro da base, fornecem deslocamento ao longo do arco $\rho\Delta\theta$. Ocorre redução do raio ρ com a deformação das molas, de forma a $\rho' = \rho/\cos(\theta)$. Sendo uma variação muito pequena no ângulo, pode-se dizer que $\lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \cos(\Delta\theta) = 1$ e, portanto, $(\rho - \rho') \rightarrow 0$.

As molas são montadas, também, com angulações na base e no topo do alimentador (Figura 18), que serão chamados de $\varphi_{\text{mola,base}}$ e $\varphi_{\text{mola,topo}}$, respectivamente. Esse ângulo seria nulo se as molas fossem colineares com o raio do alimentador. Os desvios de geometria, então, orientam esses ângulos.

É importante, também, assumir que o alimentador é balanceado dinamicamente em torno do eixo z , que passa verticalmente no eixo de rotação do sistema. Apesar de não parecer verossímil,

Figura 17 - ilustração do ângulo $\varphi_{mola,topo}$ Figura 18- ilustração do ângulo φ_{mh} 

Fonte – Próprio autor (2017)

pois o alimentador é construído de forma cilíndrica e algumas partes de massa bastante significativa serem construídas de forma retangular (bobina e entreferro) e a panela não ser exatamente simétrica, alguns alimentadores recebem massas distribuídas nas suas laterais para compensar essas assimetrias e garantir um melhor balanço dinâmico. O sistema coordenado adotado é com o plano xy apoiando o alimentador e o eixo z atravessando no eixo de simetria, verticalmente

As molas exercem forças axial (f_a) e devido à flexão (f_f). A força eletromagnética é dada por f_e e as forças dos pés de borracha são dadas por $f_{borr,z}$ e $f_{borr,t}$, sendo as componentes vertical e tangencial. A força eletromagnética, no caso desse alimentador, ocorre em z, diferente dos casos apresentados em Mucchi, Di Gregorio e Dalpaiz (2012) e Silversides, Dai e Seneviate (2016). Ocorrem também forças relacionadas às massas da base e do topo, $m_b g$ e $m_t g$. A decomposição das forças num sistema cartesiano xyz, de forma a torna-las ortogonais é dado por:

Na base do alimentador:

$$f_{ab} = \begin{bmatrix} f_a \cdot \cos(\varphi_{mh}) \cdot \sin(\varphi_{mb}) \\ -f_a \cdot \cos(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mb}) \\ -f_a \cdot \sin(\varphi_{mh}) \end{bmatrix}; f_{fb} = \begin{bmatrix} -f_f \cdot \sin(\varphi_{mh}) \cdot \sin(\varphi_{mb}) \\ f_f \cdot \sin(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mb}) \\ -f_f \cdot \cos(\varphi_{mh}) \end{bmatrix}; f_{eb} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -f_e \end{bmatrix} \quad (1)$$

De maneira análoga, para o suporte da panela:

$$f_{ab} = \begin{bmatrix} f_a \cdot \cos(\varphi_{mh}) \cdot \sin(\varphi_{mt}) \\ f_a \cdot \cos(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mt}) \\ f_a \cdot \sin(\varphi_{mh}) \end{bmatrix}; f_{fb} = \begin{bmatrix} -f_f \cdot \sin(\varphi_{mh}) \cdot \sin(\varphi_{mt}) \\ -f_f \cdot \sin(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mt}) \\ f_f \cdot \cos(\varphi_{mh}) \end{bmatrix}; f_{eb} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_e \end{bmatrix} \quad (2)$$

Com essas forças e utilizando a segunda lei de Newton, pode-se produzir as equações para a base e para o suporte da panela:

$$m_b \ddot{z}_b = (-4f_a \cdot \sin(\varphi_{mh}) - 4f_f \cdot \cos(\varphi_{mh}) - f_e + 3f_{borr,z} - m_b g) \hat{k} \quad (3)$$

$$m_t \ddot{z}_t = (4f_a \cdot \sin(\varphi_{mh}) + 4f_f \cdot \cos(\varphi_{mh}) + f_e - m_p g) \hat{k} \quad (4)$$

Os coeficientes 4 e 3 se devem ao número de feixes de mola e pés de borracha, respectivamente, já que a força tinha sido calculada para um único elemento. Utilizando os momentos de rotação, pode-se calcular as equações:

$$J_b \ddot{\theta}_b = (-4 \cdot \rho \cdot f_a \cdot \cos(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mb}) + 4 \cdot \rho \cdot f_f \cdot \sin(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mb}) + 3f_{borr,t} \cdot \rho_{borr}) \hat{k} \quad (5)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t = (4 \cdot \rho \cdot f_a \cdot \cos(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mt}) - 4 \cdot \rho \cdot f_f \cdot \sin(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mt})) \hat{k} \quad (6)$$

Sendo que J são os momentos de inércia, $\ddot{\theta}$ as acelerações angulares em torno de z e $\ddot{z}$ a aceleração ao longo de z . Os índices b e t correspondem à base e ao topo do alimentador, respectivamente.

Atribui-se a deformação δ à mola, de forma que essa deformação é positiva quando aumenta a energia potencial de mola. Com a deformação sendo perpendicular ao perfil da mola, há necessidade de projetar essa deformação na horizontal, sendo que a componente é dada por $\delta \sin(\varphi_{mh})$ e a vertical, $\delta \cos(\varphi_{mh})$. Essa deformação está orientada positivamente a fim de “esticar” o alimentador (aumentar a distância entre topo e base).

Ainda pode-se analisar mais um movimento do alimentador, adotando que as rotações somadas sejam nulas, caso contrário o equipamento se movimenta pela fábrica. O primeiro termo se dá pelo giro de ambas as partes o que a base se move, somado a ele está a deformação das molas

(aceleração adicional do topo do alimentador em relação à base). Isso deve se igualar ao quanto os pés de borracha se deformam. Portanto:

$$(J_b + J_t)\ddot{\theta}_b - J_t \cdot \ddot{\delta} \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} = 3f_{borr,t} \cdot \rho_{borr} \quad (7)$$

Ainda é possível, de forma análoga a 7, obter a equação para o movimento linear vertical:

$$(m_b + m_t)\ddot{z}_b + m_t \cos(\varphi_{mh}) \ddot{\delta} = 3f_{borr,z} - (m_b + m_t)g \quad (8)$$

Multiplicando as equações da base para momentos e forças temos por $-\sin(\varphi_{mh})/\rho \cdot \cos(\varphi_{mh})$ e $\cos(\varphi_{mh})$:

$$m_b \ddot{z}_b = -4f_a \cdot \sin(\varphi_{mh}) \cos(\varphi_{mh}) - 4f_f \cdot \cos^2(\varphi_{mh}) - f_e \cos(\varphi_{mh}) + 3f_{borr,z} \cos(\varphi_{mh}) - m_b g \cos(\varphi_{mh}) \quad (9)$$

$$-J_b \ddot{\theta}_b \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mh})} = 4f_a \cdot \sin(\varphi_{mh}) \cdot \cos(\varphi_{mh}) - 4f_f \cdot \sin^2(\varphi_{mh}) - 3f_{borr,t} \cdot \frac{\sin(\varphi_{mh}) \rho_{borr}}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mh})} \quad (10)$$

Somando-se 9 e 10 e aplicando identidade trigonométrica, temos:

$$m_b \ddot{z}_b \cos(\varphi_{mh}) - J_b \ddot{\theta}_b \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mh})} = -4f_f - 3f_{borr,t} \frac{\rho_{borr} \cdot \sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mh})} + 3 \cos(\varphi_{mh}) \cdot f_{borr,z} - m_b g \cdot \cos(\varphi_{mh}) - f_e \cos(\varphi_{mh}) \quad (11)$$

Pode-se, ainda, substituir 12 e 13 em 11:

$$3 \cos(\varphi_{mh}) \cdot f_{borr,z} = \cos(\varphi_{mh}) \cdot \{(m_b + m_t)\ddot{z}_b + m_t \cos(\varphi_{mh}) \ddot{\delta} + (m_b + m_t)g\} \quad (12)$$

$$\left((J_b + J_t)\ddot{\theta}_b - J_t \cdot \ddot{\delta} \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} \right) \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} = 3f_{borr,t} \cdot \rho_{borr} \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} \quad (13)$$

De forma a obter:

$$m_b \ddot{z}_b \cos(\varphi_{mh}) - J_b \ddot{\theta}_b \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mb})} = -4f_f - \left((J_b + J_t) \ddot{\theta}_b \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} - J_t \cdot \ddot{\delta} \frac{\sin^2(\varphi_{mh})}{\rho^2 \cdot \cos^2(\varphi_{mt})} \right) + (m_b \ddot{z}_b \cos(\varphi_{mh}) + m_t \ddot{z}_b \cos(\varphi_{mh}) + m_t \cos^2(\varphi_{mh}) \ddot{\delta} + (m_b + m_t)g \cdot \cos(\varphi_{mh}) - m_b g \cdot \cos(\varphi_{mh}) - f_e \cos(\varphi_{mh})) \quad (14)$$

Rearranjando:

$$(J_t) \ddot{\theta}_b \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} - J_t \cdot \ddot{\delta} \frac{\sin^2(\varphi_{mh})}{\rho^2 \cdot \cos^2(\varphi_{mt})} - m_t \ddot{z}_b \cos(\varphi_{mh}) - m_t \cos^2(\varphi_{mh}) \ddot{\delta} = -4f_f + m_t g \cdot \cos(\varphi_{mh}) - f_e \cos(\varphi_{mh}) \quad (15)$$

De acordo com Silversides, Dai e Seneviate (2016) e Rao (2005), as forças internas nos componentes de mola e pé de borracha, apresentam amortecimento por histerese (amortecimento interno) e podem ser aproximados por sistemas de mola-amortecedor ideais, já que não ocorre dependência da frequência de vibração, mas de sua amplitude e velocidade. Decidiu-se, portanto, adotar amortecimento viscoso como uma aproximação para as forças internas, de forma a transformá-las em forças de mola e amortecedor ideais.

Essa alteração significa substituir forças por equações do tipo

$$f_i = -k_i x_i - c_i \dot{x}_i$$

Tem-se, substituindo essas propriedades:

$$m_t \ddot{\delta} \cdot \cos^2(\varphi_{mh}) + m_b \ddot{z}_b \cdot \cos(\varphi_{mh}) + J_t \frac{\ddot{\delta} \sin^2(\varphi_{mh})}{\rho^2 \cdot \cos^2(\varphi_{mt})} - J_t \frac{\ddot{\theta}_b \sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} + 4c_f \dot{\delta} + 4k_f \delta + m_t g \cos(\varphi_{mh}) = f_e \cos(\varphi_{mh}) \quad (16)$$

Assumindo um sistema do tipo:

$$\mathbf{M} \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta}_b \\ \ddot{\delta} \end{bmatrix} + \mathbf{C} \begin{bmatrix} \dot{z}_b \\ \dot{\theta}_b \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} + \mathbf{K} \begin{bmatrix} z_b \\ \theta_b \\ \delta \end{bmatrix} = \mathbf{F} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f \end{bmatrix}$$

Sendo que as matrizes M, B e K do alimentador são:

$$M = \begin{bmatrix} (m_b + m_t) & 0 & m_t \cos(\varphi_{mh}) \\ 0 & (J_b + J_t) & -J_t \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mb})} \\ (m_b \cdot \cos(\varphi_{mh})) & -J_b \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mb})} & \left\{ m_t \cos^2(\varphi_{mh}) + J_t \frac{\sin^2(\varphi_{mh})}{\rho^2 \cdot \cos^2(\varphi_{mt})} \right\} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$C = \begin{bmatrix} 3c_{borr,z} & 0 & 0 \\ 0 & 3c_{borr,t} \cdot \rho^2_{borr} & 0 \\ 0 & 0 & 4c_f \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$K = \begin{bmatrix} 3k_{borr,z} & 0 & 0 \\ 0 & 3k_{borr,t} \cdot \rho^2_{borr} & 0 \\ 0 & 0 & 4k_f \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_e \cos(\varphi_{mh}) \end{bmatrix} \quad (20)$$

Pode-se verificar essas equações por Lagrange, também, como é indicado por Rao (2005). Essa abordagem é baseada no balanço de energias, sem que se calcule forças internas, como foi o caso de f_a .

A equação de Lagrange é dada por:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right) + \left(\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} \right) + \left(\frac{\partial V}{\partial q_i} \right) = F_i$$

Onde T é a energia cinética total, V é a energia potencial e R é a energia dissipada pelo amortecimento. As forças são dadas por F. O subscrito i denota as diferentes coordenadas do sistema, que podem ser quaisquer adotadas.

A energia cinética, T, do alimentador é dada por:

$$T = \frac{1}{2} m_b \dot{z}_b^2 + \frac{1}{2} J_b \dot{\theta}_b^2 + \frac{1}{2} m_t (\dot{z}_b + \dot{\delta} \cos(\varphi_{mh}))^2 + \frac{1}{2} J_t \left(\dot{\theta}_b - \frac{\dot{\delta} \sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} \right)^2 \quad (21)$$

Derivando nas coordenadas adotadas pelo método anterior, temos:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_b} \right) = \ddot{z}_b (m_b + m_t) + m_t \ddot{\delta} \cos(\varphi_{mh}) \quad (22)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_b} \right) = \ddot{\theta} (J_b + J_t) - J_t \frac{\ddot{\delta} \sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} \quad (23)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) = m_t \ddot{\delta} \cdot \cos^2(\varphi_{mh}) + m_t \ddot{z}_b \cdot \cos(\varphi_{mh}) + J_t \frac{\ddot{\delta} \sin^2(\varphi_{mh})}{\rho^2 \cdot \cos^2(\varphi_{mt})} - J_t \frac{\ddot{\theta}_b \sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} \quad (24)$$

As parcelas $\frac{\partial T}{\partial q_i}$ são nulas para as três coordenadas.

A energia potencial pode ser descrita por:

$$V = \frac{1}{2} 4k_f \delta^2 + \frac{1}{2} 3k_{borr,t} (\theta_b \rho_{borr})^2 + \frac{1}{2} 3k_{borr,z} \cdot z_b^2 + m_b z_b g + m_t g (z_b + \delta \cos(\varphi_{mh})) \quad (25)$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial z_b} \right) = 3k_{borr,z} \cdot z_b + g(m_b + m_t) \quad (26)$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial \theta_b} \right) = 3k_{borr,t} (\theta_b \rho_{borr}^2) \quad (27)$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial \delta} \right) = 4k_f \delta + m_t g \cos(\varphi_{mh}) \quad (28)$$

O último termo, relativo às perdas no amortecimento, pode ser dado pela equação:

$$R = \frac{1}{2} [3c_{borr,z} \dot{z}_b^2 + 3c_{borr,t} \dot{\theta}_b^2 \rho_{borr}^2 + 4c_f \dot{\delta}^2] \quad (29)$$

As derivadas parciais desses termos são, portanto:

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{z}_b} = 3\dot{z}_b \cdot c_{borr,z} ; \frac{\partial R}{\partial \dot{\theta}_b} = 3c_{borr,t} \dot{\theta}_b \rho_{borr}^2 ; \frac{\partial R}{\partial \dot{\delta}} = 4c_f \dot{\delta} \quad (30)$$

As forças que ocorrem em z se anulam (pois ocorre um par ação-reação dentro do aparelho) e as forças gravitacionais serão desprezadas no modelo:

$$F_{zb} = f_e - f_e + g((m_b + m_t)) \quad (31)$$

Ocorre, portanto, força em δ que, analogamente ao método Newtoniano será:

$$F_\delta = f_e \cos(\varphi_{mh}) \quad (32)$$

Montando as equações de Lagrange para as três coordenadas, podemos obter as equações:

$$\ddot{z}_b(m_b + m_t) + m_t \ddot{\delta} \cos(\varphi_{mh}) + 3\dot{z}_b \cdot c_{borr,z} + 3k_{borr,z} \cdot z_b + g(m_b + m_t) = 0 \quad (33)$$

$$\ddot{\theta}(J_b + J_t) - J_t \frac{\ddot{\delta} \sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} + 3c_{borr,t} \dot{\theta}_b \rho^2_{borr} + 3k_{borr,t} (\theta_b \rho^2_{borr}) = 0 \quad (34)$$

$$m_t \ddot{\delta} \cdot \cos^2(\varphi_{mh}) + m_t \ddot{z}_b \cdot \cos(\varphi_{mh}) + J_t \frac{\ddot{\delta} \sin^2(\varphi_{mh})}{\rho^2 \cdot \cos^2(\varphi_{mt})} - J_t \frac{\dot{\theta}_b \sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mt})} + 4c_f \dot{\delta} + 4k_f \delta + m_t g \cos(\varphi_{mh}) = f_e \cos(\varphi_{mh}) \quad (35)$$

Com esse sistema de equações, é possível montar as matrizes que descrevem a dinâmica do alimentador. Dessa maneira, temos que as matrizes são:

$$M = \begin{bmatrix} (m_b + m_t) & 0 & m_t \cos(\varphi_{mh}) \\ 0 & (J_b + J_t) & -J_t \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mb})} \\ (m_b \cdot \cos(\varphi_{mh})) & \left\{ -J_b \frac{\sin(\varphi_{mh})}{\rho \cdot \cos(\varphi_{mb})} \right\} & \left\{ m_t \cos^2(\varphi_{mh}) + J_t \frac{\sin^2(\varphi_{mh})}{\rho^2 \cdot \cos^2(\varphi_{mt})} \right\} \end{bmatrix} \quad (36)$$

$$C = \begin{bmatrix} 3c_{borr,z} & 0 & 0 \\ 0 & 3c_{borr,t} \cdot \rho^2_{borr} & 0 \\ 0 & 0 & 4c_f \end{bmatrix} \quad (37)$$

$$K = \begin{bmatrix} 3k_{borr,z} & 0 & 0 \\ 0 & 3k_{borr,t} \cdot \rho^2_{borr} & 0 \\ 0 & 0 & 4k_f \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_e \cos(\varphi_{mh}) \end{bmatrix} \quad (39)$$

Dessa maneira, pode-se verificar que, para o alimentador modelado, é possível calcular as frequências de ressonância por modo de um problema de autovalor (Rao (2005)). Assim, vemos que a elasticidade da borracha é um elemento, além da construção primordial do alimentador, que

pode ajustar as frequências sob as quais é possível aumentar a amplitude e construir sistemas mais eficientes mecanicamente.

4.3 A falha das molas nos alimentadores reais

O principal motivador desse estudo de modelagem dos alimentadores vibratórios foi a constante falha das molas nos equipamentos instalados na indústria. Apesar de sua simples manutenção, esse tipo de problema causa interrupção da produção de uma certa linha automatizada o que pode, inclusive, acarretar multas financeiras, como ocorre na indústria automobilística, à empresa responsável pela operação do equipamento. Dessa forma, é necessário verificar o caso real de falha de molas e seu principal motivo, para que o modelo desenvolvido no ANSYS seja verossímil.

A ruptura das chapas que formam as molas ocorre sobretudo na porção que está na beira do apoio da base da panela, apresentando um esforço de rasgamento e, portanto, criando trincas na porção lateral dessas chapas. Verificando peças que quebraram durante serviço, pode-se verificar que a trinca se inicia na lateral da chapa e vai se ampliando até que ocorra redução de área suficiente para a ruptura. Ainda é possível verificar que o corte da chapa é bastante linear, sobretudo devido ao contato da chapa com o suporte da panela, mantendo o esforço aplicado à chapa sempre na mesma direção, como pode-se verificar na Figura 19.

É interessante, também, verificar a seção do corte, pois ela fornece informações sobre o histórico da ampliação da trinca. Na Figura 20, pode-se verificar que as trincas surgem lateralmente e se ampliam até atingir a seção transversal crítica para o carregamento e consequente falha.

Figura 19- molas de alimentadores quebradas



Figura 20 - seção da falha nas molas



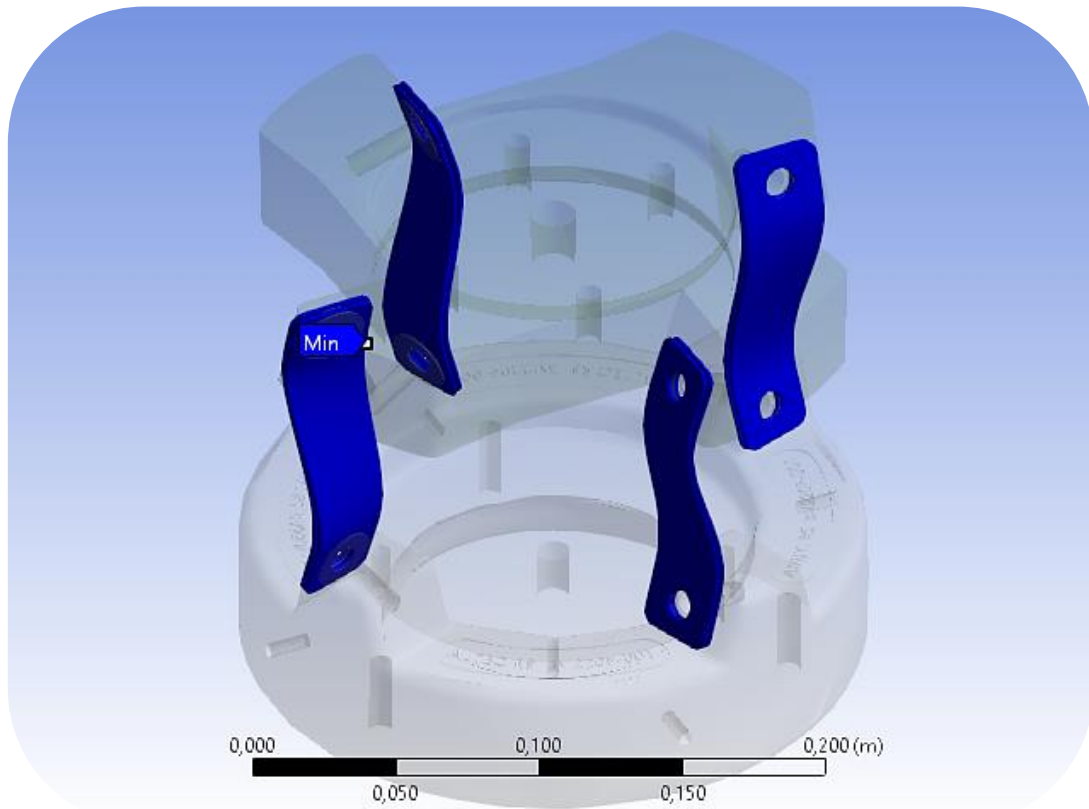
Fonte – Próprio autor (2017)

Para detectar o surgimento da trinca no modelo do ANSYS, utilizou-se o módulo *Stactic Structural* com adição do módulo de fadiga. Foi adicionado um carregamento correspondente à excitação eletromagnética e aplicada variação semi-senoidal dessa força. Dessa maneira, pode-se aproximar o perfil de carga dinâmica que o alimentador experimenta durante a operação. Feito isso, utilizou-se a função de cálculo de vida das molas, a princípio pelo método de Goodman e por Soderberg, para localizar o ponto de mínima vida das molas. Modelou-se a tensão aplicada como equivalente de von Mises. Nessa configuração, foi possível obter a distribuição da vida dos elementos ao longo das molas de acordo com a Figura 21. Os pontos em azul representam vida infinita, enquanto os de outra cor simbolizam vida finita. Foi utilizada uma *probe* no ponto de mínima vida para indicar sua localização na peça.

Pode-se verificar melhor o ponto de mínimo na Figura 22, que é uma vista mais aproximada dessa região. Os desenhos das molas (sugerida em compósito e original em aço) estão disponíveis nos anexos deste documento.

O mecanismo de falha, como citado anteriormente, ocorre com a formação de uma trinca inicial no ponto de vida mínima indicada na figura 21. Essa trinca forma um concentrador de tensões e, portanto, torna-se um ponto crítico para a estrutura. Com os esforços combinados de tração, torção e flexão das chapas, pode-se verificar um movimento bem próximo a um rasgamento nessa região de mínimo, já que ocorre apoio dessa chapa no suporte da panela.

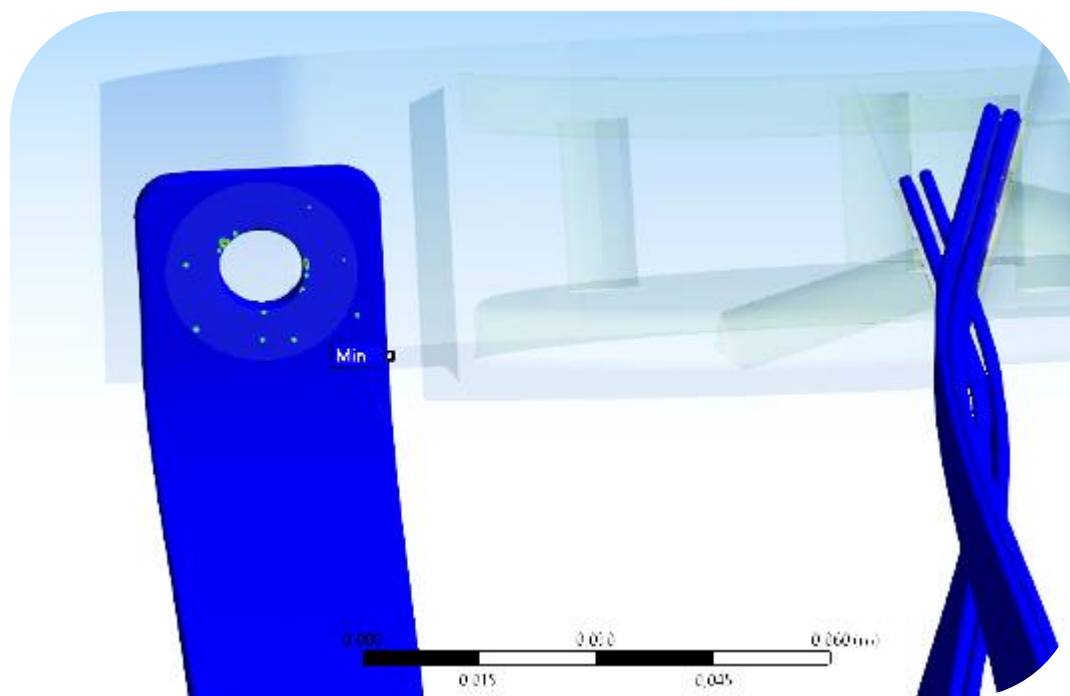
Figura 21- simulação da vida em fadiga das molas no ANSYS



Fonte – Próprio autor (2017)

A trinca, exposta a esse movimento, amplia-se repetidamente após os ciclos de carregamento, até que ocorra redução suficiente de área para que ocorra falha instantânea. Verifica-se, pelas estruturas quebradas, que é bem comum ocorrer trinca análoga na lateral oposta da chapa, de forma às duas se ampliarem em direção ao eixo de simetria da chapa, onde ocorre aproximadamente a ruptura do material. Unindo, portanto, a análise no ANSYS e das amostras que falharam, pode-se dizer que o modelo virtual criado representa bem a realidade.

Figura 22 - Detalhamento do ponto de vida mínima



Fonte – Próprio autor (2017)

5. CONSTRUÇÃO E SIMULAÇÃO DE MODELO VIRTUAL

5.1 Resposta em frequência no ANSYS

Para um estudo de vibrações, é interessante analisar a resposta em frequência do sistema em questão. Essa ferramenta permite analisar como o aparelho estudado reage a diferentes frequências de excitação. No caso do alimentador vibratório, conhecer frequências nas quais as amplitudes de vibração se ampliam é fundamental para projetar equipamentos que, com menos energia, possam fornecer maiores deslocamentos. Como analisada na seção 4.2, é possível modelar analiticamente um alimentador e, com isso, calcular as frequências nas quais as amplitudes de deslocamento são favorecidas (ou não). Entretanto, a modelagem utilizada, embora seja corriqueira nos estudos de vibrações, não representa a realidade do sistema. Construiu-se, analiticamente, um sistema com três graus de liberdade, molas com massas desprezíveis e as forças internas dos elementos flexíveis foram convertidas em forças de mola e amortecedor ideais.

Com essas suposições, a modelagem analítica pode conter muitos desvios da realidade. Para tanto, implementou-se no ANSYS um alimentador com pés de borracha de tamanho comercial. Esse elemento é de fundamental importância no amortecimento das vibrações pelo solo e também é responsável por alterar a resposta em frequência do sistema. Como o alimentador modelado contém diversas peças (nesse modelo foram trinta partes), todas com massas calculáveis, é de se esperar mais graus de liberdade no sistema e, portanto, mais picos de amplitude. De acordo com Mucchi, Di Gregorio e Dalpaiz (2012), as duas primeiras inflexões no espectro de resposta em frequência apresentados são dos pés de borracha, que têm frequências de ressonância inferiores ao sistema mecânico propriamente dito. Dessa forma, interessa-nos a frequência de ressonância mais próxima da frequência da rede (ou de divisões binárias dela, como 30 e 15 Hz), que são medidas possíveis de fornecer ao sistema com bastante simplicidade.

Para implementar o alimentador no ANSYS, (ambiente *harmonic response*) foi utilizado o mesmo modelo usado no resto do projeto, mas com a adição dos pés de borracha. Além disso, foram distribuídas massas equivalentes ao conjunto eletromecânico, que tem volume e densidade consideráveis (núcleo de ferro e enrolamento de cobre). Essas massas somam-se à base e ao suporte da panela, em analogia ao modelo analítico. Com isso, foram utilizadas molas de aço 1060 -como o módulo de elasticidade do aço é aproximadamente constante para suas diversas variações, pode-

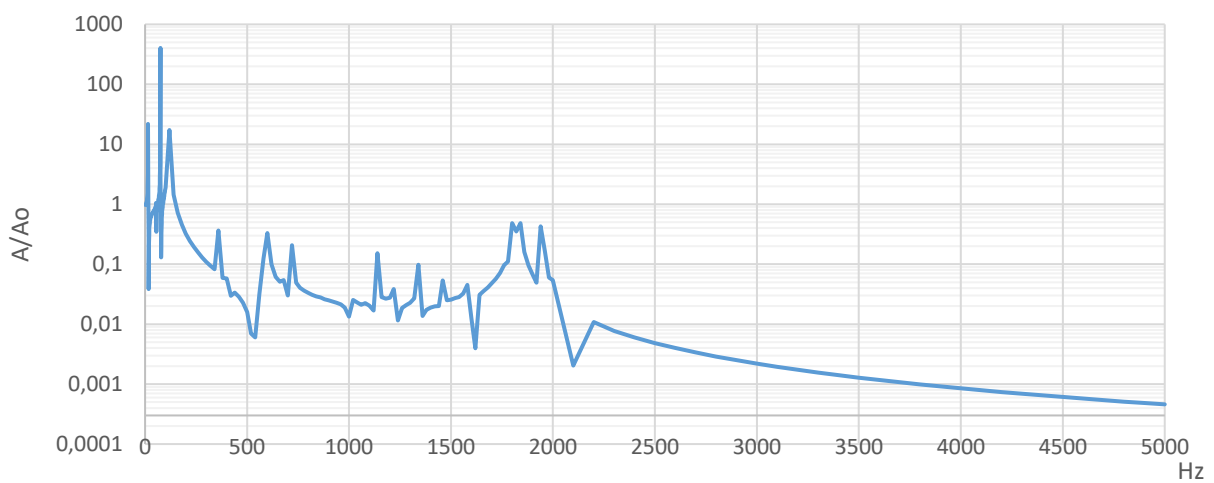
se afirmar que o modelo é válido para qualquer composição de aço – base de ferro fundido cinzento, suporte da panela em alumínio e a panela em aço inox AISI 304. As arruelas são de aço também. Os pés de borracha foram modelados com as propriedades do neoprene comercial fornecidas no *Materials Data Book* da Universidade de Cambridge (2003).

Feito isso, atribui-se condição de suporte fixo à base dos pés de borracha e conexão *bonded* a todas as superfícies. Essa conexão leva em consideração a existência de arruelas separadoras nos feixes de mola e a condição de aperto dos parafusos fixadores sem que haja escorregamento. Os elementos de fixação foram ocultados (parafusos) por conta da substituição por conexões rígidas, já que as forças nos parafusos poderiam variar quando se implementa carga dinâmica no modelo.

O carregamento eletromagnético foi modelado como um par ação-reação no topo e na base do alimentador, com valores iguais a 1000N. Essa força é simbólica e assume-se que o comportamento dos componentes seja linear em variações de forças nessa mesma grandeza. Simulou-se, então, o deslocamento estático da estrutura para se pode normalizar os gráficos e utilizar os valores calculados para qualquer força de ordem semelhante.

Dessa maneira, pode-se obter o gráfico da Figura 23 para valores entre 0 e 5000 Hz. Logicamente, não é possível excitar o sistema a uma frequência alta como o limite superior da simulação, mas decidiu-se prolongar o intervalo para obter um espectro de resposta semelhante aos comuns para sistema vibratórios.

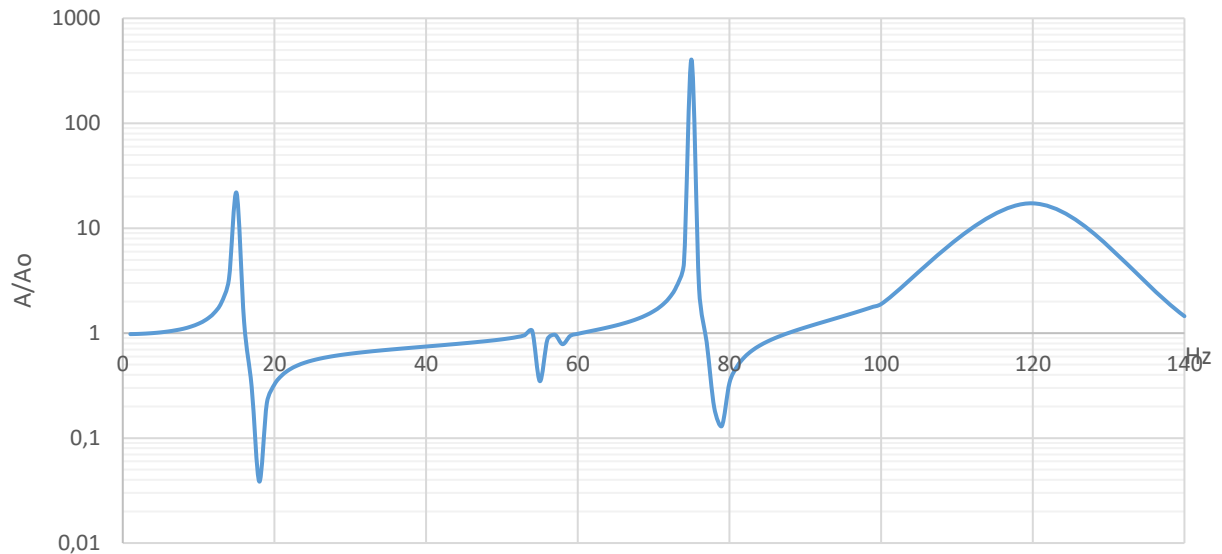
Figura 23 – espectro de resposta em frequência do modelo no ANSYS



Fonte – Próprio autor (2017)

Como as frequências aplicáveis ao sistema apresentam valores mais baixos, tem-se o gráfico de resposta em frequência com limite superior de 140 Hz (Figura 24). Foram feitas simulações variando a frequência unitariamente de 1 Hz ao limite superior.

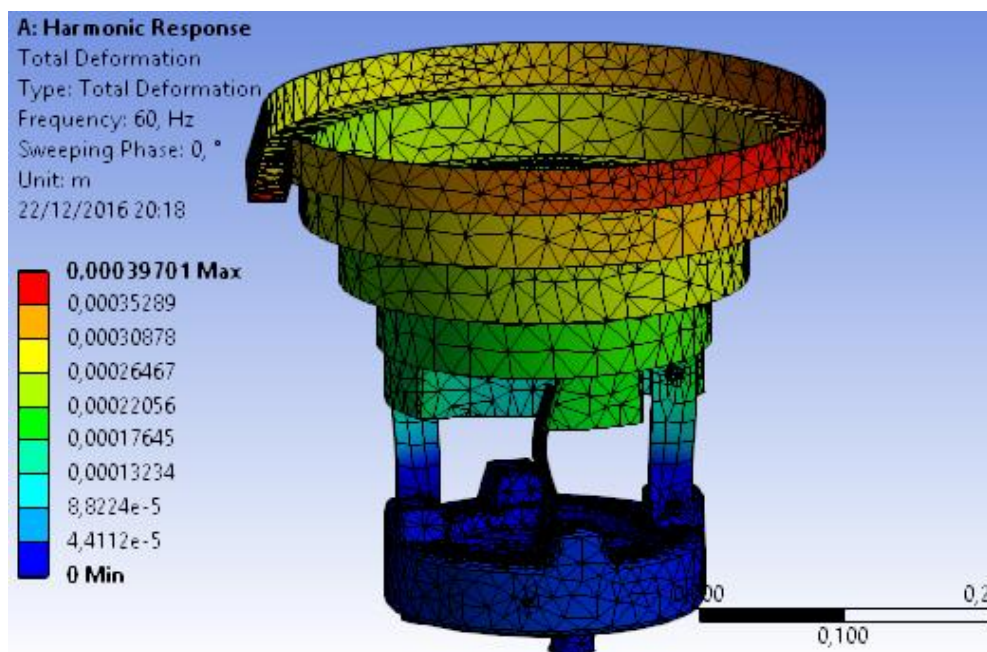
Figura 24 – Multiplicador da amplitude em Y da panela em frequência



Fonte – Próprio autor (2017)

As deformações apresentadas pelo alimentador numa excitação de 60Hz, com aumento de 120x, segue o padrão da Figura 24. É importante notar que os modos de vibração nessa frequência correspondem aos que interessam para um bom funcionamento do equipamento. Em outros modos de vibração, ocorre a deformação dos pés de borracha e, portanto, deslocamento da base, sem surtir tanto efeito no topo da panela. Pode-se observar, também, a deformação das molas. Isso mostra que o sistema está efetivamente se comportando como imaginado e não ressoando as paredes da panela.

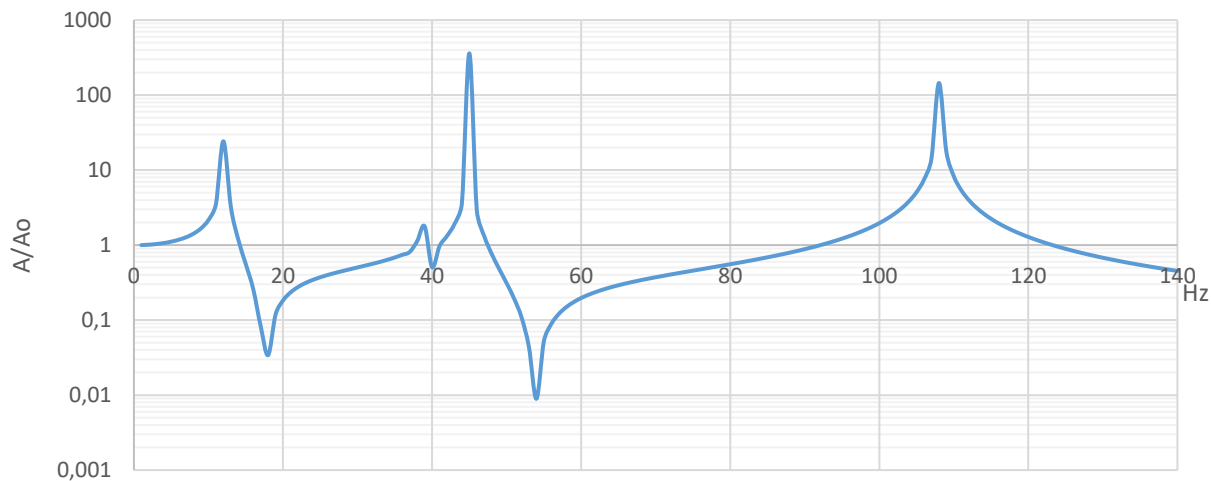
Figura 25 –deformação total do modelo em ANSYS



Fonte – Próprio autor (2017)

O alimentador pode ser enchido discretamente (por lotes de peças) ou continuamente, quando conectados a um sistema de esteiras e calhas que oferecem fluxo constante de peças. Fato é que não se pode fornecer sobrecarga nas panelas, já que a massa do topo do alimentador, assim como seu momento de inércia, vai se ampliar muito. As molas e o sistema eletromecânico podem ser sobrecarregados quando ocorre excesso de peças fornecidas ao sistema também.

Figura 26 –Resposta em frequência do alimentador modelado no ANSYS com carga de 10kg em peças

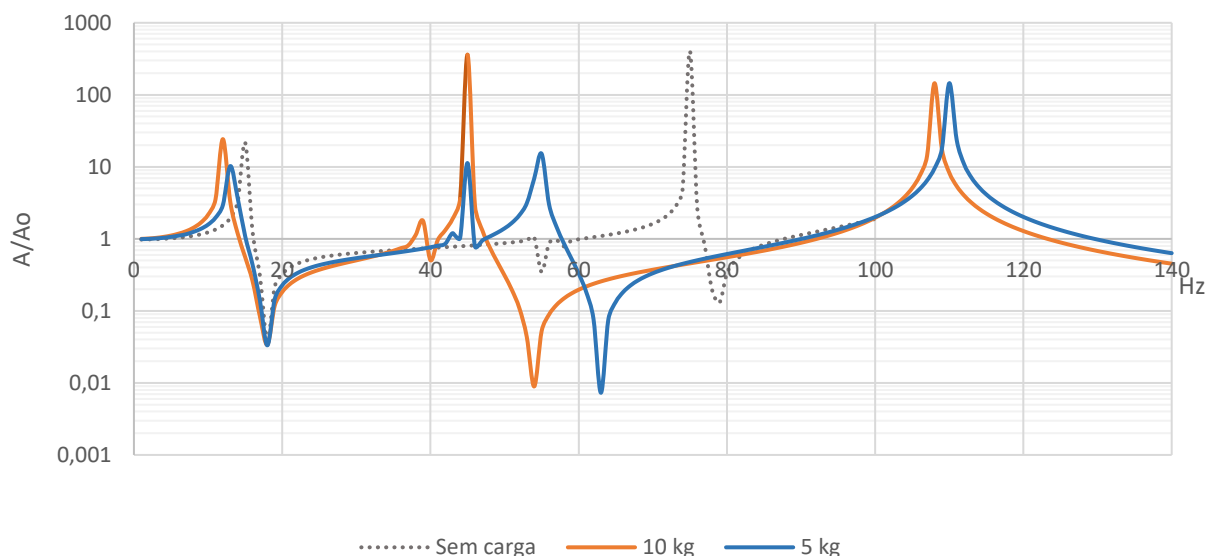


Fonte – Próprio autor (2017)

Nesse momento, no entanto, é interessante a modelagem desse sistema com peças a ser alimentadas. Por se tratar de um sistema multicorpos bastante complexo (peças em posições aleatórias durante o curso da panela) e também muito peculiar, já que cada aplicação conta com geometrias e materiais diferentes, optou-se por modelar o alimentador carregado como uma massa equivalente a dez quilogramas distribuída igualmente em toda a superfície horizontal da panela (as pistas sobre as quais as peças se deslocam). Dessa forma, como o valor é um orientador obtido do fabricante para esse tipo de sistema alimentador como carga máxima, pode-se prever o que acontece com o sistema quando ele é carregado, como no gráfico de resposta em frequência da Figura 26.

Pode-se verificar, sobretudo, o deslocamento das frequências de pico para a esquerda; ou seja, carregar o alimentador com peças reduz as frequências de ressonância do sistema mecânico. Isso pode ser um fator bastante importante no melhor funcionamento do alimentador, já que, como visto nos últimos dois casos, a frequência da rede não fornece condições atrativas ao funcionamento do aparelho com carga de dez quilogramas ou em vazio. Simulou-se, portanto, um terceiro caso, com a carga intermediária aos casos anteriores e, agora, plotou-se os três espectros sobrepostos, para efeito comparativo, como pode ser visto na Figura 27.

Figura 27 – Comparação das respostas em frequência para alimentadores em vazio, com 5 e 10kg de peças



Fonte – Próprio autor (2017)

Vê-se, então, que ocorre uma condição beneficiária à ressonância do sistema quando se carrega cinco quilogramas de peças. Obviamente, os valores das frequências e das amplitudes não são exatamente os reais, já que, além do sistema em si contar com desvios e simplificações necessárias aos cálculos, as peças não serão distribuídas homogeneamente, como imposto ao modelo. Apesar disso, pode-se aferir que ocorre um carregamento ótimo de peças se a bobina é alimentada à frequência da rede. Novamente, como observado em Mucchi, Di Gregorio e Dalpaiz (2012), o primeiro par pico-vale corresponde às respostas dos pés de borracha ao carregamento oscilatório, sendo que o segundo pico é o modo de vibração interessante ao funcionamento do sistema de alimentação. No modelo simulado, no entanto, seria mais atrativo trabalhar a frequências mais próximas de 55 Hz do que à frequência da rede, pois ocorre pico de ressonância nesse valor de frequência.

Algumas informações do fabricante de alimentadores também demonstram que esses valores são incertos e variáveis. Há, inclusive, sistemas de alimentação que são fabricados com sensores de deslocamento e circuitos eletrônicos que buscam frequências onde ocorre maior deslocamento da panela. Esses circuitos, então, fixam um valor de frequência para excitar a bobina de forma que a energia eletromagnética fornecida possa ser melhor aproveitada pelo sistema mecânico.

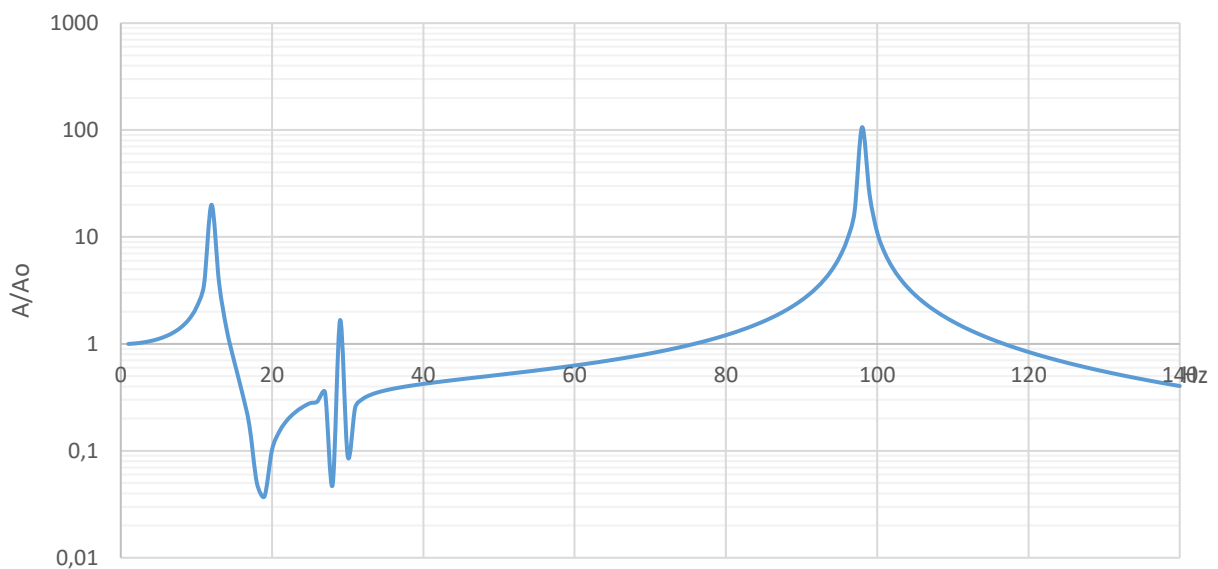
Outra configuração testada é com as molas de material compósito, usando como referência o Cytex Cyply® 1002, que é utilizado comumente como material para feixes de mola. Sua composição conta com filamentos contínuos de fibra de vidro tipo E, imersos em matriz de epoxy curado. O fabricante fornece três configurações de fibras, classificadas por efeito na distribuição das propriedades: unidirecional, camadas cruzadas (*cross-ply*) e isotrópico. O material isotrópico oferece propriedades muito semelhantes nos três eixos, embora não exatamente iguais. Por conta da solicitação das molas no alimentador (flexão, torção, cisalhamento e tração) ser bastante variada nas direções, escolheu-se o compósito isotrópico.

A modelagem do Cytex Cyply® 1002 no ANSYS incluiu a adição de suas propriedades no *Engineering Data*, para poder atribuir às peças o comportamento do compósito. Foi necessário criar propriedades ortotrópicas, já que o material não apresenta os mesmos valores em cada um dos eixos coordenados. Devido ao seu posicionamento, também, criou-se sistemas de coordenadas

próprios para cada barra, que continham o eixo x no plano frontal da barra e colinear aos dois furos, eixo z também contido no plano e normal a x e, por fim, eixo y normal ao plano que contém essa superfície. Dessa maneira, pôde-se distribuir normalmente os esforços no alimentador, já que os valores distintos em cada direção das barras de mola seriam suficientes para descrever o comportamento do equipamento.

Ademais, optou-se pela mesma configuração de esforços do caso com molas em aço. O procedimento de obtenção da resposta em frequência foi análogo e foi possível obter os resultados nas figuras a seguir. Pode-se reparar que, em comparação às molas de aço, ocorreu um desvio bastante significativo da resposta em frequência do aparelho, sobretudo por conta de o módulo de elasticidade do compósito ser inferior ao do aço.

Figura 28 –Resposta em frequência do alimentador com molas em Cytec Cyply 1002

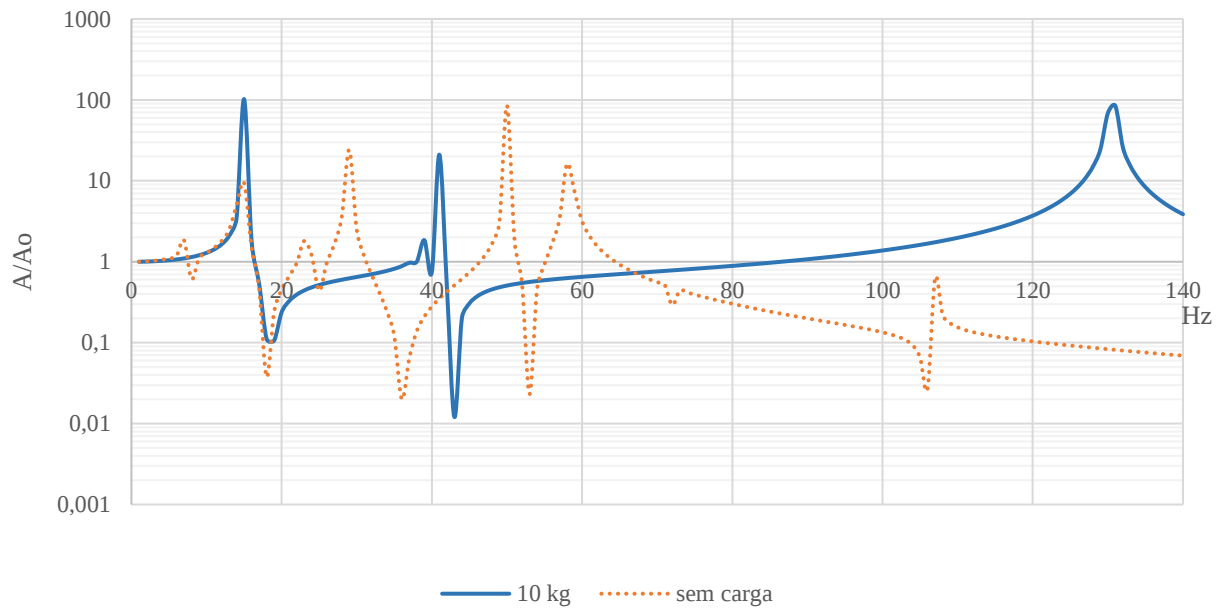


Fonte – Próprio autor (2017)

Quando se carrega o aparelho com peças, ocorre deslocamento desse espectro também, de forma a obter o comparativo abaixo. Analogamente ao alimentador com molas em aço, distribuiu-se a massa igualmente nas pistas horizontais da panela.

Novamente, como no caso anterior, pode-se notar um deslocamento da curva prejudicial ao funcionamento do sistema à frequência da rede. Nesse caso, frequências próximas de 40 Hz são interessantes para otimizar a vibração do equipamento.

Figura 29 - Comparação do alimentador com molas em fibra em vazio e com 10 kg em peças



Fonte – Próprio autor (2017)

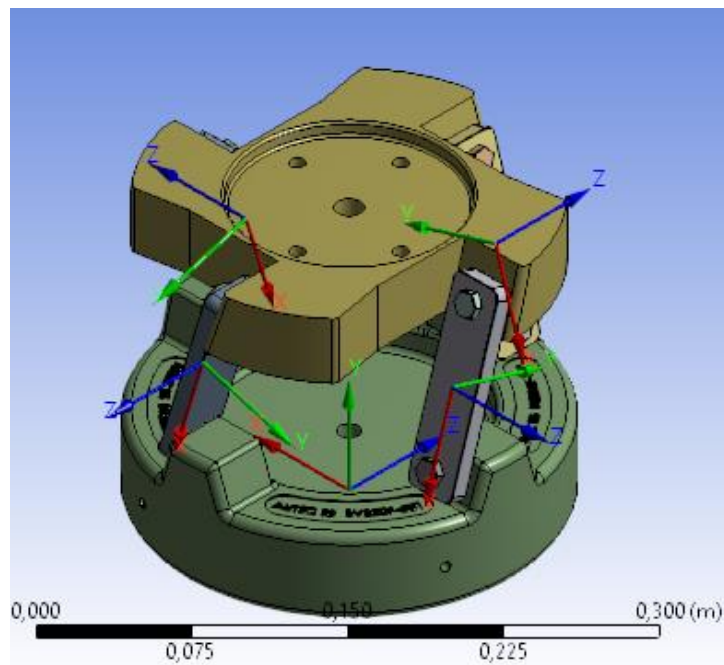
5.2 Simulação de vida em fadiga no ANSYS

A implementação do alimentador para o cálculo da vida em fadiga das molas foi ligeiramente diferente da seção anterior. Utilizou-se corpo do alimentador e substituiu-se a panela por uma massa dispersa sobre o apoio dela, de forma a simplificar um pouco a malha total. Além disso, pode-se afirmar que os pés de borracha não influenciam muito nos resultados de interesse agora. Assim, fixou-se a base de ferro fundido do alimentador como *fixed support*; i.e. uma conexão sem graus de liberdade com o solo. Isso não é necessariamente verdade, como já foi demonstrado, mas isso não influencia no cálculo de resistência das molas.

Como o projeto do alimentador estudado utiliza-se de um feixe com duas molas de Aço 1060, primeiramente optou-se por simular a configuração original. A fim de se estudar a equivalência de molas de material compósito, a base comparativa foi o deslocamento linear vertical do suporte da panela acoplando-se molas de SAE 1060 (duas molas), uma barra de 6 mm de

espessura de Cytec Cyply® 1002 e, também, uma barra de 10 mm de Cytec Cyply® 1002. Essa comparação tem como propósito estudar a substituição exclusivamente das molas, mantendo a mesma estrutura e posicionamento delas. Procurou-se uma espessura de compósito que fornecesse a mesma rigidez que o projeto original. É importante ressaltar que o material compósito, por não oferecer exatamente as mesmas propriedades nos três eixos, teve de ser trabalhado com diferentes sistemas coordenados, exclusivos para cada barra de mola, como na Figura 30.

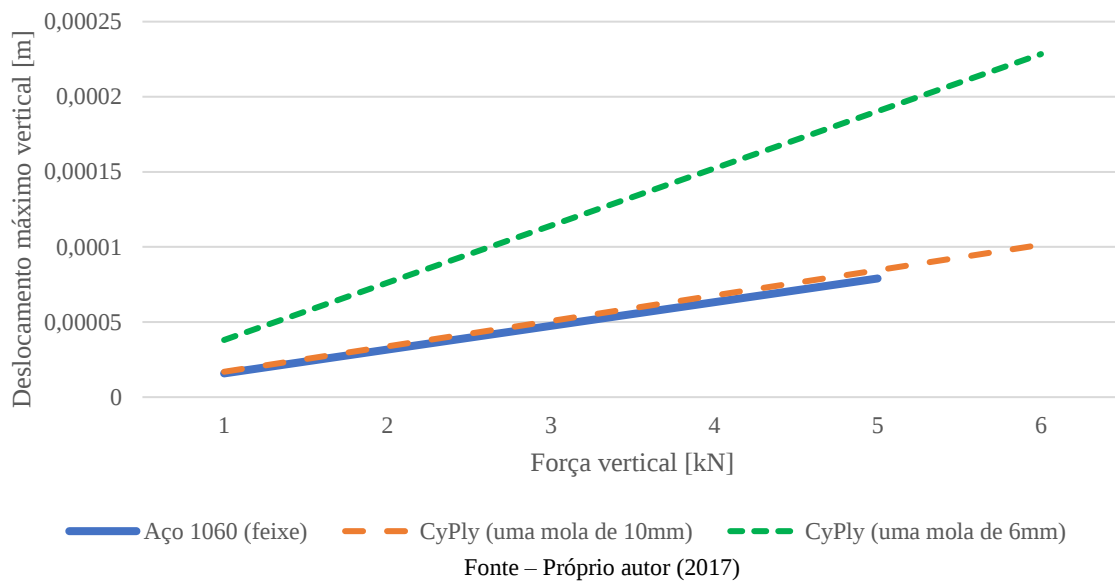
Figura 30 – sistemas coordenados para cada mola



Fonte – Próprio autor (2017)

Foram aplicadas forças de 1kN a 6kN, variando unitariamente. Os valores foram registrados em Excel e plotados no gráfico da Figura 31. Pode-se verificar, portanto, que a barra de 10mm de material compósito apresentou a mesma deformação (ou muito próxima) daquela com os feixes de mola de aço. Portanto, parece plausível considerar que essa substituição não tem efeito operacional no aparelho, já que o deslocamento estático e o espectro de resposta em frequência são bastante similares.

Figura 31 – Comparação da deformação estática da base da panela em alimentadores com diferentes molas no ANSYS

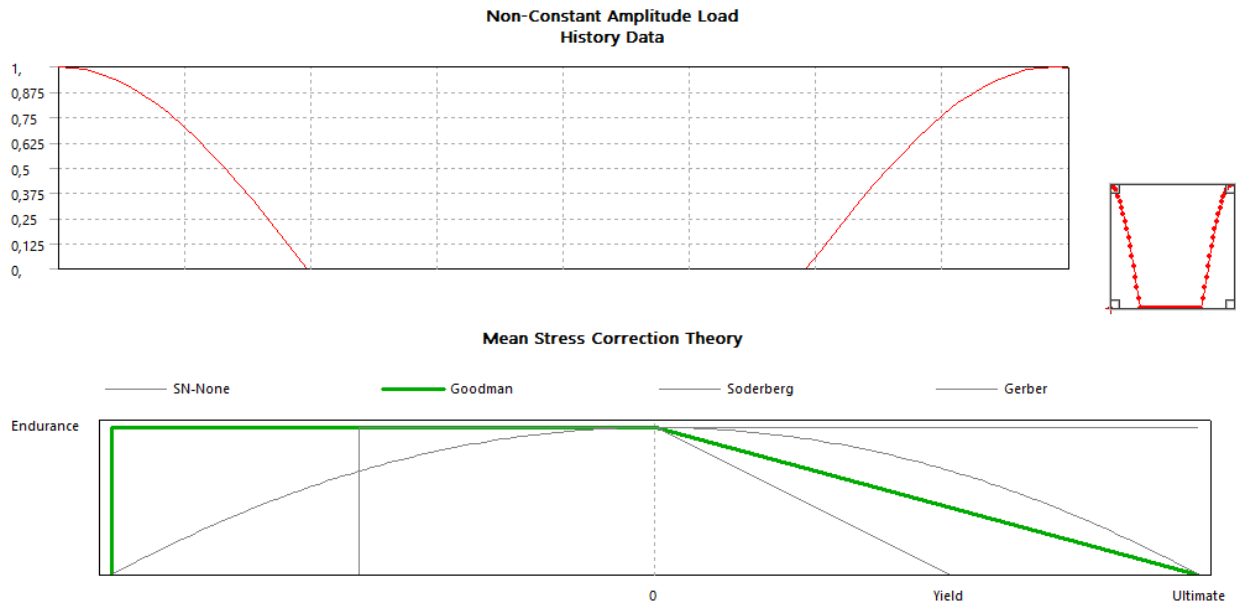


Feito isso, iniciou-se o cálculo da vida em fadiga. Primeiramente, abordou-se o projeto original, com as molas de aço. Foram implementadas no *Engineering Data* do ANSYS as propriedades do aço SAE 1060 (SHIGLEY, 2011), bem como a curva de tensão x ciclos. Dessa maneira, é possível realizar os testes de vida em fadiga sob os diferentes critérios de falha. Assim, sob um carregamento de 4 kN, que serve como valor indicativo, já que a força exata aplicada eletromagneticamente é variável, foi possível se obter a vida aproximada das molas.

O método de cálculo foi utilizando o módulo de fadiga no *Static Structural* do ANSYS, sendo que o período de repetição do carregamento foi considerado meio-seno (como demonstrado anteriormente). As configurações do carregamento no ANSYS foram de acordo com a Figura 32. Esse módulo de fadiga é a implementação dos critérios de falha citados na revisão bibliográfica, que podem ser escolhidos dentre uma lista disponível. As informações utilizadas no módulo, sejam elas a curva S-N ou as tensões última e de escoamento, devem ser fornecidas no *Engineering Data*, que vai atribuir ao material escolhido esses valores. Com isso, pode-se criar um perfil de carregamento em formato *.txt* e, conseqüentemente, conectar os valores de carregamento a esse espectro; que, na verdade, é um multiplicador dos esforços. Uma limitação desse módulo é que se varia todos os esforços atribuídos no ambiente do ANSYS. Dessa maneira, foi importante fixar

todas as conexões por meio de juntas *bonded*, considerando que não houvesse escorregamento ou afrouxamento dos parafusos.

Figura 32 – Espectro do carregamento variável e perfil do critério de falha no módulo de fadiga do ANSYS



Fonte – Próprio autor (2017)

Além disso, a malha executada nos feixes de mola utilizou modo *Hex Dominant* e *MultiZone*, de modo a contornar os furos de alojamento dos parafusos de forma mais suave possível e, portanto, mapear bem essa região, que é potencialmente sensível. Os elementos foram definidos como de tamanho (*sizing*) 4 mm nas molas e 40 mm no restante da estrutura, a fim de reduzir os custos computacionais das simulações e manter boa resolução nos corpos de interesse. Sob essas condições, os resultados estão nas figuras a seguir.

É interessante observar que a *probe* que localiza a vida mínima coincide com o local de início de trinca nas molas reais verificadas, conforme na Figura 19 da seção 4.3. Isso demonstra que a direção dos esforços e as montagens das peças estão de acordo com a realidade. Os resultados da Figura 33 foram de 8,9E5 ciclos para o método S-N e 7,1E5 ciclos para o método de Goodman.

Ainda é importante elucidar que as molas em trabalho duram muito mais que isso, mas esses resultados apontam para situações de sobrecarga na panela (a massa de 10kg é bastante

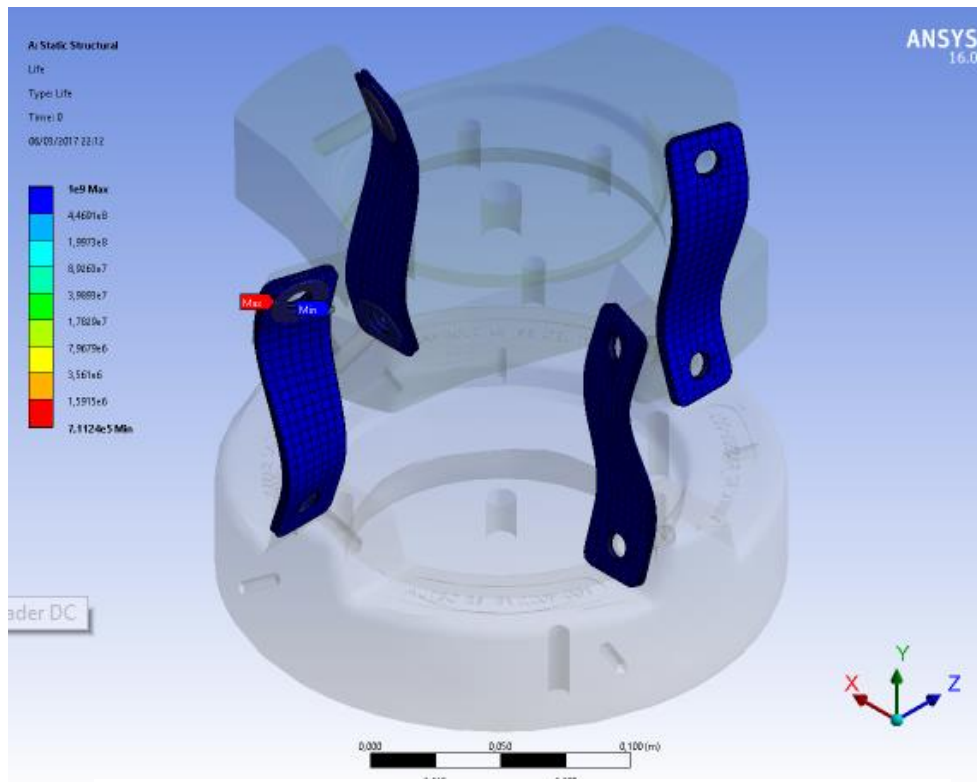
elevada) e o carregamento também pode ser acima da carga normal de trabalho. Além disso, a vida

Figura 33 – SAE 1060 e Método SN: vida mínima 8,9E5 ciclos



Fonte – Próprio autor (2017)

Figura 34 – SAE 1060 Critério de Goodman: vida mínima 7,12E5 ciclos



Fonte – Próprio autor (2017)

mínima naquela região pode representar o surgimento de uma falha pontual, que só irá colapsar o componente em períodos maiores de funcionamento.

De maneira análoga, pode-se conduzir a mesma verificação para a mola de compósito. Como explicado anteriormente, optou-se por barras de 10 mm de espessura de material Cytec Cyply® 1002. Os resultados da simulação estão apresentados a seguir. Foram mantidas as configurações de forças e carregamentos, assim como os métodos de avaliação. Os elementos da malha foram mantidos nos demais corpos do alimentador, mas reduzidos a 2mm, já que a quantidade de corpos foi reduzida à metade também. Isso confere mais resolução à simulação.

O material Cytec Cyply® 1002 foi escolhido por conta de sua aplicação indicada para feixes de molas e, sobretudo, pela disponibilidade de dados de fadiga fornecidos pela empresa, como a curva S-N do material. Optou-se pelo modelo *isotropic*, que apresenta propriedades mais uniformes que os demais (*unidirectional* e *crossply*) já que os carregamentos no alimentador são combinados e, portanto, multidirecionais. Isso também nos permite uma simplificação/aproximação teórica do método de Tsai-Wu como tensão equivalente de von Mises, considerando que o compósito seja absolutamente isotrópico. Essa pode ser encarada como uma limitação do modelo implementado, apesar de as diferenças direcionais das propriedades serem bastante pequenas (módulo de elasticidade, por exemplo, é de 2,5 GPa a 0° e 2,8 a 90° ou 45°). Dessa maneira, optou-se por calcular tensão equivalente diretamente por von Mises. A principal dificuldade para implementar o método de Tsai Wu, que poderia conferir maior precisão ao estudo, é obter os dados dos coeficientes direcionais, que requerem diversos ensaios dedicados.

Quando verificada a vida por Goodman, o Cytec Cyply® 1002 apresentou vida acima dos 1E9 ciclos (que foi o limite superior atribuído aos testes no ANSYS) e, pelo método da curva S-N a vida foi de 6,2E7 ciclos. Pode-se afirmar, portanto, que as simulações apontam para um limite à fadiga superior das molas feitas de material compósito, mais especificamente Cytec Cyply® 1002. Pela abordagem realizada, no entanto, não é possível identificar o tipo de falha especificamente que ocorreria com o material compósito, já que as tensões ditas como máximas são resultado dos ensaios realizados pelo fabricante, não especificando exatamente como que as falhas ocorrem.

Figura 35 – Cytec Cyply® 1002 e método S-N: mínimo de 6,2E7 ciclos

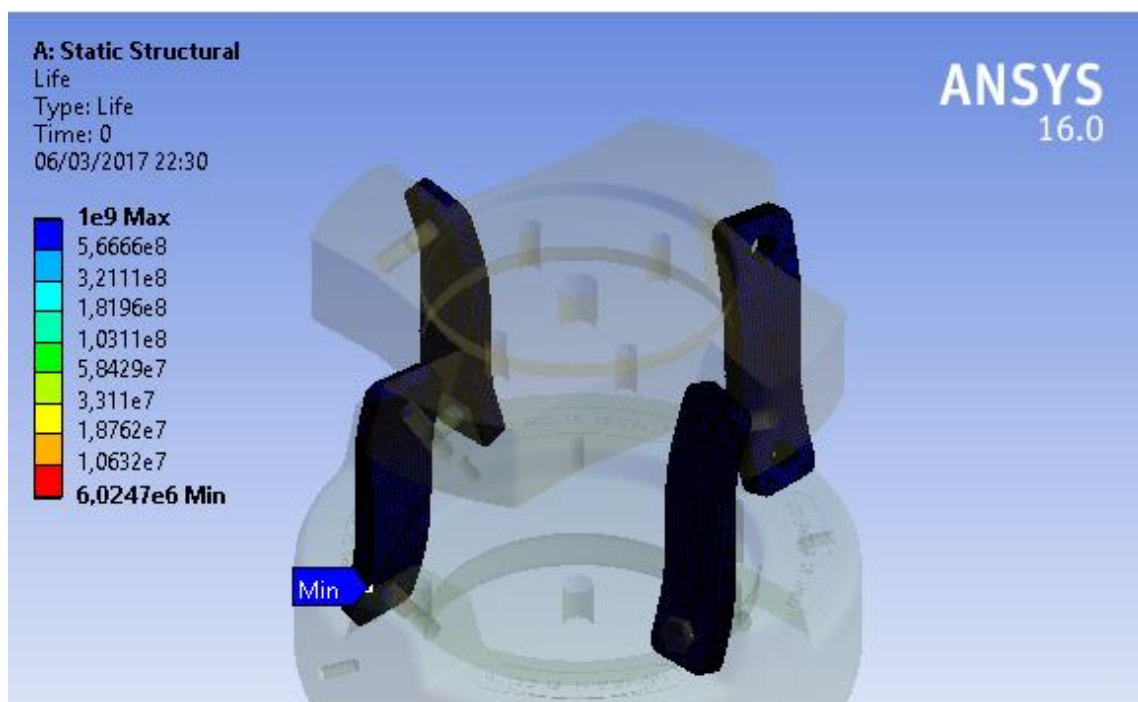
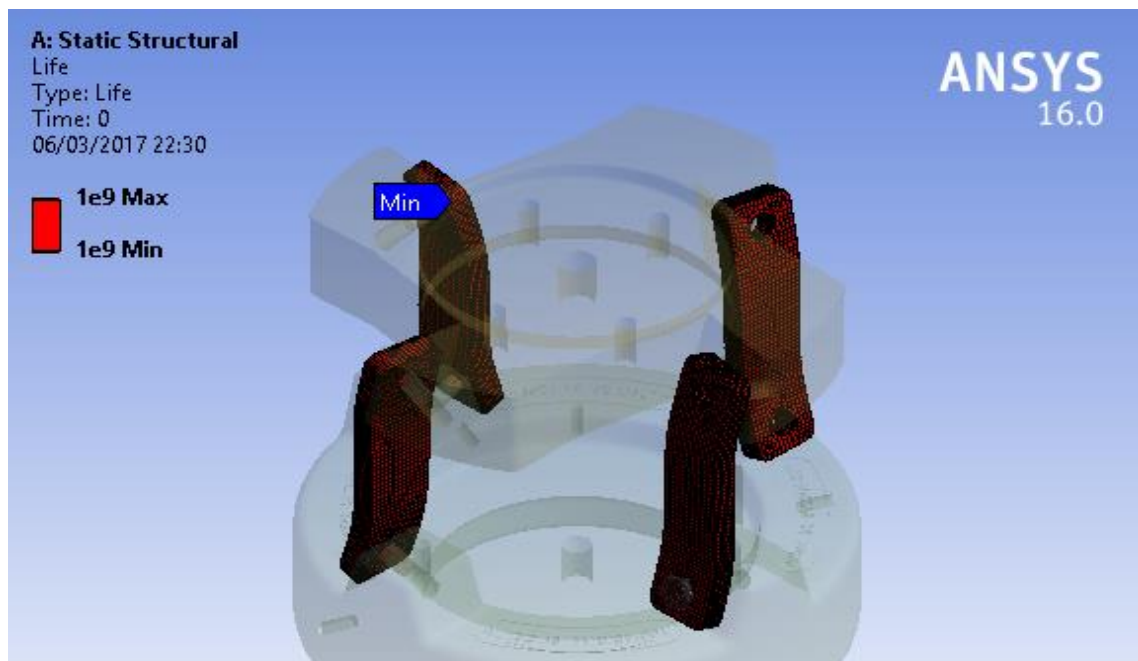


Figura 36 – Cytec Cyply® 1002 e método de Goodman: mínimo de 1E9 ciclos



Fonte – Próprio autor (2017)

6. CONCLUSÃO

Aparelhos periféricos às linhas de montagem nas indústrias atuais são de vital importância para o processo produtivo e, embora muitas vezes não receberem a mesma atenção dos equipamentos principais, uma parada de funcionamento imobiliza o processo da mesma forma. Os alimentadores vibratórios são bastante comuns nas fábricas dos mais diversos setores e são fortes aliados de um processo contínuo e altamente automatizado. Entretanto, um dos mais comuns motivos de falha mecânica desse equipamento é a falha das molas, que hoje são fabricadas em aço 1060. Esse estudo considerou a suposição de substituição desse material por um compósito “isotrópico” (apesar de não ser exatamente, é bem próximo disso) como alternativa mais durável ao aço. Existem diversos outros tipos de materiais compósitos (com configurações e combinações de materiais diferentes) que podem ser abordados em estudos similares a esse.

De acordo com o modelo virtual construído pôde-se verificar que existe viabilidade técnica no aumento de vida em fadiga e não há grande alteração no funcionamento do equipamento. Embora os alimentadores vibratórios pareçam simples, a modelagem deles envolve alguns problemas bastante complexos de engenharia, como a vibração de um sistema multi-corpos e modelagem em fadiga de materiais compósitos. O modelo utilizado contou com diversas simplificações e premissas que se demonstraram plausíveis para a confecção desse estudo a nível de graduação. A baixa disponibilidade de material com conteúdo semelhante dificultou bastante o embasamento teórico, sendo que foram feitas as premissas com base em literatura clássica de engenharia e comparação com outros estudos, construídos em similar nível de complexidade.

O levantamento de custos desse material foi bastante difícil pois, nos dias de pesquisa, não haviam distribuidores no Brasil e os do exterior foram contatados via *e-mail* por algumas vezes, sem sucesso. Pode-se afirmar, no entanto, que esse material é certamente mais caro do que o aço original então o dimensionamento de *payback* deve considerar não somente o aumento potencial de vida das peças, mas também as altas multas que linhas de montagem em grandes empresas cobram por parada devido à falha de equipamentos (quando operados por uma empresa terceira). Embora seja difícil dimensionar esse tipo de falha, pois, como dito anteriormente, elas acontecem por sobrecarga do equipamento, pode-se afirmar que, em qualquer situação em que haja falha constante das molas e altas custos de parada (seja via multa ou perda de produtividade), esse tipo

de material alternativo desse ser considerado. O estudo, inclusive, foi feito de forma a simplesmente substituir as peças falhadas por novas molas de material compósito, não alterando seu funcionamento ou montagem.

Por se tratar de um estudo baseado em modelos virtuais e que desconsidera diversos fatores, não se pode tomá-lo como definitivo. Para obter informações mais próximas da realidade é necessário que se construa protótipos e sejam realizados testes desses equipamentos adaptados. Entretanto, é plausível afirmar que essa é uma solução possível ao problema de falhas das molas em aço hoje utilizadas. Vindo a se confirmar o modelo de cálculo na realidade, deve-se analisar a viabilidade econômica do projeto e, caso atraente também, pode-se repensar os atuais projetos de alimentadores para que as molas em material compósito sejam *standard* nos projetos e, portanto, aproveite-se melhor as propriedades mecânicas das novas molas.

7. REFERÊNCIAS

ABHISHEK, B. PATEL, V.J., AGRAWAL, P.M. (2012) **Solid Modeling and Analysis of Vibrating Grizzly Feeder (VGF)**. *Mechanical Engineering Department, Birla Vishvakarma Mahavidhyalaya., V.V.Nagar, Anand. Gujarat, India.*

ANSYS, Inc (2009) **ENGINEERING DATA**. ANSYS, Inc.; Canonsburg.

BERKOWITZ, D.; CANNY, J.; (1997) **A Comparison of Real and Simulated designs for Vibratory parts feeding**. *University of California, Berkeley.*

BHANAGE, A.; PADMANABHAN, K. (2014) **Design for Fatigue and Simulation of Glass Fibre/Epoxy**. *Composite Automobile Leaf Spring. Laboratory, School of Mechanical and Building Sciences, VIT University, Vellore, Tamilnadu, India.*

BHENAGE, A.; PADMANABHAN, K. (2014) **Design for Fatigue and Simulation of Glass Fibre/Epoxy Composite Automobile Leaf Spring**. *Composite Laboratory, School of Mechanical and Building Sciences, VIT University, Vellore, Tamilnadu, India*

BROWELL, R.; HANCQ, A. (2006) **Calculating and Displaying Fatigue Results**. ANSYS, Inc.; Canonsburg

CAMBRIDGE UNIVERSITY (2003) **Materials data book**. *Cambridge University Engineering Department*

CHOPADE, S.; NARKAR, K.M., SATAV, P.K. (2015) **Design and Analysis of E-Glass/Epoxy Composite Monoleaf Spring for Light Vehicle**. *Department of Mechanical Engineering, Indira College of Engineering and Management, Pune, Maharashtra, India*

DAMOR, D.; KOTHARI, K.D. (2013) **Design and Analysis of Glass Fiber Reinforced Polymer Leaf Spring**. *School of Engineering, RK University, Rajkot, Gujarat, India*

DESPOTOVIC, Z.; RIBIC, A. (2015) **Power Current Control of a Resonant Vibratory Conveyor Having Electromagnetic Drive**. *Mihajlo Pupin Institute, University of Belgrade, Sérvia.*

DOWLING, N. **Mechanical behavior of materials**. 4. ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 2012.

FELIZOLA, M.; SOARES, A.; GOLÇALVES, J.B.; PRADO, P. (2013) **Validation of dynamic modelling of an industrial vibratory bowl feeder**.

FRAGOUDAKIS, R.; SAIGAL, A. (2011) **Predicting the Fatigue Life in Steel and Glass Fiber Reinforced Plastics Using Damage Models**. *Department of Mechanical Engineering, Tufts University, Medford, USA*

Glass Fibre Reinforced Plastic Leaf Spring With Steel Leaf Spring. *Manufacturing Engineering- Mechanical Engineering Department, Anna University, Chennai BIT campus Tiruchirappalli, Tamil Nadu, India*

KARTHIK, J.P.; CHAITANYA, L. SASANKA, C.T. (2012) **Fatigue Life Prediction of a Parabolic Spring under Non-constant Amplitude Proportional Loading using Finite Element Method.** Department of Mechanical Engineering, RVR&JC Engineering College, Gunthur

KOLLAR, L. SPRINGER, G. (2003) **Mechanics of composite structures.** Cambridge: Cambridge University Press.

KUMAR, M.S.; VIJAYARANGAN, S. (2007) **Analytical and Experimental Studies on Fatigue Life Prediction of Steel and Composite Multi-leaf Spring for Light Passenger Vehicles Using Life Data Analysis.** *Mechanical Engineering Department, PSG College of Technology, Coimbatore & Mechanical Engineering Department, Dr.Mahalingam College of Engineering & Technology, Pollachi, India*

LANDGRAF,R.W.; FRANCIS, R.C. (1979) **Material and Processing Effects on Fatigue Performance of Leaf Springs.** Ford Motor Co. Detroit.

MatWeb. Cytec Cyply® 1002 Epoxy Fiberglass Composite, Isotropic. Disponível em: <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=ac621a543a344e26ae9f2d601c997095>>. Acesso em: 15 dez. 2016.

MOULEESWARAN, S. (2012) **Design, Manufacturing and Testing of Polymer Composite Multi-Leaf Spring for Light Passenger Automobiles - A Review.** PSG College of Technology Coimbatore, India

MUCCHI, E.; DI GREGORIO, R.; DALPAIZ, G. (2012) **Elastodynamic analysis of vibratory bowl feeders: Modeling and experimental validation.** *Università di Ferrara (Itália)*

NORTON, R. (2012) **Design of machinery.** New York: McGraw-Hill.

NORTON, R. (2013) **Machine design.** 5. Ed. Pearson.

NTN (2013). **NTN Bowl Feeder instruction manual.** *NTN Technical Service Corporation, Osaka, Japan.*

PALACIOS, A.; RODRIGUEZ, G.; MENESES, A. (2016) **Modal and Harmonic Analysis of Master Leaf Spring.** *Instituto Politécnico Nacional, México*

POZHILARASU, V.; PARAMESHWARAN PILLAI, T. (2013) **Comparison of Performance Of**

PRASAD, T.H.; NAGESWARA, S. (2013) A Study on the Fracture and Fatigue Behaviour of an Aluminium Alloy: Finite Element Analysis (FEA) Approach. Mechanical Engineering Dept., Sree Vidyanikethan Engineering College, Tirupathi, AP, India

QIAO, P.; YANG, M. (2006) **Fatigue Life Prediction of Pultruded E-glass/Polyurethane Composites**. **Advanced Materials and Structures Research Group**. Department of Civil Engineering, The University of Akron, USA.

RAO, S. (1990) **Mechanical vibrations**. ed. Reading, Mass.: Addison-Wesley.

RAO, S. (2005) **The finite element method in engineering**. Amsterdam: Elsevier/Butterworth Heinemann.

SHELOT, S.; SINGH, V.; DHANDE, K.K.; JAMADAR, N. I. (2014) **Modal and Harmonic Analysis in A Stepped Vibratory Bowl Feeder**. *Institute of Engineering & Technology, Pimpri, Pune*

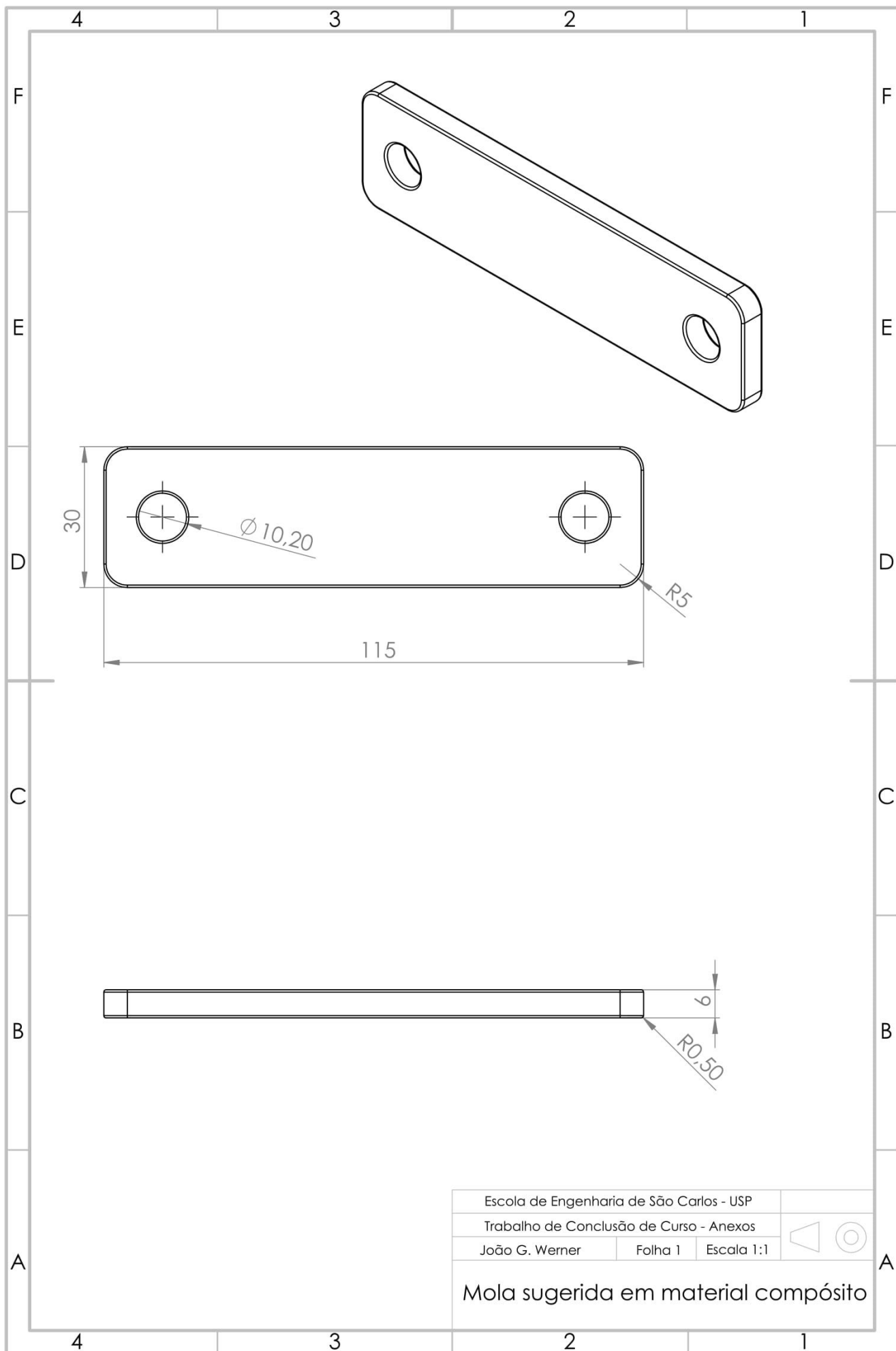
SHIGLEY, J.; MISCHKE, C. (1989) **Mechanical engineering design**. New York: McGraw-Hill, 2011.

SHOKRIEH, M.; REZAEI, D. (2003) **Analysis and optimization of a composite leaf spring**. *Iran University of Science and Technology*

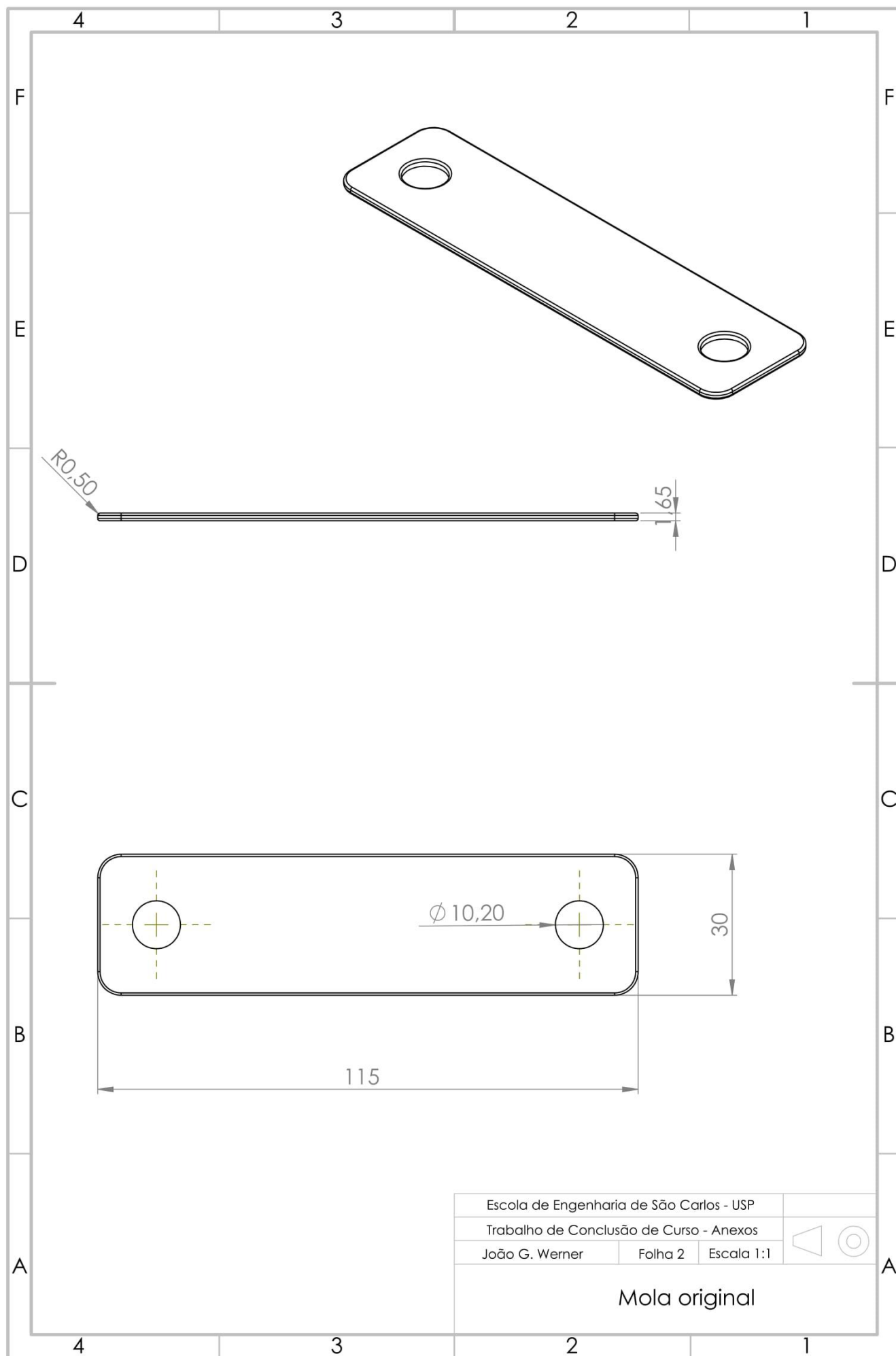
SILVERSIDES, R.. DAI, J.; SENEVIEATNE, L. (2016) **Force Analysis of a Vibratory Bowl Feeder for Automatic Assembly**. *Department of Mechanical Engineering, School of Physical Sciences and Engineering, King's College London. Inglaterra.*

TIAN, X.; YANG, Z.; LIU, Y.; SHEN.; CHEN, S. (2014) **Structural Design and Experimental Analysis of a Piezoelectric Vibration Feeder with a Magnetic Spring**. *Institute of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, China.*

VUJOVIC, M.; DESPOTOVIC, Z. (2015) **Dynamic stress distribution in composite leaf springs for electromagnetic vibratory feeder**. *Mihajlo Pupin Institute, University of Belgrade, Sérvia.*



Escola de Engenharia de São Carlos - USP				
Trabalho de Conclusão de Curso - Anexos			 	
João G. Werner	Folha 1	Escala 1:1		
Mola sugerida em material compósito				



Escola de Engenharia de São Carlos - USP

Trabalho de Conclusão de Curso - Anexos

João G. Werner

Folha 2

Escala 1:1



Mola original