



JHONATHAN JOSAFÁ CARVALHO

**ANÁLISE ESTRUTURAL DAS HASTES DE UM MOEDOR DE
GRÃOS DE CAFÉ**

LAVRAS - MG

2021

JHONATHAN JOSAFÁ CARVALHO

**ANÁLISE ESTRUTURAL DAS HASTES DE UM MOEDOR DE
GRÃOS DE CAFÉ**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade Federal de Lavras, como parte
das exigências do curso de Engenharia
Mecânica, para a obtenção do título de
Bacharel.

Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira

Orientador

LAVRAS - MG

2021

JHONATHAN JOSAFÁ CARVALHO

**ANÁLISE ESTRUTURAL DAS HASTES DE UM MOEDOR DE
GRÃOS DE CAFÉ**

STRUCTURAL ANALYSIS OF RODS OF A COFFEE GRINDER

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade Federal de Lavras, como parte
das exigências do curso de Engenharia
Mecânica, para a obtenção do título de
Bacharel.

APROVADO em 21 de junho de 2021

Dra. Bruna Oliveira Passos e Silva Siqueira

Dr. Francisco Scinocca

Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira

Prof. Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira

Orientador

LAVRAS - MG

2021

Dedico este trabalho a todos os meus familiares, em especial aos meus pais que sempre me deram todo o suporte e apoio para seguir em busca dos meus sonhos. Pai, de onde estiver, muito obrigado por tudo que fez por mim! Te amo!

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus pelo dom da vida e por me fazer uma pessoa humilde e honesta. Princípios os quais tenho orgulho de moldar meu carácter.

Aos meus pais Jobson Estevão Ferreira de Carvalho e a minha mãe Solange Cristina Cristóvão Carvalho pela educação que me deram. Sempre me trataram com muito amor e carinho sem deixar de me cobrar respeito e disciplina.

À todos os demais familiares pelo carinho que têm por mim.

Gratidão também a todos os professores, desde o ensino fundamental pelo aprendizado. Agradeço em especial ao amigo, orientador e professor Doutor Wander Gustavo Rocha Vieira, pelas oportunidades de aprendizado, paciência e tratamento cordial que teve comigo.

Aos meus amigos de classe que tive a oportunidade de trabalhar junto durante esta etapa. A grande maioria tornou mais fácil chegar até aqui. Um conhecimento compartilhado é um caminho encurtado.

À Equipe de Robótica TROIA pelo aprendizado técnico e pessoal que tive durante minha atuação.

Enfim, a todos os amigos que torcem pelo meu sucesso e àqueles que contribuíram de alguma forma durante esta jornada.

Muito obrigado!

"Quando tudo tiver parecendo ir contra você, lembre-se que o avião decola contra o vento, e não a favor dele. " (Henry Ford)

RESUMO

A partir do interesse de um grupo da engenharia mecânica e aprovação em edital da PRP (Pró Reitoria de Pesquisa), deu-se início ao trabalho de construção de uma máquina inteligente de preparação de café. Este trabalho conta com a participação de professores e alunos da universidade, além do apoio de empresas que estão interessadas no desenvolvimento do produto. A máquina em construção é constituída de 4 sistemas, sendo eles o ciclo de água, mecanismo de retirada do pó de café, sistema de controle e e o sistema de de moagem de grãos que é o de interesse do presente trabalho. Na primeira etapa foi elaborado um projeto da estrutura do sistema através de desenhos 3D no software *SolidWorks*. Posteriormente, foi feita uma análise estrutural em uma barra circular que é um dos componentes do moedor. Foram feitas análises de limite de escoamento e flambagem e fadiga. Para o desenvolvimento das análises foram feitos estudos de cargas e de condições de contorno às quais o sistema está sujeito e então, para os dois primeiros casos, aplicou-se o método dos elementos finitos através do software *Altair HyperMesh*. Para a análise de fadiga foi utilizado o método analítico. A partir dos resultados obtidos chegou-se a conclusão que pode ser feita uma economia de material do componente sem comprometer seu funcionamento.

Palavras-chave: Barras. Café. Cafeteira. Carregamentos. Elementos Finitos. Estrutural. Falha. Otimização.

ABSTRACT

In function of the interest of a mechanical engineering group, was approved at the PRP (Pro Rector Research) edital, work began on the development of an intelligent coffee preparation machine. This work has the participation of university teachers and students, in addition to the support of companies that are interested in product development. The machine under construction consists of 4 systems, which are, the water cycle, the coffee powder removal mechanism, the control system and the coffee grinder, which is of interest in this work. In the first step a system structure project was elaborated through 3D drawings made in the *SolidWorks* software. In sequency, a structural analysis was made in a circular bar that is one of the components of the grinder, considering the yield limit, buckling and fatigue analysis. For the development of the analyzes were made studies of loads and boundary conditions to which the system is subjected and then the finite elements method was applied to the first and second cases through the *Altair HyperMesh* software. For fatigue analysis, the analytical method was used. From the results obtained it was concluded that a material economy can be made of the system without compromising its operation.

Keywords: Bars. Coffee. Coffee Machine. Failure. Finite Elements. Loads. Optimization. Structure.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
1.1 Objetivos	12
2. REFERENCIAL TEÓRICO	13
3.1 Resistência dos Materiais	13
3.1.1 Tensão e Deformação	13
3.1.2 Comportamento plástico e elástico.....	16
3.1.3 Falhas estruturais.....	18
3.1.4 Teoria da energia de distorção de von Mises-Hencky	19
3.1.5 Fator de segurança	20
3.1.6 Flambagem	20
3.1.7 Fadiga.....	22
3.2 Método dos Elementos Finitos	27
3.2.1 Introdução	27
3.2.2 Aplicações e Vantagens	28
3.2.3 Fundamentos	29
3.2.5 Malha e Densidade de Malha.....	30
3.3 Propriedades mecânicas do café.....	30
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	32
4.1 Moedor	32
4.1.1 Sistema de potência.....	33
4.1.2 Sistema de ajuste.....	34
4.1.3 Sistema de lâminas.....	35
4.1.4 Sistema de sustentação	35
4.2 Material	40
4.3 Discretização das barras em elementos finitos.....	41
4.4 Aplicação das condições de contorno	44
4.5 Simplificação dos discos	45

4.6 Aplicação de cargas	47
4.7 – Análise linear estática e de flambagem	49
4.8 – Análise de fadiga	50
4.8.1 – Número de ciclos	51
4.8.2 - Limite de fadiga estimados	51
4.8.3 – Fatores de correção à fadiga	51
4.8.3.1 – Fator de correção de carregamento	51
4.8.3.2 – Fator de correção de tamanho.....	52
4.8.3.3 – Fator de correção de superfície	52
4.8.3.4 – Fator de correção de temperatura	52
4.8.3.5 – Fator de correção de confiabilidade.....	52
4.8.4 – Construção curva SN.....	52
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
5.1 – Análise linear estática	53
5.2 – Flambagem	60
5.3 – Fadiga.....	63
5. CONCLUSÕES.....	66
REFERÊNCIAS.....	67

1. INTRODUÇÃO

O Brasil é referência quando o assunto é produção e exportação de café, detendo o título de maior produtor e maior exportador da mercadoria. Segundo estimativa da Companhia Nacional de Abastecimento – Conab constante do 2º Levantamento da Safra de Café de 2021 - no mesmo ano a produção de café no Brasil foi a maior global representando 38,7% do total produzido entre os países. Já na exportação, segundo relatório de exportação de março de 2021 da IOC (International Coffee Organization) no mesmo mês, o Brasil exportou 3,83 milhões sacas de café, 37% a mais que o segundo colocado Vietnã com 2,80 milhões sacas exportadas.

Ainda, no mercado brasileiro o consumo de café de qualidade vem crescendo ano após ano. Segundo um levantamento feito em 2015 pela Product Audit, empresa especializada em mensurar o volume total de produtos importados, em um período de cinco anos o número de vendas de máquinas monodose aumentou em 185%, totalizando 3,5 milhões de máquinas importadas.

Apesar do seu grande destaque nos estudos agronômicos e econômicos envolvendo a colheita e exportação, o país não tem o mesmo destaque em produção de máquinas automatizadas que realizam a transformação da matéria prima, que é o grão de café em bebida que é o produto final. A importação dessas máquinas acaba elevando o preço final da bebida. Porém se esta tecnologia fosse produzida no próprio país, o preço se tornaria mais acessível e, conseqüentemente, o número de consumidores seria maior.

Com os fatos citados anteriormente, alunos e professores do curso de Engenharia Mecânica observaram uma oportunidade de mercado para desenvolver um produto inovador baseado nas competências do curso, uma cafeteira inteligente.

A partir do interesse, o núcleo submeteu-se ao EDITAL PRP Nº04/2018 da Pró Reitoria de Pesquisa da UFLA (Universidade Federal de Lavras) que é um programa de apoio à formação de redes de pesquisa em áreas estratégicas. Além do apoio da Universidade, participam também deste projeto de pesquisa o Núcleo de Estudo em Empreendedorismo, a Intelicoffee, a Brazilian Espresso, o Centro de Pesquisa e Desenvolvimento em Telecomunicações e a Inovacafé.

O produto que está sendo desenvolvido é uma cafeteira automatizada e programável que será capaz de entregar a bebida, café expresso, ao consumidor com qualidade garantida. Desta forma, valor comercial estaria sendo agregado ao produto. Além de produzir a bebida, é estudado implementar um sistema capaz de transmitir e gerar informações sobre preferências

do consumidor, qualidade da bebida e dados técnicos das máquinas, gerando assim, uma rede do tipo IoT (Internet of Things).

A máquina projetada é composta de 4 subsistemas: Ciclo da Água, Mecanismo de Retirada da Borra de Café, Moedor e Controle. Cada sistema tem uma função e precisam trabalhar de forma sincronizada para garantir que a bebida seja produzida com boa qualidade. Desta forma foram formadas equipes de acordo com a especialidade de cada professor para coordenar a sua respectiva pesquisa.

No presente trabalho será analisando o moedor de grãos, sistema responsável por fazer a transformação dos grãos de café em pó, com a granulometria dentro de um intervalo desejado. A concepção do projeto deste sistema foi feita baseada em sistemas já existentes e consolidados no mercado.

1.1 Objetivos Gerais

Este trabalho tem por finalidade verificar através de análises estruturais se as barras que dão sustentação ao sistema do moedor atendem os critérios de falha assumidos.

Além de verificar a condição do sistema atual projetado, serão feitas análises variando o diâmetro e a seção transversal dessas barras a fim de verificar uma possibilidade de redução de massa dos componentes.

1.2 Objetivos Específicos

Verificar a acuracidade do método usando comparando-o com resultados analíticos conhecidos em literatura.

Realizar análise de convergência de malha a fim de validar o tamanho da malha a ser utilizada.

Obtenção das tensões máximas de von Mises e dos módulos de flambagem dos sistemas através do método dos elementos finitos.

Verificar através de método analítico se a barra escolhida suporta o número de ciclos para que o sistema foi projetado.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Essa seção tem a função de apresentar os conceitos básicos das teorias que embasam uma análise preliminar de falhas referente a uma dada configuração de um moedor de uma máquina de café automatizada.

Em especial, é discutido conceitos gerais sobre a resistência dos materiais e seus critérios de falhas estáticos e dinâmicos, são eles: máxima tensão de deformação, flambagem e fadiga. Além disso, é apresentada uma breve discussão sobre o método de solução numérica para a obtenção das tensões e deformações, baseado no método dos elementos finitos.

2.1 Resistência dos Materiais

2.1.1 Tensão e Deformação

Segundo Hibbeler (2010), a tensão é a relação entre a força aplicada e a área em que esta mesma força está agindo. Sendo dada pela seguinte equação:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

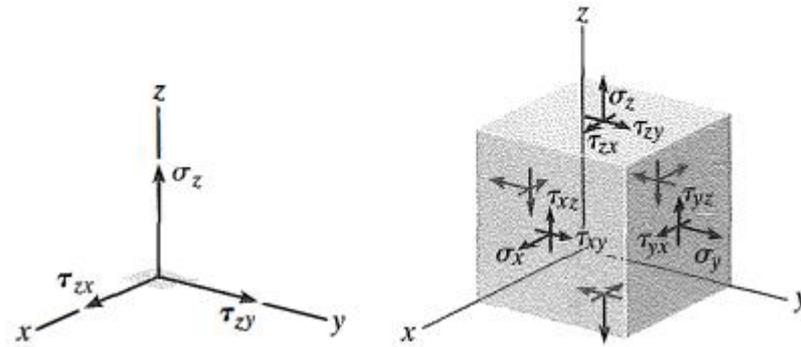
Onde σ é a tensão em Pascal (Pa), F representa a força em Newtons (N) e A é a área, em metros quadrados (m²).

A tensão perpendicular à área é chamada de tensão normal e representada por σ , já a tensão tangente à essa área é chamada de tensão de cisalhamento e é representada por τ (HIBBELER, 2010).

Este quociente representa a relação entre força e área de um determinado corpo. Quanto maior a força ou menor a área, maior será a tensão na região analisada.

A tensão é representada por uma matriz, que é composta de uma contribuição vetorial de duas componentes, a tensão normal e a tensão de cisalhamento. A tensão normal age perpendicularmente à área enquanto a tensão de cisalhamento é tangente.

Figura 1 – Tensões normais e de cisalhamento em um corpo



Fonte: Hibbeler (2010).

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Fonte: Norton (2013).

A equação 2 representa o tensor de tensões em um corpo seguindo as coordenadas cartesianas.

Segundo Norton (2013), a deformação é a alteração do comprimento, para mais ou para menos, de um material em relação à medida inicial. A equação que representa a deformação é dada por:

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (3)$$

Onde ε representa a deformação, l o comprimento inicial e l_0 o comprimento alterado pela ação da força, vide equação 3.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{yz} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Fonte: Norton (2013).

Análoga à equação 2, a equação 4 apresenta o tensor de deformações em um corpo.

O sistema representado na Figura 1 e as variáveis apresentadas nas equações 2 e 4 são arbitrários e na maioria das vezes são empregados por conveniência para calcular as tensões

aplicadas, segundo Norton (2013). O autor ainda diz que haverá sempre planos nas quais as componentes de tensão de cisalhamento serão nulas, esses planos são chamados de planos principais, enquanto as tensões normais que atuam nas direções desses planos são chamadas de tensões normais principais.

A equação 5 apresentada abaixo relaciona as tensões aplicadas às tensões principais.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma_z - \sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Fonte: Norton (2013).

Onde σ é a magnitude da tensão principal e n_x , n_y e n_z são as componentes do versor n , normal ao plano principal.

As raízes da equação acima retornam as 3 tensões normais principais σ_1 , σ_2 e σ_3 que geralmente são ordenadas desta forma da maior para a menor.

Segundo Norton (2013), a tensão e a deformação são relacionadas pela lei de Hooke na região elástica na maioria dos elementos de engenharia. Desta forma os tensores de tensão σ e o tensor de deformações ε se correlacionam da seguinte forma:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (6)$$

E é o módulo de elasticidade, que é a propriedade que indica a rigidez do material.

Sendo assim, se for aplicável a lei de Hooke, pode-se relacionar cada tensão em uma direção com sua deformação nesta mesma direção. Por exemplo σ_x e ε_x podem ser relacionadas, bem como σ_1 e ε_1 e assim por diante.

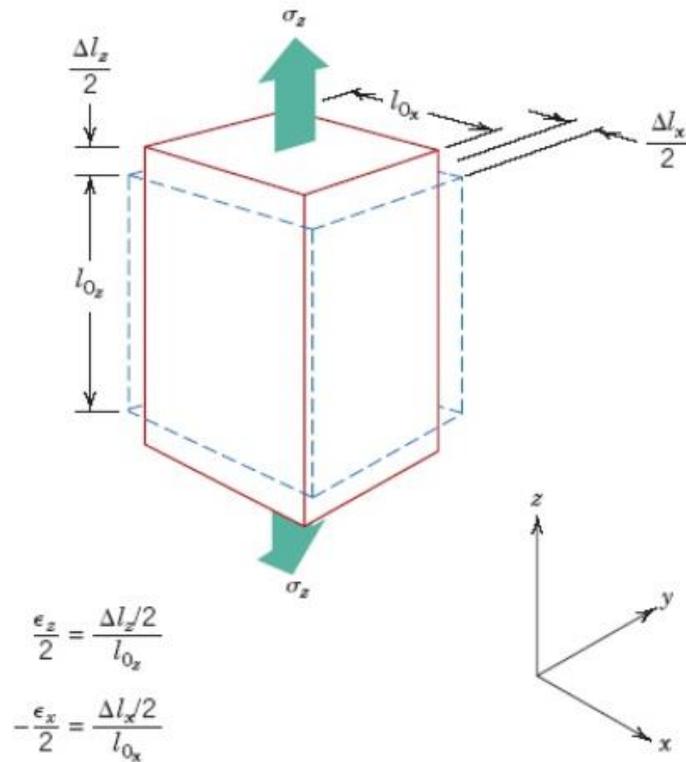
Ao ser deformado elasticamente em uma direção, o material tende a alongar na direção da força aplicada e como resultado deste alongamento, haverá uma contração na direção perpendicular. Para materiais isotrópicos, as deformações nas direções perpendiculares à força aplicada serão iguais (CALLISTER, 2007).

Um parâmetro denominado Coeficiente de Poisson é definido como o quociente dessas deformações, a lateral sobre a axial, dado por:

$$\nu = \frac{\epsilon_x}{\epsilon_z} \quad (7)$$

As direções podem variar de acordo com o referencial adotado.

Figura 5 – Alongamento axial e contrações laterais

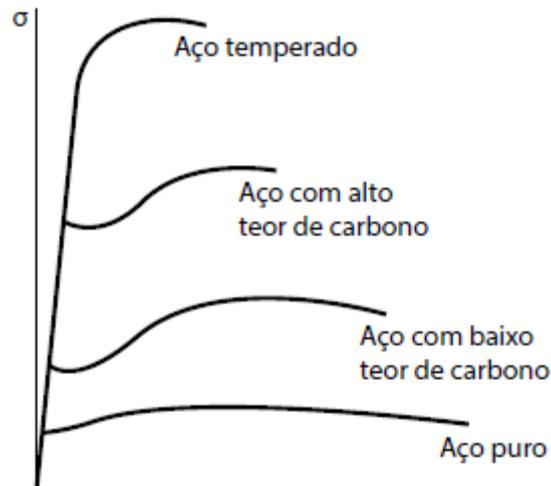


Fonte: Callister (2007).

2.1.2 Comportamento plástico e elástico

Segundo Beer (2013), o maior valor de tensão no qual a lei de Hooke pode ser utilizada é conhecida como o limite de proporcionalidade. No caso dos materiais dúcteis, esse limite está bem próximo ao ponto de escoamento.

Figura 6 – Diagramas tensão – deformação para o ferro e diferentes tipos de aço

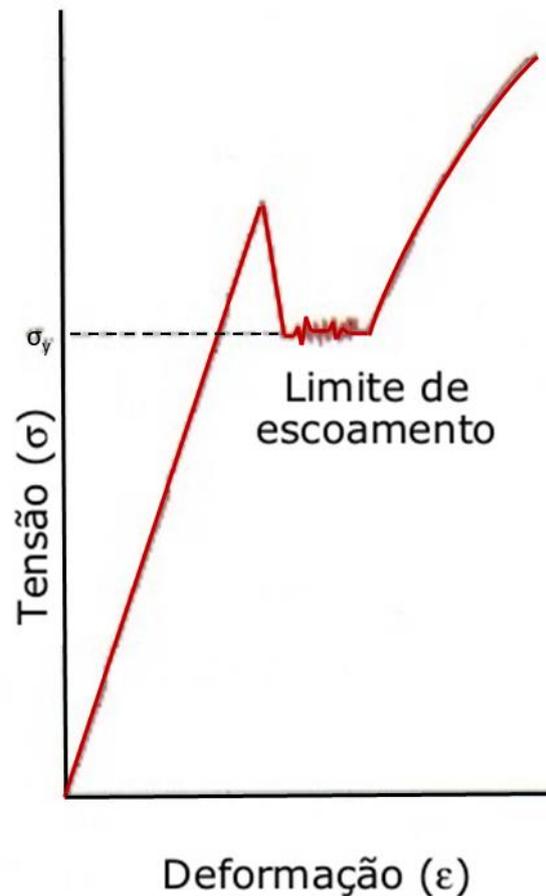


Fonte: adaptado de Beer (2013).

Pela figura 6 é possível perceber que até certo ponto, é mantida a proporcionalidade representada pela lei de Hooke. Os materiais que apresentam pequena deformação, ou quase nenhuma até a sua ruptura são denominados frágeis, já os que possuem grande deformação antes de sofrer ruptura são denominados dúcteis. No gráfico podemos perceber que a liga A709 é um material frágil enquanto o ferro puro se enquadra como um material dúctil.

O limite elástico, o maior valor da tensão aceitável por um determinado material dentro do regime elástico. Se o material tem um ponto de escoamento bem definido, os limites elástico, de proporcionalidade e de escoamento são essencialmente iguais. Ou seja, o material comporta-se elasticamente e linearmente quando a tensão é abaixo do ponto de escoamento. Após esse ponto o material entra na zona plástica (BEER, 2013).

Figura 7 – Comportamento típico tensão deformação da maioria dos aços



Fonte: adaptado de Callister (2007).

Na figura X pode ser observado que após atingir o limite de escoamento o material muda totalmente seu comportamento em relação entre tensão e deformação. Antes do limite acontece o regime elástico e após acontece o regime plástico, onde o material vem a escoar.

2.1.3 Falhas estruturais

Ao projetar algum componente da máquina, o engenheiro ou projetista deve saber obter conhecimento suficiente sobre o material que está propondo para checar se o mesmo atende aos requisitos do projeto. Dentre esses critérios está a integridade estrutural e a falha pode ser definida como a perda de função do material. No caso estrutural, o material deixaria de servir como estrutura. (BUDYNAS, 2016).

Eventos envolvendo distorção, deformação, e rompimentos ou até mesmo a combinação destes estão entre as mais variadas possibilidades de falha de um elemento de máquina.

Budynas (2016) salienta que não existe uma única teoria universal de falha para os materiais e seus estados de tensão. Vários testes e hipóteses, no âmbito geral, foram realizados com o passar do tempo e as que o resultado mais se aproximam das práticas são aceitas hoje. Para materiais dúcteis é aconselhável utilizar o método da energia de distorção, enquanto para o comportamento frágil aconselha-se a utilizar a hipótese original de Mohr.

2.1.4 Teoria da energia de distorção de von Mises-Hencky

Como foi citado no tópico anterior com o passar do tempo, surgiram várias formulações com o intuito de explicar a falha por escoamento dos materiais dúcteis sob carregamento estático, como a máxima tensão normal, a energia total de deformação entre outras. Entretanto, segundo Norton (2013) somente a teoria de von Mises-Hencky e da máxima tensão de cisalhamento obtiveram resultados parecidos com dados experimentais para este caso e dentre as duas a teoria de von Mises-Hencky é a mais aprimorada.

Para explicar como ocorre a falha dos materiais, von Mises partiu da energia total de deformação, que é a energia toda descarregada no material quando está sujeito à uma tensão (NORTON, 2013).

$$U = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad (8)$$

Onde U representa a energia de deformação, σ a tensão e ε a deformação.

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu \sigma_2 - \nu \sigma_3) \quad (9)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \nu \sigma_1 - \nu \sigma_3) \quad (10)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} (\sigma_3 - \nu \sigma_1 - \nu \sigma_2) \quad (11)$$

Onde ε é a deformação, ν é o coeficiente de Poisson, E é o módulo de elasticidade do material e σ são as tensões principais que foram apresentadas anteriormente.

Após deduzir as equações, von Mises chegou na seguinte equação que representa a total energia de distorção U_d do material:

$$U_d = \frac{1 + \nu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3) \quad (12)$$

E o critério de falha S_y é dado por:

$$S_y^2 = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3) \quad (13)$$

A partir desses parâmetros é possível obter o critério de falha de um material metálico sob carregamento estático. Este critério de von-Mises é amplamente utilizado devido à grande confiabilidade de seus resultados (NORTON, 2013).

A tensão equivalente de von-Mises σ' em função das tensões aplicadas é dada por :

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (14)$$

Esta tensão equivalente é definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas.

2.1.5 Fator de segurança

Segundo Norton (2013), o fator de segurança em engenharia está ligado fortemente com a confiabilidade dos métodos e valores aplicados ao projeto. Matematicamente este fator é definido por:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (15)$$

Onde S_y é o critério de falha e σ é a tensão de von Mises.

O valor do fator de segurança deve ser maior que 1. Os principais parâmetros que definem o valor do coeficiente são: tipo de material utilizado, tipo de carregamento, modos de ruptura que o sistema está sujeito, métodos aproximados para análise.

2.1.6 Flambagem

Para um determinado elemento natural, é primordial que ele satisfaça requisitos específicos de resistência, deflexão e estabilidade. Entretanto, alguns elementos compridos e esbeltos quando estão sujeitos a compressão, podem sofrer uma deflexão lateral elevada. Tais elementos com essas características geométricas e de carga são denominados colunas e a falha por deflexão lateral é chamada de flambagem (HIBBELER, 2010).

Além da carga de compressão, uma carga agindo horizontalmente no eixo de uma coluna bi apoiada pode causar o mesmo fenômeno, em função do deslocamento lateral elevado.

Figura 8 – Silo que sofreu flambagem



Fonte: Abcem, 2012.

Na figura 8 é possível observar um exemplo real do fenômeno de flambagem, que ocorreu em um silo.

O nome dado à maior carga que uma coluna pode suportar quando está na iminência de flambar é carga crítica, representada por P_{cr} . (HIBBELER, 2010).

Chaje (1974), mostra que para resolver problemas de flambagem, é necessário resolver equações diferenciais de segunda ordem. Ao resolver o caso para uma engastada em sua base e sob compressão chegou-se às equações 16 para carregamento e 17 para deslocamento:

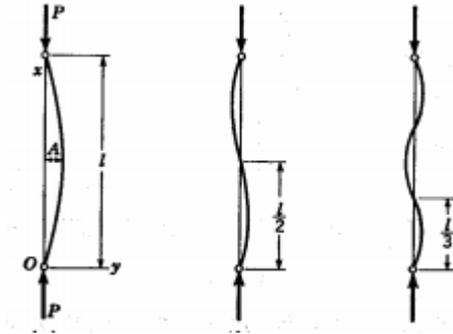
$$P = \left(\frac{n^2 \pi^2 EI}{l^2} \right) \quad (16)$$

onde P apresenta o carregamento, n pode ser qualquer número inteiro positivo, e é o módulo de elasticidade, I é a inércia e l é o comprimento do corpo em análise.

$$y = A \operatorname{sen}\left(\frac{n\pi x}{l}\right) \quad (17)$$

A equação 17 apresenta o deslocamento lateral da barra. A é uma constante representa a amplitude do deslocamento.

Figura 9 – Exemplos de módulos de flambagem para $n= 1, 2$ e 3



Fonte: Timoshenko (2009).

Na figura 9 é possível observar o fenômeno de flambagem ocorrendo para os 3 primeiros casos, com $n = 1, 2$ e 3 respectivamente.

Norton (2013), apresenta a mesma equação, assim como Chajes (1974) para o primeiro caso, onde n é igual a 1 e explica que a carga crítica da flambagem é apenas uma função da geometria da seção transversal, comprimento e módulo de elasticidade. A resistência do material não é um fator, uma vez que os aços possuem módulos de elasticidade semelhantes assim a falha ocorrerá com cargas de magnitudes próximas, independente da tensão de escoamento.

2.1.7 Fadiga

Diferente dos assuntos tratados anteriormente, onde o carregamento considerado é estático, ou seja, ocorre apenas uma vez, a análise de fadiga é definida como análise completa do comportamento de elementos ou estruturas submetidas a carregamentos repetidos ou cíclicos.

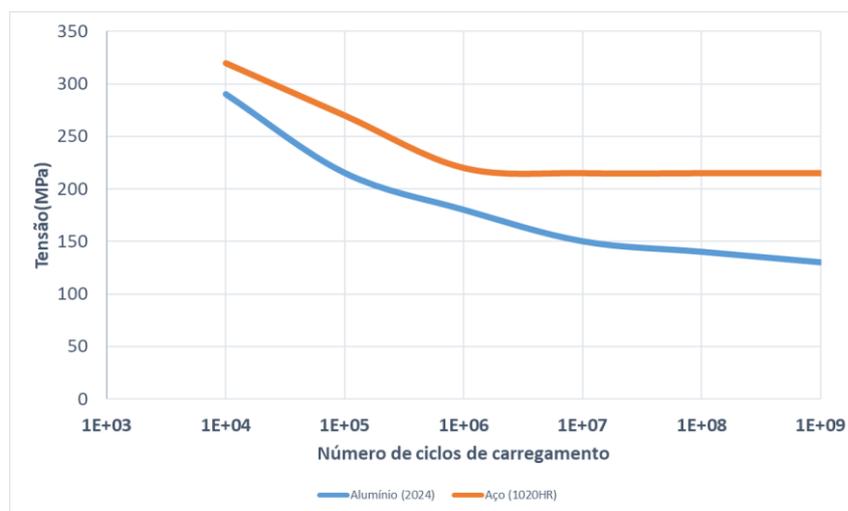
“A fadiga deve ser levada em conta no projeto de todos os componentes estruturais e de máquinas submetidos a cargas repelidas ou flutuantes” Beer (2013. p, 375)

“Uma falha por fadiga tem uma aparência similar a uma fratura frágil, uma vez que as superfícies de fratura são planas e perpendiculares ao eixo de tensão, com a ausência de estrição” Budynas (2016. p, 278).

Segundo Budynas (2016), a falha por fadiga ocorre através da formação de pequenas trincas, devido à concentração de tensão e sua posterior propagação no material, gerando descontinuidades.

A quantidade de ciclos de carregamentos necessária para que ocorra a falha por fadiga de um corpo de prova pode ser determinada experimentalmente, para um determinado nível de tensão máxima. Para cada ensaio é construída uma curva da tensão máxima em função do número de ciclos n (BEER, 2013).

Figura 10 – Curva S N de aço a alumínio



Fonte: adaptado de Beer (2013).

Segundo Norton (2013), para estimar a falha por fadiga o melhor método é realizar ensaios ou exames práticos reais. Já nos casos em que não é possível realizar as alternativas citadas anteriormente, a segunda melhor opção seria realizar ensaios em corpos de prova do mesmo material. Caso ainda não seja possível, pode-se estimar a o limite da fadiga com base nos dados literários disponíveis sobre material.

Em Norton (2013), é possível adotar uma metodologia para estimar a falha por fadiga. Tal metodologia é recomendada quando não é possível realizar exames práticos no projeto, ou em protótipos ou em corpos de prova. No livro, é salientado que esta metodologia é aplicável a materiais cujo ensaios de fadiga foram feitos com corpos de prova, pois é a partir desses que se obtém as correlações necessárias para esta metodologia.

Etapa 1: Resistências à fadiga (S_e) estimado em função do limite de ruptura à tração (S_{ut}):

Tabela 1 – Relação entre S_e e S_{ut} para aços

Aços	$S_e \approx 0,5 S_{ut}$	para $S_{ut} < 200\text{kpsi}$ (1400MPa)
	$S_e \approx 100 \text{ kpsi}$	para $S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi}$ (1400MPa)

Fonte: adaptado de Norton, 2013.

onde S_e representa a resistência à fadiga e S_{ut} representa o limite de ruptura à tração.

Etapa 2: Determinar os fatores de correção para fadiga, em função de carregamento (C_{carreg}), tamanho ($C_{tamanho}$), superfície (C_{superf}), temperatura (C_{temp}) e confiabilidade (C_{conf}). Esses valores são utilizados para corrigir a resistência a fadiga, pois o valor S_e , que é o carregamento corrigido de cada material foi estimado ensaiando corpos de prova que não possuem, necessariamente, as mesmas propriedades do projeto que está sendo analisado.

Tabela 2 – Fatores de correção aplicados

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_e'$$

$$S_f = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_f'$$

Fonte: adaptado de Norton, 2013

S_e representa o limite da fadiga corrigido para um material que apresenta ponto de inflexão e S_f representa para materiais que não apresentam pontos de inflexão.

Fator de correção de carregamento: este fator relaciona a redução de resistência à fadiga com o tipo de carregamento que foi aplicado, tais relações podem ser descritas da seguinte forma:

Tabela 3 – Fatores de correção devido ao carregamento

Flexão	$C_{carreg} = 1$
Força normal	$C_{carreg} = 0,70$

Fonte: adaptado de Norton, 2013.

Fator de correção de tamanho: relaciona a diferença de tamanho entre os corpos de prova que são utilizados para obter os dados dos materiais e o tamanho real do componente

Tabela 4 – Fatores de correção devido ao tamanho

Para $d \leq 0,3\text{in}$ (8mm)	$C_{\text{tamanho}} = 1$
Para $0,3\text{in} < d \leq 10\text{ in}$	$C_{\text{tamanho}} = 0,869d^{-0,097}$
Para $8\text{mm} < d \leq 250\text{ mm}$	$C_{\text{tamanho}} = 1,189d^{-0,097}$

Fonte: adaptado de Norton, 2013.

Fator de correção de superfícies: está atribuído ao fato de superfícies mais grosseiras, sem acabamento superficial, estarem mais propensas a propagação de micro trincas, facilitando o acontecimento da ação da fadiga. Quanto menor a qualidade do acabamento superficial, maior a interferência da superfície na fadiga. Os seguintes valores são atribuídos:

Tabela 5 – Fator de correção de superfície

$C_{\text{superf}} \approx A(S_{\text{ut}})^b$	se $C_{\text{superf}} > 1,0$ utilize $C_{\text{superf}} = 1,0$			
	Para S_{ut} em MPa, use		Para S_{ut} em kpsi, use	
Acabamento superficial	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: adaptado de Norton, 2013.

Onde A e b são constantes utilizadas pelo autor para convergência dos resultados dos testes realizados em corpos de prova com o projeto em questão.

Fator de correção de temperatura: necessário devido a possível diferença entre a temperatura de trabalho do material e do corpo de prova ensaiado. Normalmente, os corpos de prova são ensaiados em temperatura ambiente. São seguidos os seguintes valores:

Tabela 6 – Fator de correção da temperatura

para $T \leq 450^\circ\text{C}$ (840°F):	$C_{\text{temp}} = 1$
para $450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}$:	$C_{\text{temp}} = 1 - 0,0058(T - 450)$
para $840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F}$:	$C_{\text{temp}} = 1 - 0,032(T - 840)$

Fonte: adaptado de Norton 2013.

Fator de correção de confiabilidade: este fator está ligado à confiabilidade dos valores atribuídos durante o projeto e a confiabilidade requisitada para o funcionamento do elemento em questão. Na tabela X são apresentados os valores propostos para correção:

Tabela 7 – Fator de correção da temperatura

Confiabilidade (%)	C _{conf}
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: adaptado de Norton 2013.

Segundo Norton (2013), para construir a curva S-N de alto ciclo é necessário calcular a resistência do material em 10^3 ciclos, representada por S_m precisa ser estimada. Aproximações mostram que estes valores podem ser calculados a partir da tensão de limite de ruptura à tração (S_{ut}) da seguinte forma:

Tabela 8 – Resistência em 10^3 ciclos

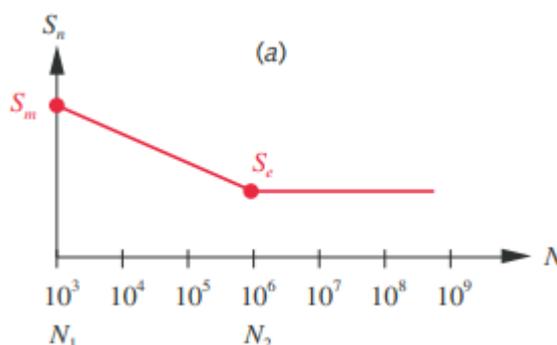
Flexão:	$S_m = 0,9S_{ut}$
Força normal:	$S_m = 0,75S_{ut}$

com a obtenção carregamento corrigido, a curva S-N pode ser construída através da seguinte equação.

$$S(N) = a N^b \quad (18)$$

onde $S(N)$ é a resistência à fadiga correspondente para um número N de ciclos e a e b são constantes definidas pelas condições de contorno. Em todos os casos, o ponto que a curva intercepta o eixo y é $S(N) = S_m$.

Figura 11 – Curva estimada para material com limite de fadiga



Fonte: adaptado de Norton 2013.

Segundo o Norton (2013), a metodologia é aplicável à materiais com limite de fadiga que podem ser estimados, como é o caso da maioria dos aços. Note que em 10^6 ciclos há um ponto de inflexão e que a partir deste número de ciclos até 10^9 ciclos a tensão é a mesma.

2.2 Método dos Elementos Finitos

2.2.1 Introdução

Segundo Fish (2000), uma grande quantidade de fenômenos em engenharia e ciência podem ser descritos em termos de equações diferenciais parciais. Em sistemas envolvendo geometrias e/ou carregamentos não convencionais, de difícil definição, é quase impossível solucionar tais equações por meio dos métodos analíticos. O método dos elementos finitos (MEF) é uma aproximação numérica na qual essas equações podem ser resolvidas de modo aproximado.

Alves Filho (2018), vai de encontro com o que foi mencionado no parágrafo anterior. Para o autor, a questão central que motivou a criação dos elementos finitos foi que os métodos analíticos clássicos permitem respostas exatas de deslocamento, deformação e tensões nos seus infinitos pontos, porém essas soluções fogem da maioria das aplicações práticas cotidianas.

Ainda segundo Fish (2000), a ideia básica do MEF é dividir o corpo em um número mensurável de elementos, conectados por nós para obter uma solução aproximada.

Logan (2016) diz que no método dos elementos finitos, ao invés de resolver o problema para todo o volume analisado com apenas uma equação, é feita uma equação para cada elemento criado e ao final essas são combinadas para gerar a solução para o corpo inteiro.

A solução para problemas estruturais é baseada em determinar o deslocamento de cada nó e a tensão em cada elemento que integra a estrutura, considerando as cargas aplicadas. Essa formulação resulta em um sistema de equações algébricas a serem solucionadas (LOGAN, 2016).

Bathe (2006) diz que a solução dos sistemas discretos segue as seguintes etapas simplificadas:

- Idealização do sistema: O sistema real é idealizado passando a ser composto por vários elementos;
- Equilíbrio dos elementos: Os requisitos de equilíbrio de cada elemento são estabelecidos pelas condições de contorno;
- Montagem de elementos: Os requisitos dos nós são utilizados para estabelecer um conjunto de equações simultâneas para as variáveis de estado desconhecidas;
- Solução de resposta: As equações simultâneas são resolvidas para satisfazer o equilíbrio do sistema.

2.2.2 Aplicações e Vantagens

Além da praticidade do método, Fish (2000) faz questão de dar ênfase à versatilidade do mesmo, citando suas principais aplicações. São elas:

- Análises de tensões e térmica de peças industriais;
- Análises sísmicas de represas, plantas de potência e cidades;
- Análises de impactos (choques) de veículos;
- Análises de escoamento de líquidos;
- Análises eletromagnéticas;
- Análises de procedimentos cirúrgicos.

Logan (2016) faz o mesmo para elencar algumas vantagens que foram responsáveis por deixar o método popular. As vantagens citadas pelo autor são:

- Modelar com facilidade formas de corpos irregulares;
- Aplicar as condições gerais de carga sem dificuldade;
- Possibilidade de modelar corpos com vários materiais diferentes, pois as equações são avaliadas individualmente;

- Possibilidade de lidar com vários tipos de condições de contorno;
- Variar o tamanho dos elementos para possibilitar o uso de pequenos elementos quando necessário;
- Alterar a modelagem de forma relativamente fácil e barata;
- Inclusão de efeitos dinâmicos;
- Lidar com comportamentos não lineares de deformações e materiais.

2.2.3 Fundamentos

Segundo Azevedo (2003), matematicamente a formulação do MEF requer a existência de uma equação integral sobre um domínio de volume V que possa ser substituído por um somatório de integrais estendidos a subdomínios de geometria simples, como ilustrado na equação abaixo.

$$\int_V f dV = \sum_{i=1}^n \int_{v_i} f dV \quad (19)$$

Onde é assumido que

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (20)$$

Sendo n um número finito.

Logan (2016), diz que para cada elemento que compõe o volume total do corpo, há uma relação entre força nodal, deslocamento nodal e a matriz de rigidez K , dado pela equação 21.

$$\{f\} = [K]\{d\} \quad (21)$$

onde f são as forças nodais e d os deslocamentos nodais.

A matriz de rigidez K depende do elemento que está sendo analisado, podendo ser este uma mola, barra, viga, entre outros. As propriedades encontradas na matriz de rigidez K são intrínsecas ao tipo de elemento e material.

Ainda segundo Logan (2016), para um meio contínuo, o somatório de cada resposta apresentado pela equação acima representa a resposta do corpo como um todo.

2.2.5 Malha e Densidade de Malha

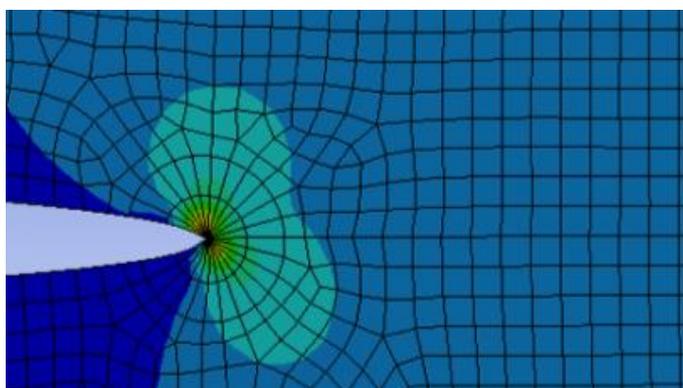
A malha é definida como será feita a distribuição dos nós ao longo do elemento. As malhas podem se diferir em tamanho e forma. As malhas mais simples apresentam quadriláteros lineares, triângulos ou uma combinação entre esses dois elementos (NORTON, 2013).

A análise do tipo de malha a ser aplicada no problema não segue um padrão. Quanto maior a experiência da pessoa que estiver analisando o caso, maior é a chance de aplicar uma malha que atenda às necessidades do projeto sem consumir muito tempo de processamento. Dependendo da finalidade do projeto é melhor gastar mais tempo para gerar uma malha melhor e obter melhores resultados.

A densidade de malha é definida pelo número de elementos presentes em uma determinada região da peça. Com certeza é necessário reajustar a densidade de malha de acordo com o projeto (NORTON, 2013).

Como é ilustrado na Figura 12, pode-se observar que sempre é melhor ter mais elementos próximos a locais onde ocorre concentração de tensão (bordas e furos), pois assim a região crítica será mais detalhada.

Figura 12 – Malha refinada em área crítica



Fonte: Ansys (2013).

Segundo Logan (2016), a relação entre tamanho de malha e tempo de simulação é inversa. Isso justifica-se pelo número de componentes. Quanto menor o tamanho da malha escolhida, maior o número de elementos gerados e, conseqüentemente, maior o tempo gasto na simulação para analisar estes.

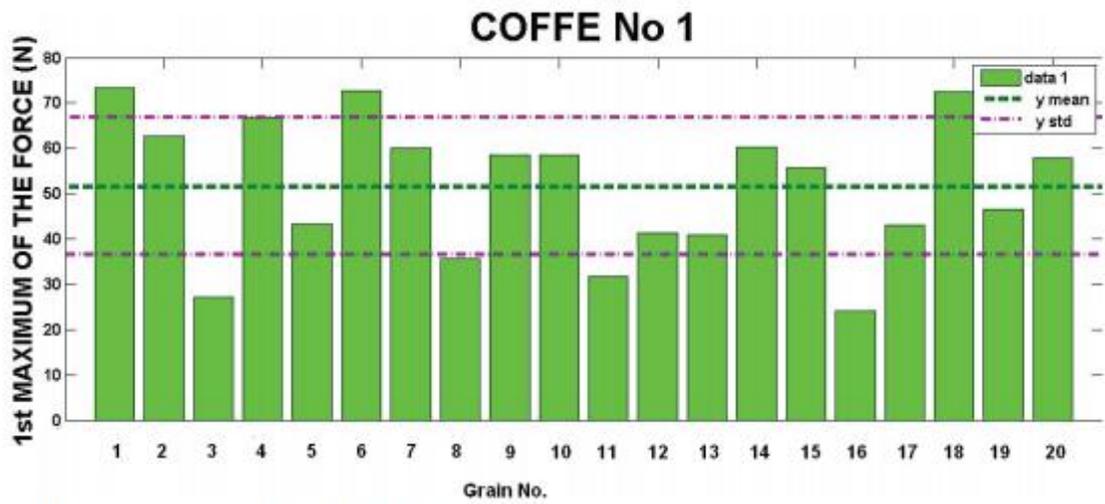
2.3 Propriedades mecânicas do café

O conhecimento da força e resistência do café é necessário para avaliar os impactos de sua quebra. O alcance do grau de fragilidade é muito importante para a moagem que os grãos

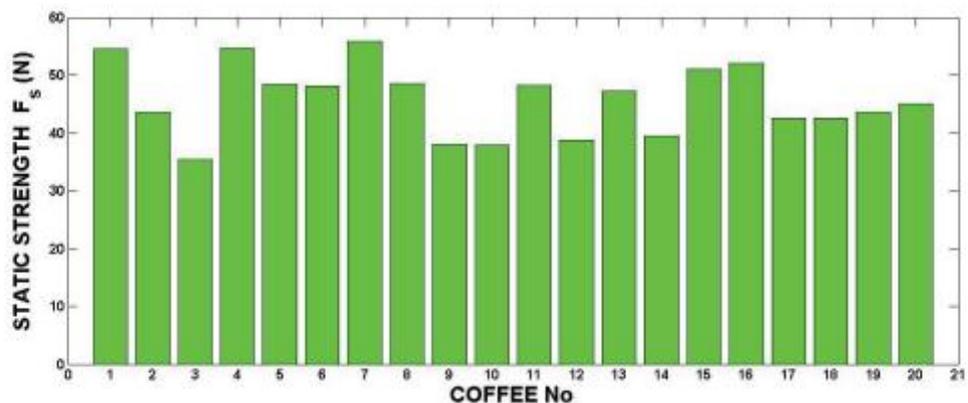
devem ser submetidos antes de fazer a bebida. O sistema deve ser dimensionado corretamente para realizar a quebra do grão de café de forma correta, sem interferir negativamente no produto final.

Šárka Nedomová et al (2013), realizaram um experimento visando obter as propriedades mecânicas de vários tipos de grãos de café. Os resultados obtidos foram os seguintes:

Figura 13 – Forças de quebra do café



4: Values of breaking strength of the single coffee beans



Fonte: Šárka Nedomová et al, 2013.

A Figura 13 representa os dados obtidos durante o experimento. Nela é mostrada a força necessária para realizar a destruição de um grão de café em uma amostra de 20 grãos. Através do gráfico é possível observar que a máxima força estática foi de 55N, além de não apresentar grandes variações de resultados. Para realizar uma análise conservadora, será levado em consideração o valor de 55N, considerando o pior caso.

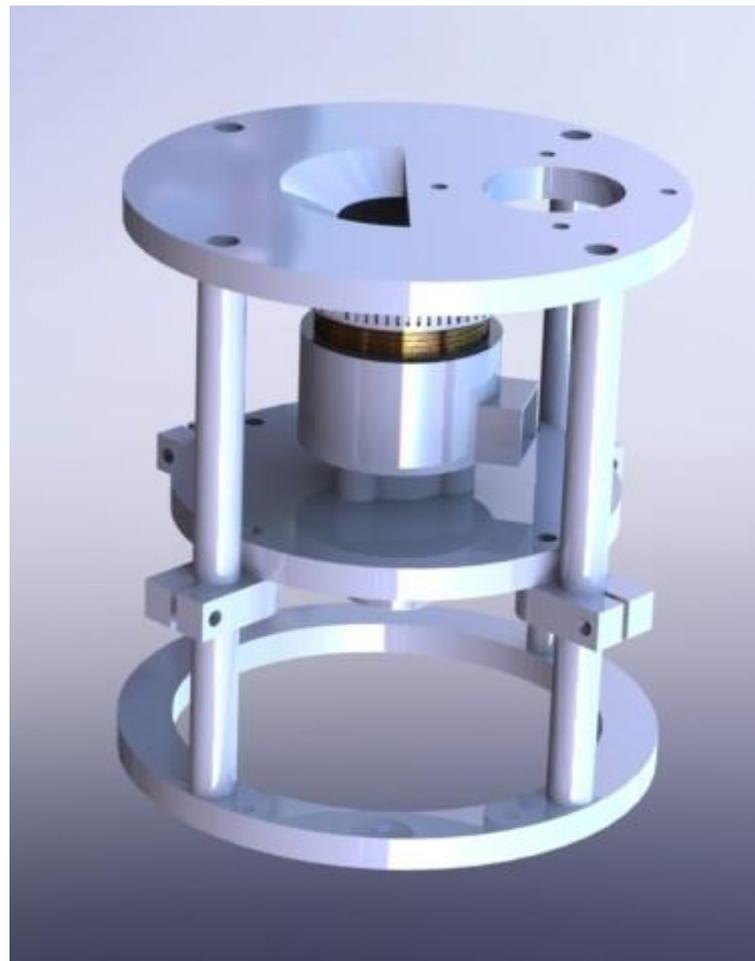
3. MATERIAIS E MÉTODOS

Como dito anteriormente, serão feitas 3 análises de falha no modelo, sendo elas, limite de escoamento, flambagem e fadiga. As duas primeiras serão feitas pelo método dos elementos finitos e serão utilizados alguns softwares para a obtenção dos resultados. O *HyperMesh* será utilizado para pré-processamento, o *OptiStruct* para a resolução numérica e o *HyperView* para a visualização dos resultados. Todo o modelo preliminar do projeto foi modelado no software *SolidWorks*. Nos tópicos abaixo serão detalhados os componentes que constituem o sistema.

3.1 Moedor

O subsistema do moedor é responsável por moer o café. Espera-se, que, além de moer o café, o moedor seja capaz de evitar a queima do grão e tenha uma boa repetitividade das características do pó obtido para uma mesma granulometria selecionada.

Figura 14 – Moedor de grãos de café



Fonte: O autor.

Este sistema ainda pode ser dividido em 4 sistemas principais que são: sistema de sustentação, sistema de potência, sistema de ajuste (controle da granulometria) e sistema de lâminas. A seguir os sistemas serão detalhados.

3.1.1 Sistema de potência

O sistema de potência é formado pelo motor principal, pelo eixo com ressalto e por um acoplamento flexível. A função deste sistema é fornecer potência para a lâmina realizar a fratura dos grãos de café.

Motor de indução: o motor NOVA IP-21 é o componente que fornece potência para que seja realizada a quebra do café. Este motor é monofásico e possui 4 polos. Conta com 1 cv de potência. A ideia para a fase de testes é que seja possível realizar variações na rotação do motor para obter os resultados da granulometria do café em função da velocidade rotativa. O motor está ilustrado na Figura 15

Figura 15 – Motor IP21



Fonte: Nova Motores, 2017.

Eixo com ressalto: como o tamanho do eixo do motor de indução não é compatível com o sistema das lâminas, é necessário utilizar um eixo menor. Uma das alternativas foi criar um eixo com ressalto que estará ligado no acoplamento flexível para transmitir a potência do motor para as lâminas onde ocorre a quebra do café.

Acoplamento Flexível: este acoplamento é utilizado para transferir o movimento do eixo do motor para o eixo com ressalto. É necessário utilizá-lo pois o tamanho do eixo do motor não é compatível com o diâmetro de entrada da lâmina.

3.1.2 Sistema de ajuste

O sistema de ajuste é composto pelo motor de passo sincronizado ao ajuste da lâmina superior. Tem grande importância no projeto pois é através dele que será possível obter uma automatização na granulometria desejada do café.

Motor de passo: o motor de passo que será utilizado é do modelo NEMA 23, possui um torque nominal de 15 kgf.cm. Este motor de passo estará conectado à parte que sustenta a lâmina superior através de uma engrenagem. Ao acionar o motor de passo, pode-se variar a altura da lâmina superior para mais perto ou mais longe da lâmina inferior, modificando a granulometria do pó de café. O motor em questão está representado abaixo na Figura 16.

Figura 16 – Motor NEMA 23



Fonte: Impacto CNC, (2018).

Ajuste da lâmina superior: é a parte que sustenta a lâmina superior, onde não há movimento rotacional. Esta parte é fixada na casinha com um sistema de rosca, que ao girá-la é possível aumentar ou diminuir o espaço entre as lâminas de acordo com o passo da rosca.

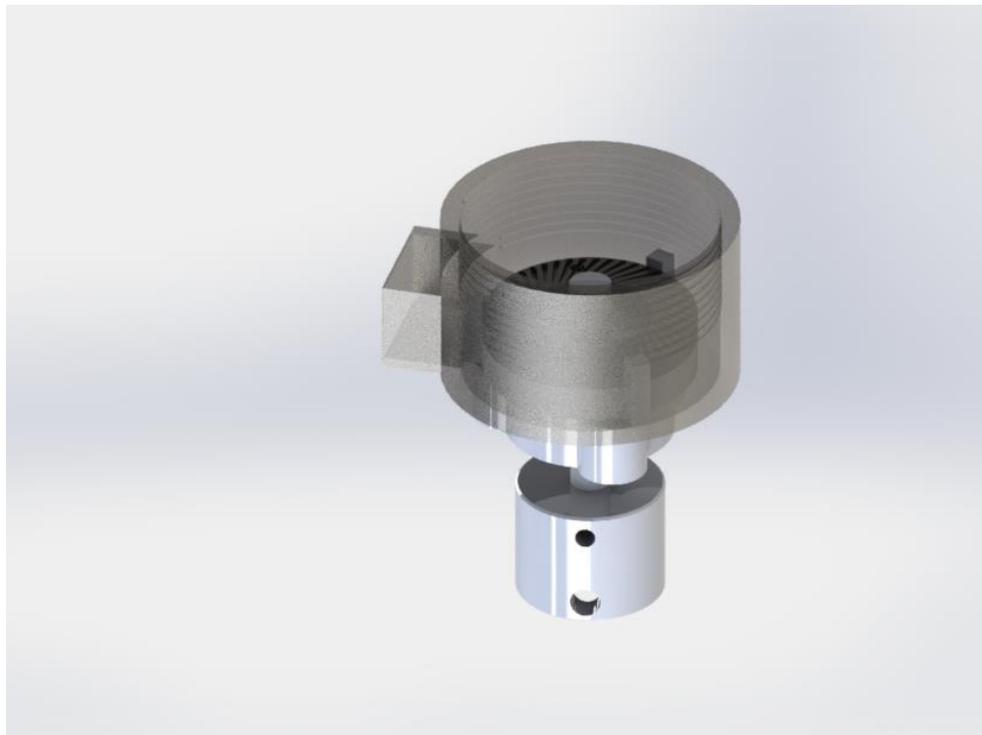
3.1.3 Sistema de lâminas

O sistema de lâminas nada mais é que o local onde ocorre a quebra do café. É composto por duas lâminas. Alguns parâmetros que influenciam na granulometria do pó precisam ser estudados mais a fundo neste sistema, como a geometria das lâminas e a altura entre elas.

Lâmina superior: a lâmina superior é a que fica estacionária, não há velocidade rotacional enquanto o café é moído.

Lâmina inferior: a lâmina inferior é a que recebe a velocidade rotacional do motor e conseqüentemente gira para que haja uma velocidade relativa entre as duas lâminas. É através dessa velocidade relativa que é feita a quebra do grão café.

Figura 17 – Local de moagem de grãos



Fonte: O autor.

3.1.4 Sistema de sustentação

O sistema de sustentação é responsável por garantir o posicionamento desejado de todos os componentes. É constituído pelos seguintes componentes: Barras verticais, anel inferior, anel intermediário, anel superior, garras e mancal para rolamento, os quais são descritos a seguir.

Barras verticais: têm como principal função garantir o distanciamento e concentricidade do anel inferior com o anel superior. Além disso, permite o posicionamento variável do anel intermediário. Note que são utilizadas 4 barras verticais idênticas, dispostas radialmente e

conectadas aos anéis externos. As análises serão feitas sobre essas barras porque elas estão sujeitas a carga de todos os outros componentes, sendo desta forma o elemento mais crítico do sistema de sustentação.

Anel Inferior – Sua função é auxiliar a fixação do suporte no motor. É uma peça circular com 4 furos dispostos radialmente mostrado na Figura 18.

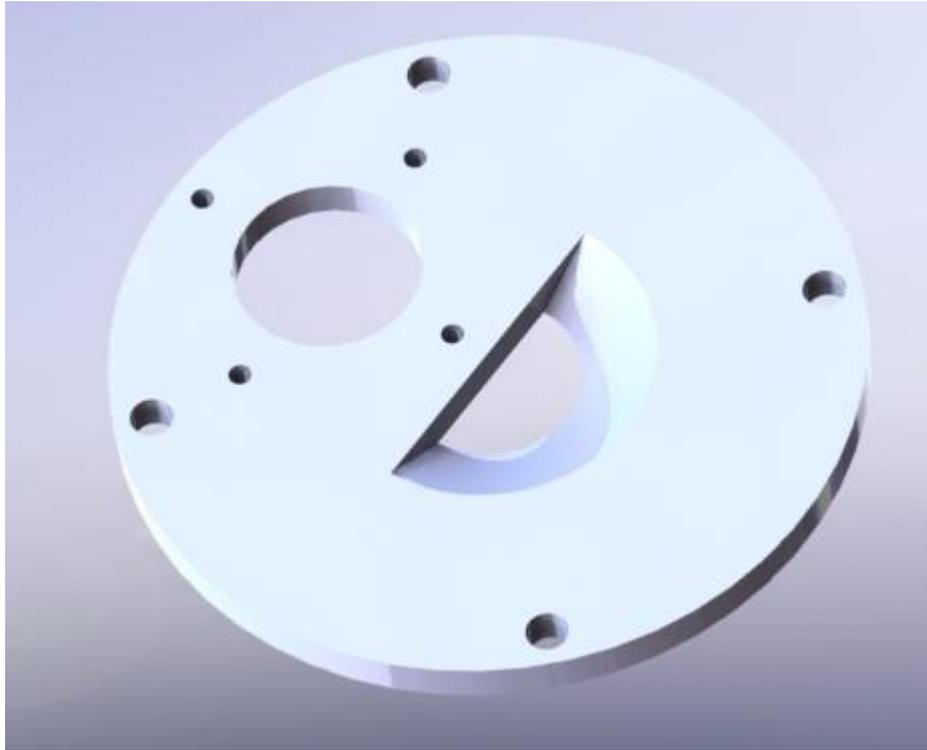
Figura 18 – Anel inferior



Fonte: O autor.

Anel Superior: é o componente fixado na extremidade superior das barras verticais e sustenta o motor de passo, o qual é preso por 4 parafusos. Possui um rasgo central que permite o escoamento do café que cai somente pela ação da gravidade até o sistema de moagem. O anel está representado na Figura 19.

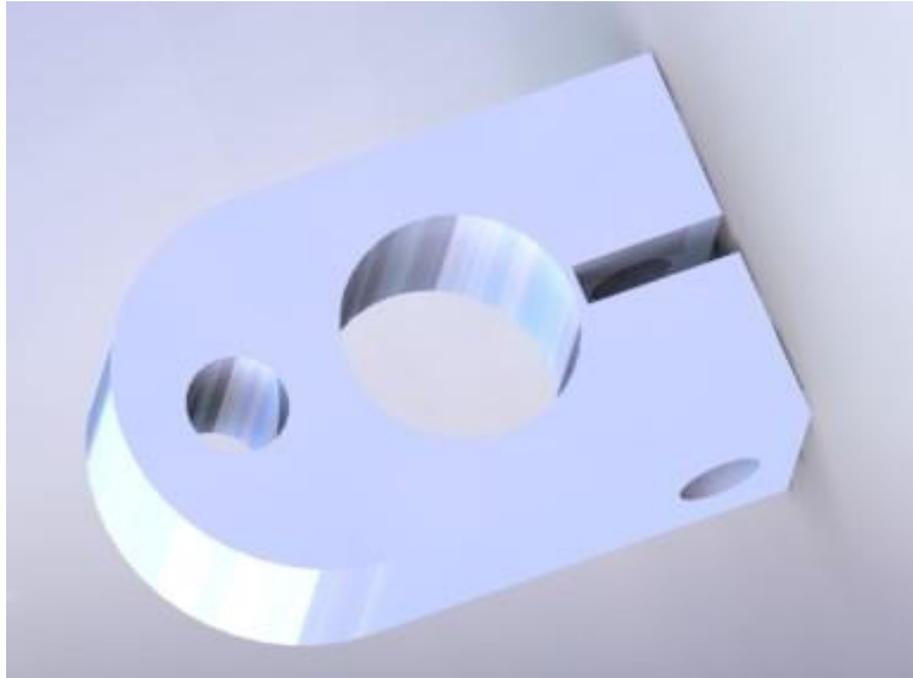
Figura 19 – Anel superior



Fonte: O autor.

Garras: São 4 peças idênticas posicionadas junto às barras verticais para garantir a sustentação do anel intermediário. É importante ressaltar que essas garras podem ser ajustadas verticalmente. Este ajuste é dado através do aperto dos parafusos que irão garantir a interferência entre cada uma das 4 barras verticais e sua respectiva a garra. Uma das garras está representada na Figura 20.

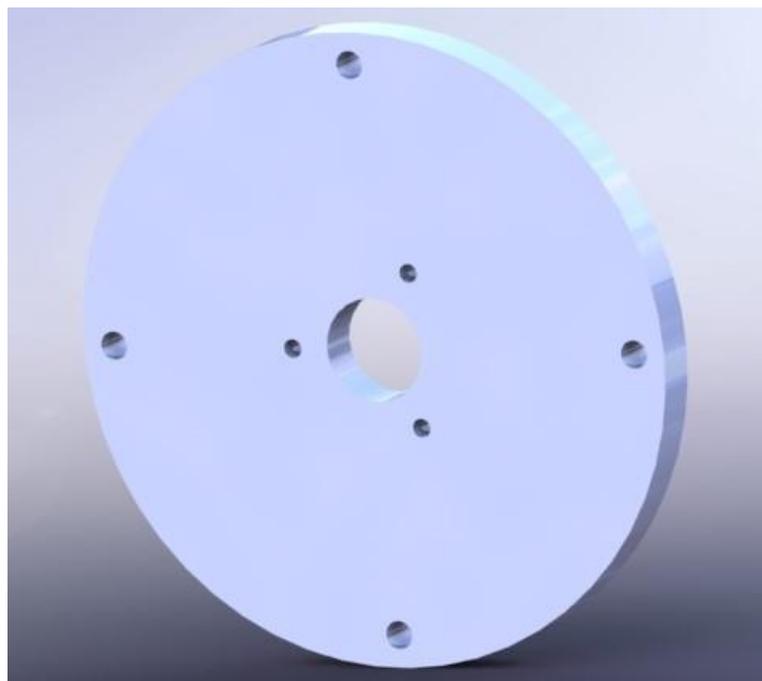
Figura 20 - Garra



Fonte: O autor.

Anel intermediário: Este anel fica posicionado entre o anel superior e inferior. É fixado nas 4 garras por parafusos. Sua função é dar suporte ao mancal de rolamento que recebe o eixo. A peça está representada na Figura 21.

Figura 21 – Anel intermediário



Fonte: O autor.

Mancal para rolamento – Este mancal fica posicionado sobre o anel intermediário sendo fixado por 3 parafusos. Sua função é fixar o rolamento que recebe o eixo que irá dar movimento à lâmina inferior para realizar a quebra do café. O mancal está mostrado na Figura 22.

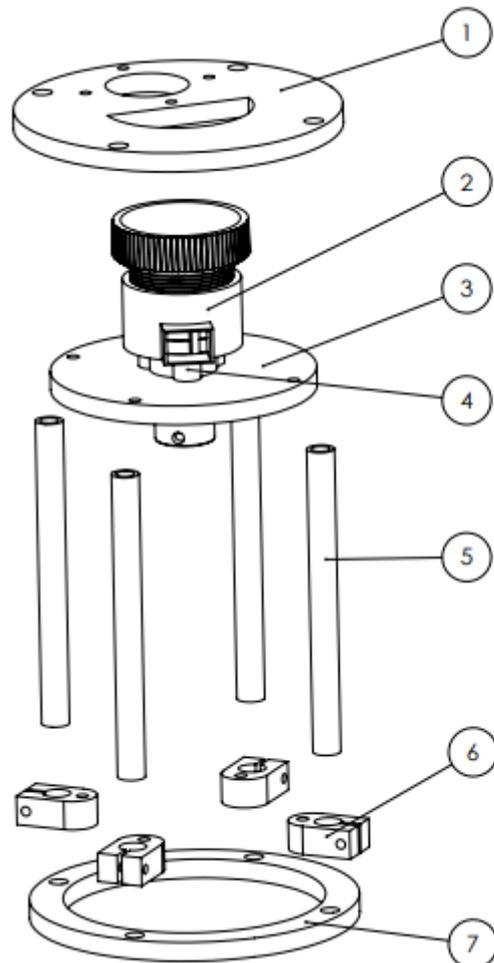
Figura 22 – Mancal para rolamento



Fonte: O autor.

Na Figura seguinte, pode-se observar o moedor e seus componentes.

Figura 23 – Vista explodida do equipamento



Número do Item	Descrição
1	Anel Superior
2	Sistema de Lâminas
3	Anel Intermediário
4	Mancal
5	Barras Circulares
6	Garras
7	Anel Inferior

Fonte: O autor.

3.2 Material

O primeiro passo antes de realizar a simulação estrutural é escolher o material que será utilizado nas barras. No projeto em questão foi utilizado o aço inox ferrítico AISI 430, laminado a frio, uma vez que este material apresenta boa resistência à oxidação, característica essencial em equipamentos que entram em contato com alimentos.

Além da resistência à corrosão, o aço inox apresenta boa condutividade térmica, boa resistência e está na mesma faixa de preço quando comparado com outros metais que apresentam as mesmas características.

As propriedades do aço podem ser encontradas na Tabela abaixo

Tabela 9 – Propriedades do AISI 430

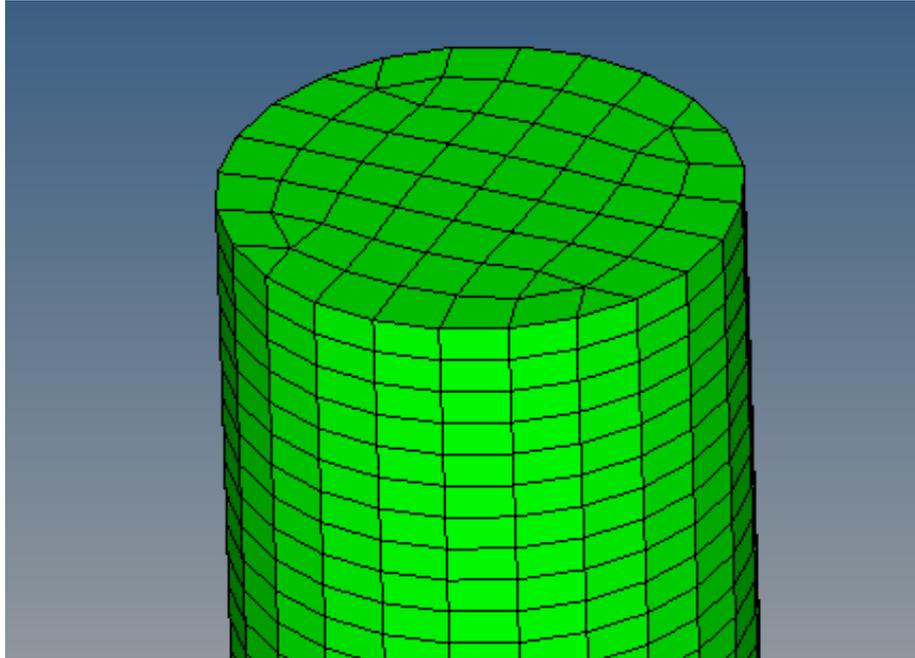
Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0,28	N/A
Módulo de cisalhamento	77000	N/mm ²
Massa específica	7800	kg/m ³
Resistência à tração	513,613	N/mm ²
Resistência à compressão	513,613	N/mm ²
Limite de escoamento	172,339	N/mm ²
Coefficiente de expansão térmica	1.1E-005	K ⁻¹

Fonte: Adaptado de Solid Works Material Properties Library, 2018.

3.3 Discretização das barras em elementos finitos

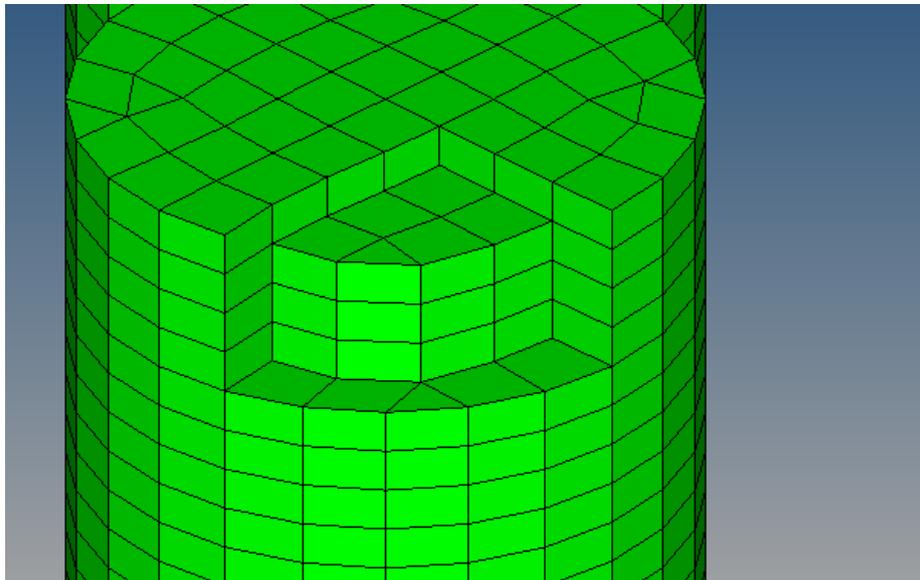
As 4 barras que são mostradas na Figura 23 foram importadas para o software *HyperMesh* e após aplicar as propriedades do aço inox, aplicou-se uma malha composta por elementos 3D, combinados por triângulos e retângulos como pode ser observado nas Figuras 24 e 25. Esse tipo de elemento foi escolhido para compor a malha para obtenção de resultados gráficos 3D, a fim de verificar melhor qualitativamente os resultados.

Figura 24 – Malha aplicada em cada barra



Fonte: O autor.

Figura 25 – Vista com corte parcial dos elementos



Fonte: O autor.

Em sua geometria inicial as barras possuem um diâmetro de 14mm e cada uma foi representada por aproximadamente 8000 elementos.

Para a escolha do tamanho dos elementos, foi feita simulação baseada em um caso analítico conhecido, para compará-lo ao método numérico.

Em Norton (2013 p. 996), é apresentado um caso clássico de uma viga engastada com carregamento em sua extremidade oposta e a equação que apresenta o deslocamento máximo da viga é dado pela equação 22.

$$y = \frac{F l^3}{3E I} \quad (22)$$

y é o deslocamento na direção da carga aplicada, F a força aplicada em Newtons, l o comprimento da viga em mm, E o módulo de elasticidade do material em N/mm^2 e I o momento de inércia em mm^4 .

Para a análise foi considerado o mesmo tipo de material do componente do trabalho, o aço AISI 430, um diâmetro de 28mm e comprimento de 160mm. O resultado analítico para o deslocamento máximo é de 2,26mm.

No método numérico foram feitas simulações com 5 tamanhos de malha a fim de garantir que o tamanho de malha utilizado apresente resultados confiáveis. Os tamanhos utilizados foram: 15mm, 12mm, 9mm, 6mm e 3mm.

Os resultados estão apresentados nas figuras 26 e 27 e o resultado geral na figura 28.

Figura 26 – Barras com Malha de 15mm³

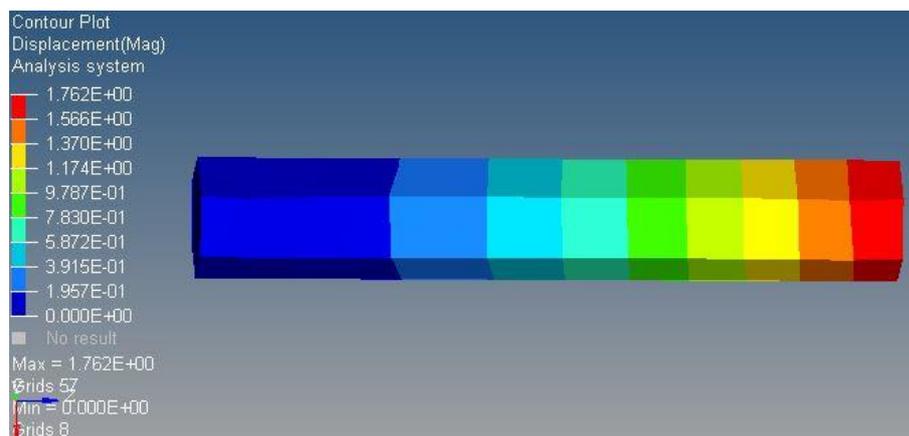
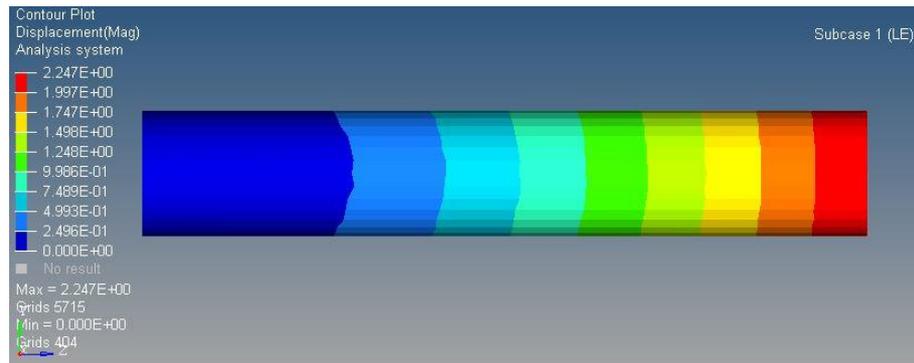
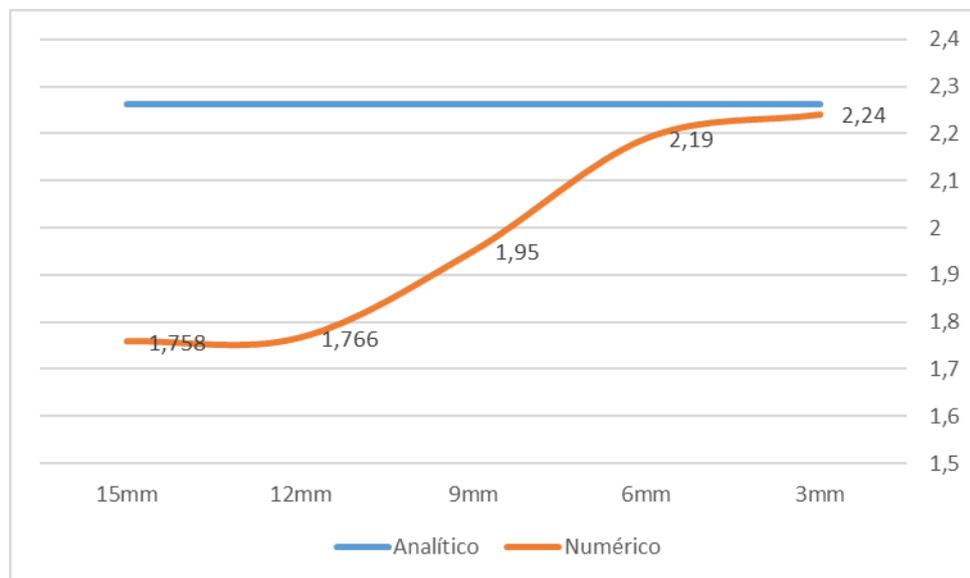


Figura 27 – Barras com Malha de 3mm³

A figura 28 apresenta o resultado para todos os tipos de malha utilizados.

Figura 28 – Deslocamentos em função do tamanho de malha



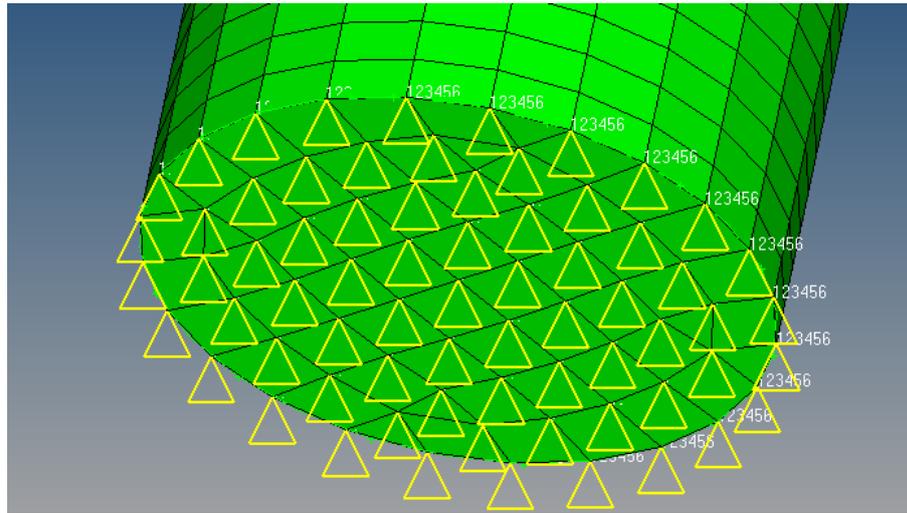
A partir dos resultados obtidos, optou-se por utilizar a malha de 3mm, visto que a mesma apresentou uma diferença pequena de 0,9% em relação ao deslocamento pelo método analítico.

3.4 Aplicação das condições de contorno

Na montagem proposta para o sistema, essas barras serão fixadas por parafusos em suas respectivas bases, desta forma adotou-se o critério de que elas estão engastadas em suas bases, como pode ser visto na figura 29.

Apesar de estar simulando o engaste dos parafusos, não será considerado o efeito de concentração de tensão dos mesmos a fim de simplificar as simulações e interpretações de resultado.

Figura 29 – Engaste aplicado



Fonte: O autor.

Como visto na Figura 29, todos os nós da barra tiveram seus 6 graus de liberdade restringidos, simulando o bloqueio de movimentação dos mesmos em qualquer direção.

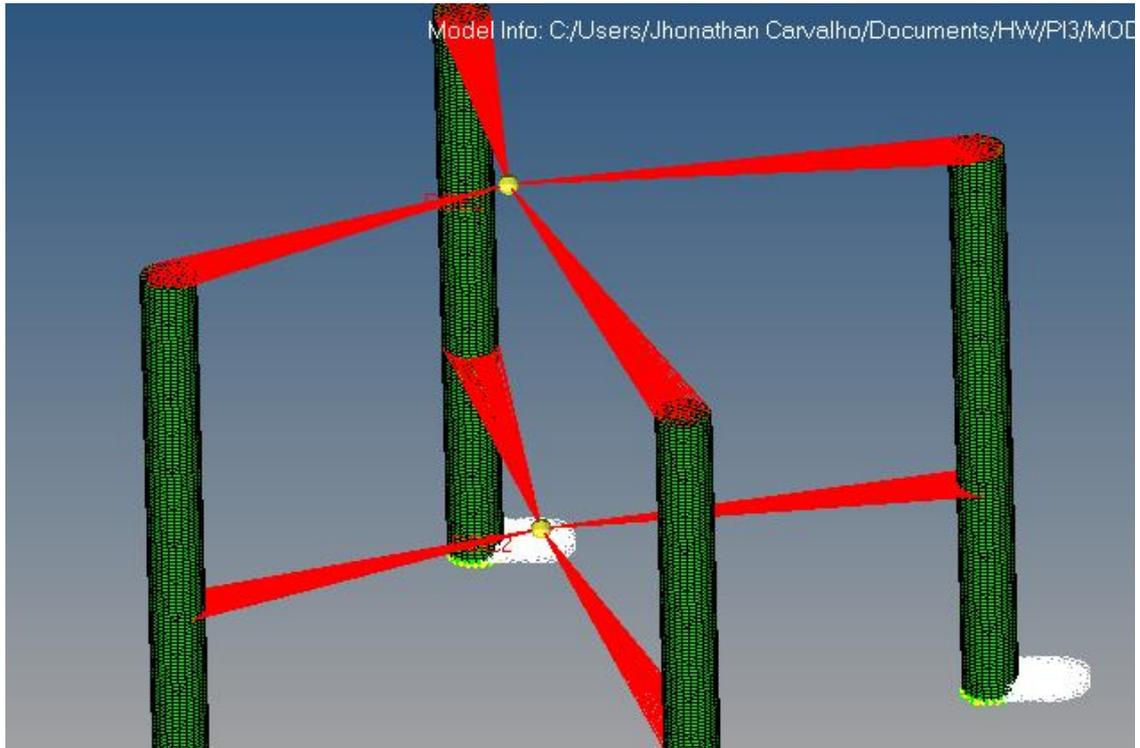
3.5 Simplificação dos discos

Os discos superior e intermediário têm como função a sustentação dos demais componentes do sistema (Figuras 19 e 21). A carga que é aplicada nestes discos rígidos é transmitida para as barras.

Estes componentes são robustos para as cargas que são suportadas por eles, por esse motivo foram simplificados como elementos rígidos. Esses elementos rígidos simplificam a simulação, por não ser um corpo sólido, atuando como transmissores de força, do ponto de onde a mesma é aplicada até os elementos que a recebem.

Foi criado um elemento rígido entre cada nó da superfície de contato das barras e o centroide de cada disco. O sistema está representado na Figura 30.

Figura 30 – Representação dos Elementos Rígidos



Fonte: O autor.

A localização dos nós intermediários foi determinada a partir do centro de massa de cada sistema incluindo o disco e os componentes que por ele são suportados. Essas coordenadas foram encontradas no *SolidWorks* nas propriedades de massa.

A origem do sistema está localizada equidistante do centro de cada barra e é coplanar com a base das mesmas. O eixo axial das barras é o eixo z.

Para o sistema superior as coordenadas foram:

Tabela 11 – Posição do nó que representa o disco superior

Coordenada	Posição (mm)
X	21,26
Y	4,90
Z	160,00

já para o sistema intermediário as coordenadas foram:

Tabela 12 – Posição do nó que representa o disco intermediário

Coordenada	Posição (mm)
X	4,00
Y	13,79
Z	60,00

3.6 Aplicação de cargas

Foram consideradas 3 cargas na modelagem deste problema. A primeira carga representada no nó do centro de massa superior representa a soma do peso do disco e do peso do motor de passo que ele sustentará. A massa do disco foi encontrada no *SolidWorks* e a massa do motor NEMA 23 é dada pelo fabricante.

Considerando a gravidade = a $9,81 \text{ m/s}^2$ obteve-se:

Tabela 13 – Força aplicada através do disco superior

	Massa (kg)	Peso (N)
Motor de passo	1,000	9,81
Anel superior	1,805	17,71
Total		$-27,52 \text{ N } \hat{k}$

Na determinação do carregamento intermediário, além da massa do sistema composto pelo anel e pelos componentes que ele suporta, foi considerado o caso de que o motor de indução não estivesse fixado por parafusos. Este caso simula um caso onde o operador não aperta os parafusos o suficiente ou pode simular também um afrouxamento natural dos parafusos com o decorrer do tempo devido às vibrações da máquina. Desta forma o motor de indução seria sustentado também pelo anel intermediário. Foi adotado esta carga com a finalidade de fazer uma análise conservadora visto que é um cenário possível de ocorrer.

A massa do sistema intermediário foi determinada no *SolidWorks* e a massa do motor é dada pelo fabricante. Desta forma a carga será:

Tabela 14 - Força aplicada através do disco intermediário

	Massa (kg)	Peso (N)
Motor de indução	12,00	117,72
Sistema inferior	1,44	14,17
Total		-131,89 N \hat{k}

A terceira carga ocorre devido à quebra do café. Para dimensionar esta carga também foi selecionado o pior caso possível, afim de fazer mais uma vez uma análise conservadora. No material de referência Šárka Nedomová et al (2013), foi visto que a máxima força suportada por um grão de café é de 55N, porém no moedor não é só um grão que é moído por vez. Assim, assumiu-se que 6 grãos (preenchimento máximo entre as lâminas) estão sendo fraturados ao mesmo tempo.

É importante ressaltar ainda que o valor citado pela referência é sobre o esmagamento de um grão de café, não de cisalhamento. A quebra por cisalhamento teoricamente exige uma força menor, desta forma pode-se afirmar que para este caso a consideração é conservadora.

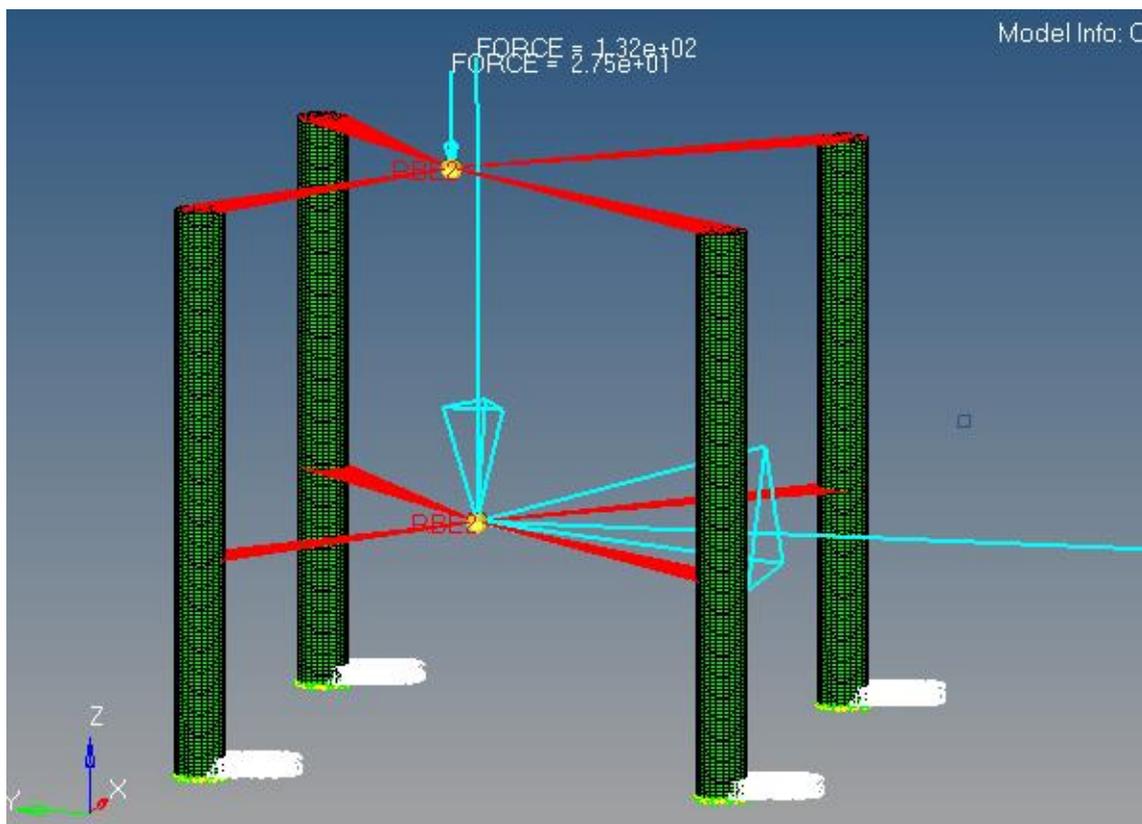
Como a força responsável pela quebra do café é uma força de cisalhamento, a direção adotada para a força deste efeito foi a tangencial, que é a mesma direção de giro das lâminas, mas com sentido diferente.

$$F_3 = 55N \times 6$$

$$F_3 = 330N \hat{j}$$

A representação do sistema após todas as considerações ficou da seguinte forma:

Figura 31 – Representação final da modelagem



3.7 – Análise linear estática e de flambagem

Foi realizada a simulação linear estática através do Método dos Elementos Finitos para obter a Máxima Tensão de von Mises. Foi adotado este critério pois segundo Norton, a metodologia apresenta resultados assertivos para a maioria dos aços.

Para a análise de flambagem das barras foi considerado os mesmos casos de carga e condições de contorno do sistema. A partir da solução numérica dada pelo software *OptiStruct*, obteve-se os módulos de flambagem de cada caso.

É importante ressaltar que existem infinitos modos da estrutura flambar, entretanto nesta análise, apenas o primeiro modo de flambagem será considerado, pois neste a carga crítica é menor que no segundo e assim sucessivamente. Desta forma caso o componente atinja carga para falhar no segundo modo, antes ele já teria falhado no primeiro.

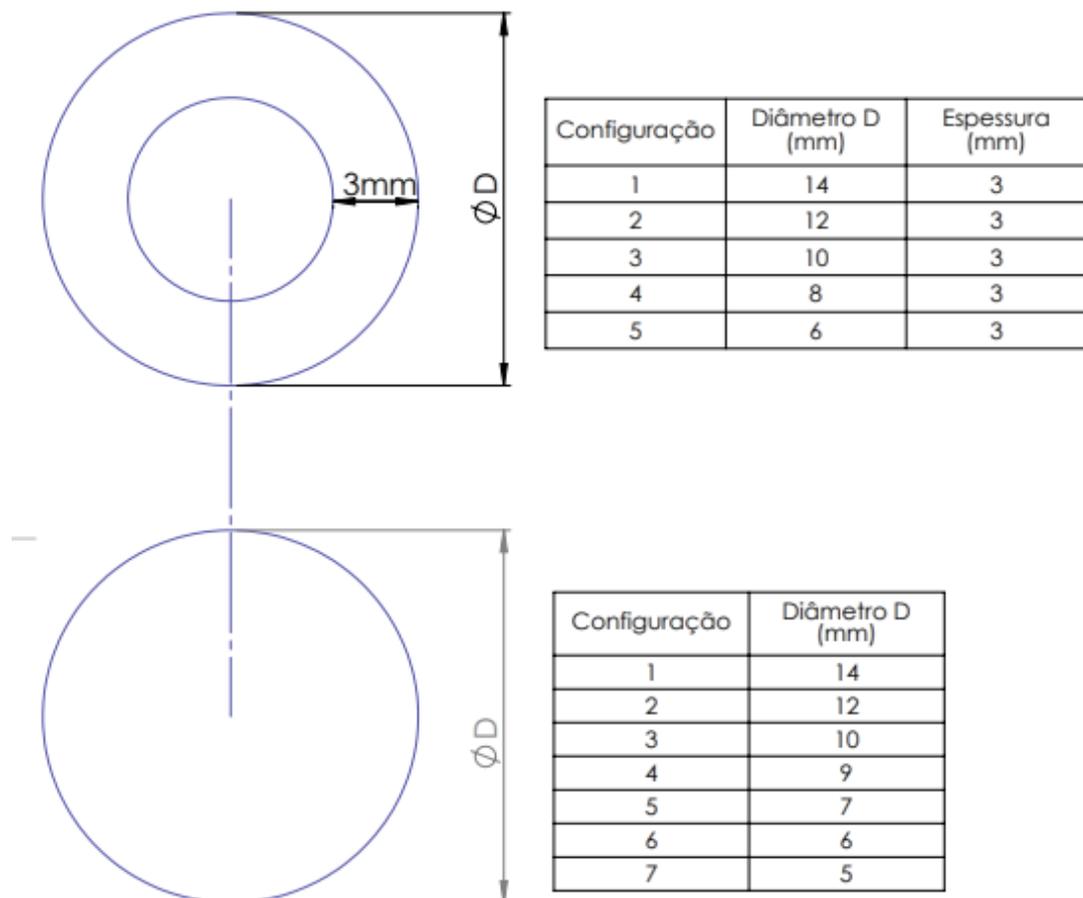
Todos os passos citados anteriormente foram repetidos para todos os casos de variação de geometria das barras

Posteriormente, para analisar uma redução no peso dos componentes, os mesmos passos foram implementados com barras de diâmetros diferentes e barras em formatos de tubos com

variação de diâmetro externo mantendo uma espessura de 3mm. Com a variação dos diâmetros e mantendo o mesmo caso de carga será possível, obter uma parametrização entre geometria e massa de material e os critérios de falhas adotados.

Na Figura abaixo estão representadas as configurações de barras que foram analisadas para os dois casos, com as seções transversais maciças e como tubos.

Figura 32 – Variação das seções transversais analisadas



Fonte: O autor.

3.8 – Análise de fadiga

Após a obtenção dos resultados de análise linear estática e de flambagem, realiza-se a análise de fadiga no componente com menor massa de material que não falharam nos testes

anteriores, afim de que o mesmo não falhasse por fadiga em um número determinado de ciclos. Para realizar a análise foi utilizada o resultado da máxima tensão de von Mises para o componente escolhido, considerando fadiga de alto ciclo.

3.8.1 – Número de ciclos

O número de ciclos requeridos para que o sistema funcionasse sem falhar por fadiga foi mensurado através de uma proposta onde o componente dure 10 anos. O grau de utilização foi considerado da seguinte forma:

Tabela 15 – Parâmetros considerados para o ciclo

Parâmetro	Valor
Rotação do motor	360 RPM
Tempo de funcionamento	60 min/dia
Rotações	21600 rotações/dia
Dias de funcionamento	365 dias/ano
Rotações	$7,88 \times 10^6$ / ano
Ciclos totais (10 anos)	$7,88 \times 10^7$ ciclos

3.8.2 - Limite de fadiga estimados

Para o limite de fadiga estimados foi utilizado o valor do limite de ruptura à tração S_{ut} que pode ser encontrado na Figura 14, com valor de 513,613MPa.

O limite de fadiga S_e pode ser encontrado através das correlações apresentadas na Tabela 1.

3.8.3 – Fatores de correção à fadiga

No cálculo da fadiga é necessário utilizar alguns fatores de correções, que envolvem o tipo de problema abordado, para que o resultado seja mais condizente com a realidade.

Os fatores de correção à fadiga utilizados foram: fator de carregamento, fator de tamanho, fator de superfície temperatura e confiabilidade, conforme mencionado na Tabela 2.

3.8.3.1 – Fator de correção de carregamento

O fator de correção de carregamento relaciona a redução de resistência à fadiga com o tipo de carregamento que foi aplicado. Segundo Norton (2013), a relação da resistência à fadiga

sob forças normais e flexões rotativas podem ser relacionadas de acordo com os dados apresentados na Tabela 3.

3.8.3.2 – Fator de correção de tamanho

O fator de tamanho deve-se à diferença de tamanho entre os corpos de prova e os corpos que estão sendo analisados. Para aplicação deste fator segue os valores apresentados na Tabela 4.

3.8.3.3 – Fator de correção de superfície

O fator de correção da superfície está atribuído ao fato de superfícies mais grosseiras, sem acabamento superficial, estarem mais propensas a propagação de micro trincas, facilitando o acontecimento da ação da fadiga. Quanto menor a qualidade do acabamento superficial, maior a interferência da superfície na fadiga. Os parâmetros para determinar o fator de correção de superfície estão presentes na Tabela 5.

3.8.3.4 – Fator de correção de temperatura

Assim como no fator de correção de tamanho, o fator de correção da temperatura aplica-se principalmente se houver diferença entre a temperatura de trabalho do material e do corpo de prova ensaiado. Normalmente, os corpos de prova são ensaiados em temperatura ambiente. As faixas de temperatura de trabalho e os respectivos valores do coeficiente de temperatura são mostrados na Tabela 6.

3.8.3.5 – Fator de correção de confiabilidade

Este fator está ligado à confiabilidade dos valores atribuídos durante o projeto e a confiabilidade requisitada para o funcionamento do elemento em questão. Os valores são mostrados na Tabela 7.

3.8.4 – Construção curva SN

Neste trabalho, estuda-se um caso de fadiga de alto ciclo (entre 10^3 e 10^6 ciclos). Assim, é adotado por recomendação um valor de resistência do material a 10^3 ciclos dado por S_m . Aproximações mostram que estes valores podem ser calculados a partir da tensão de limite de ruptura à tração (S_{ut}) conforme dados de carregamentos presentes na Tabela 8.

Posteriormente o fator de fadiga corrigido, S_e , foi calculado para em 10^6 ciclos seguindo a recomendação da referência.

A partir desses dados foi possível plotar a curva de fadiga do material da tensão aplicada (S) em função do número de ciclos (N) em escala logarítmica.

Tabela 16 – Equação da curva SN

$$S(N) = aN^b$$

$$\log S(N) = \log a + b \log N$$

Fonte: adaptado de Norton 2013

Onde b pode é calculado através de um parâmetro experimental z.

Tabela 17 – Cálculo do coeficiente b

$$b = \frac{1}{z} \log \left(\frac{S_m}{S_e} \right) \text{ onde } z = \log N_1 - \log N_2$$

$$\log(a) = \log (S_m) - b \log (N_1) = \log (S_m) - 3b$$

Fonte: adaptado de Norton, 2013.

Tabela 18 – Valores de z em função de N2

N ₂	z
1,0E6	-3,000
5,0E6	-3,699
1,0E7	-4,000
5,0E7	-4,699
1,0E8	-5,000
5,0E8	-5,699
1,0E9	-6,000
5,0E9	-6,699

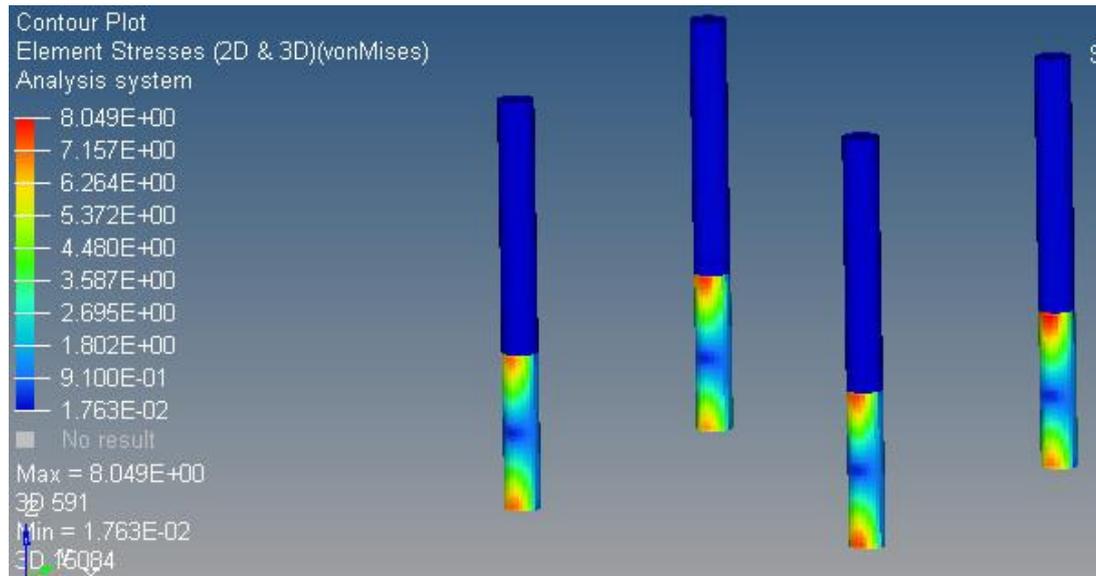
Fonte: adaptado de Norton, 2013.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 – Análise linear estática

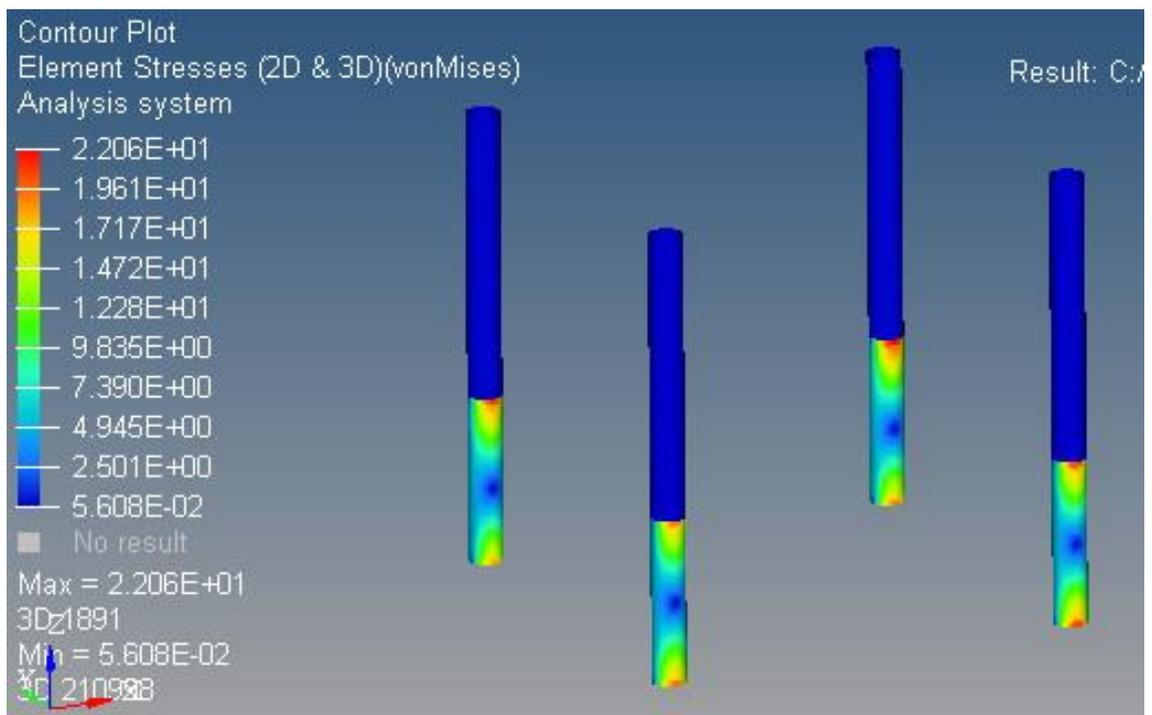
Inicialmente foi realizada uma análise qualitativa dos resultados. As disposições dos carregamentos obtidos tanto para as barras maciças quanto para os tubos vazados, estão apresentadas nas Figuras 32e 33:

Figura 33 - Disposição dos carregamentos nos tubos maciços



Fonte: O autor.

Figura 34 - Disposição dos carregamentos nos tubos vazados



Fonte: O autor.

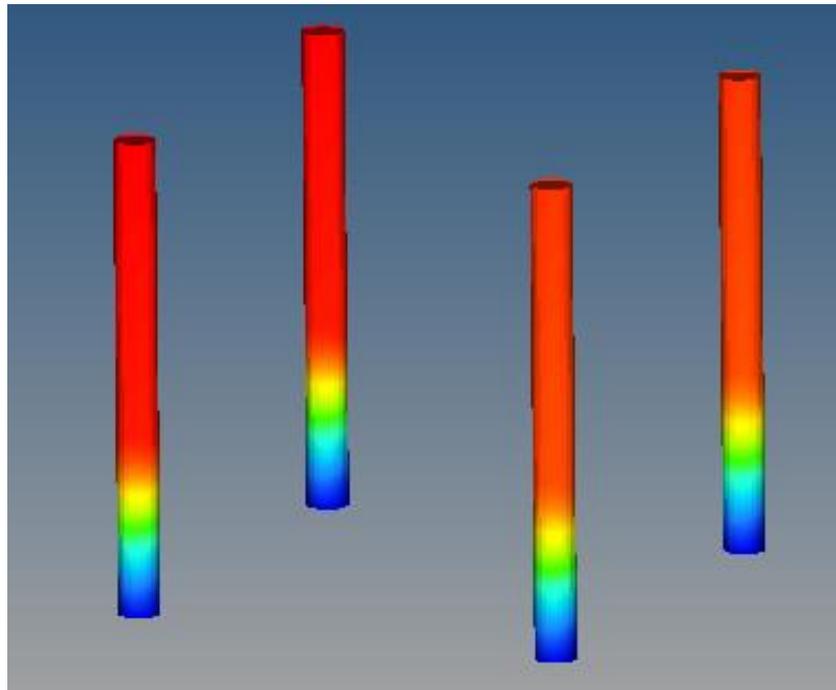
Pode-se observar nas Figuras 33 e 34 que em ambos os casos, tanto para as barras maciças quanto para as vazadas, os carregamentos se dispõem de forma semelhante, concentrando nas mesmas regiões, próximas à base das barras e ao local de apoio do anel intermediário.

Além disso observa-se que a região inferior da barra é o local onde as tensões se concentram. Isto pode ser explicado a partir de 2 fatos: o primeiro é a diferença de magnitude entre os carregamentos aplicados na parte intermediária e na parte superior da barra. A segunda explicação são os elementos rígidos que foram colocados para representar os discos, uma vez que você enrijece o material entre 2 pontos a tendência é que ele seja bem mais resistente nessa área.

Outra observação que pode ser feita a partir das imagens 35 e 37 é que as tensões se dispõem da mesma forma entre as barras, porém com magnitudes diferentes. Este fato justifica-se pela diferença de distância da aplicação da carga em relação ao eixo axial das barras. Desta forma era esperado que as barras não fossem solicitadas com a mesma magnitude.

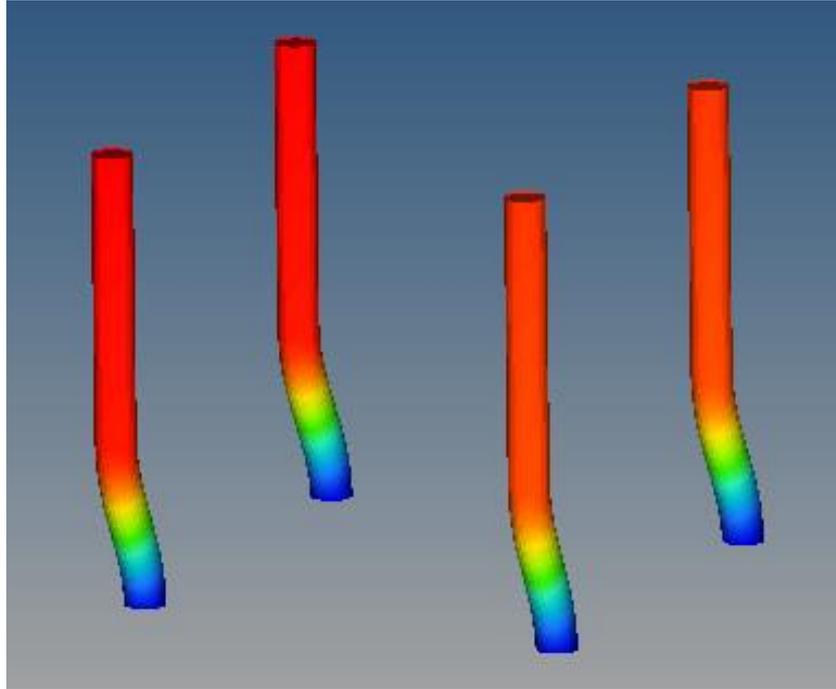
As Figuras abaixo representam o deslocamento que as barras sofreram mediante às solicitações:

Figura 35 – Deslocamento Inicial dos tubos maciços



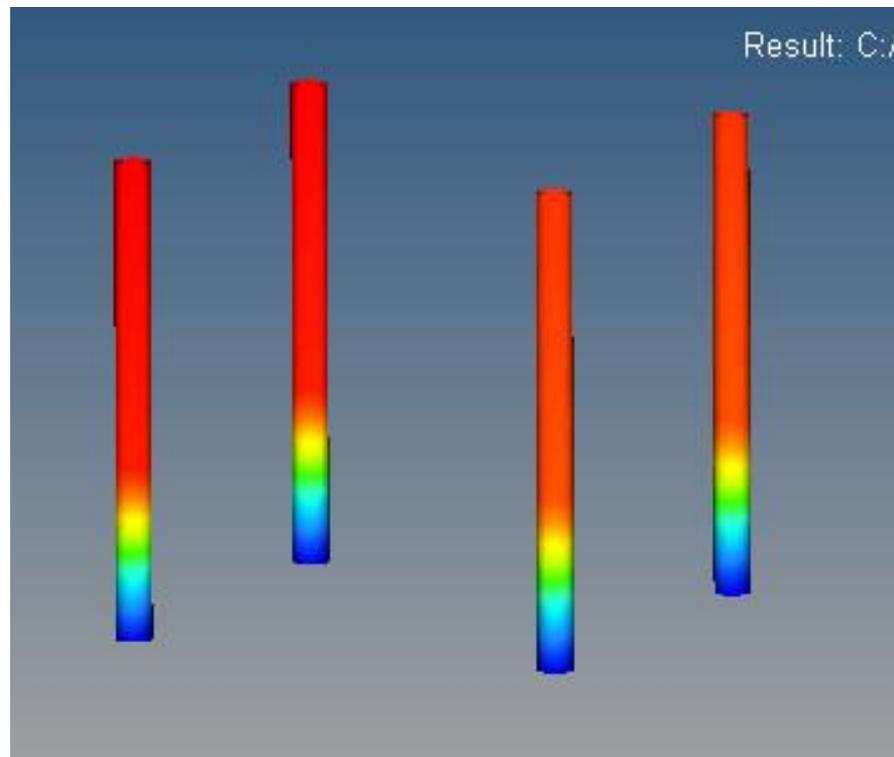
Fonte: O autor.

Figura 36 – Final do deslocamento dos tubos maciços



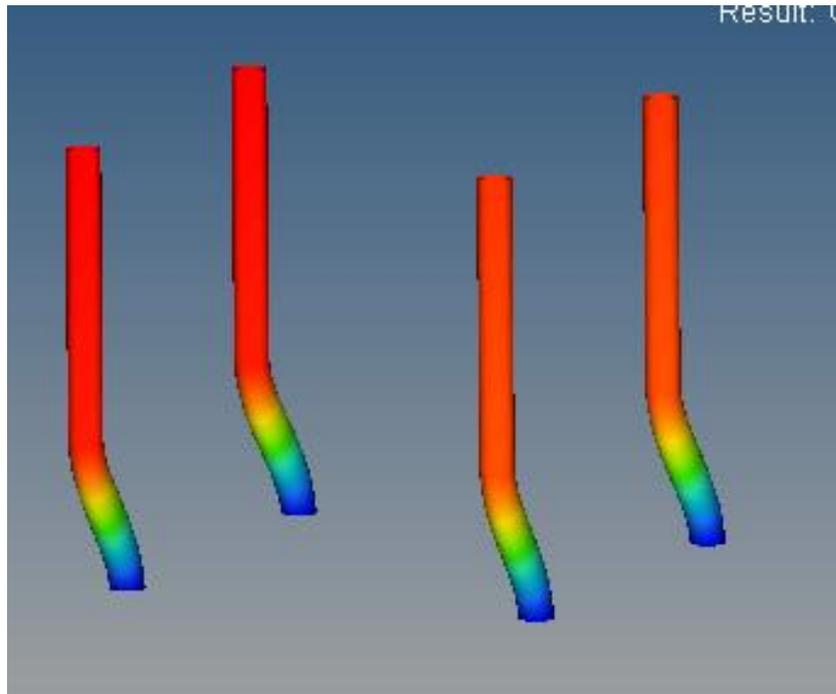
Fonte: O autor.

Figura 37 – Início do deslocamento dos tubos vazados



Fonte: O autor.

Figura 38 – Final do deslocamento dos tubos vazados



Fonte: O autor.

Os resultados foram amplificados para obter uma melhor visualização da deformação das barras. Em todas as simulações os resultados seguiram o mesmo padrão de deslocamento, alterando apenas em magnitude.

Com esses resultados é possível observar que o maior deslocamento está exatamente na extremidade oposta ao engaste feito na simulação. Esse resultado é coerente uma vez que quanto mais longe do engaste menor é a restrição de movimento do elemento e consequentemente maior a liberdade para se movimentar.

Outra observação é a movimentação em conjunto das barras. Todas as barras se movimentam na mesma direção e com magnitudes parecidas. Esse resultado deve-se à ação dos elementos rígidos que estão unindo-as. Este fato está coerente, uma vez que essas barras estão conectadas, a tendência é que ao movimentar qualquer uma delas as outras também se movimentem.

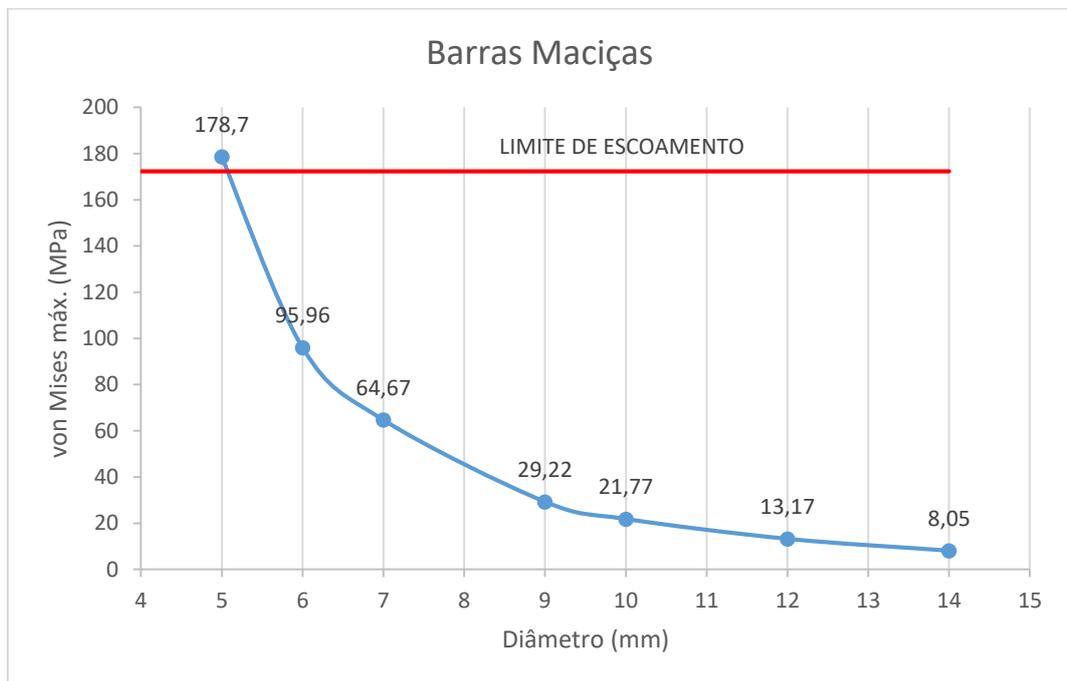
Para os resultados de tensões no caso dos cilindros foram obtidos os seguintes valores:

Tabela 19 – Carregamentos barras cilíndricas

Diâmetro (mm)	Von Mises máx. (MPa)	Massa (g)
14	8,05	768,44
12	13,17	546,57
10	21,77	392,06
9	29,22	317,57
7	64,67	192,11
6	95,96	141,14
5	178,7	98,01

Na Tabela 19 e na Figura 39 estão representadas as máximas tensões de von Mises em função do diâmetro de cada barra. Percebe-se que a relação entre tensão e diâmetro é inversa. Quanto menor o diâmetro, maior a tensão.

Figura 39 – Tensões em Cilindros



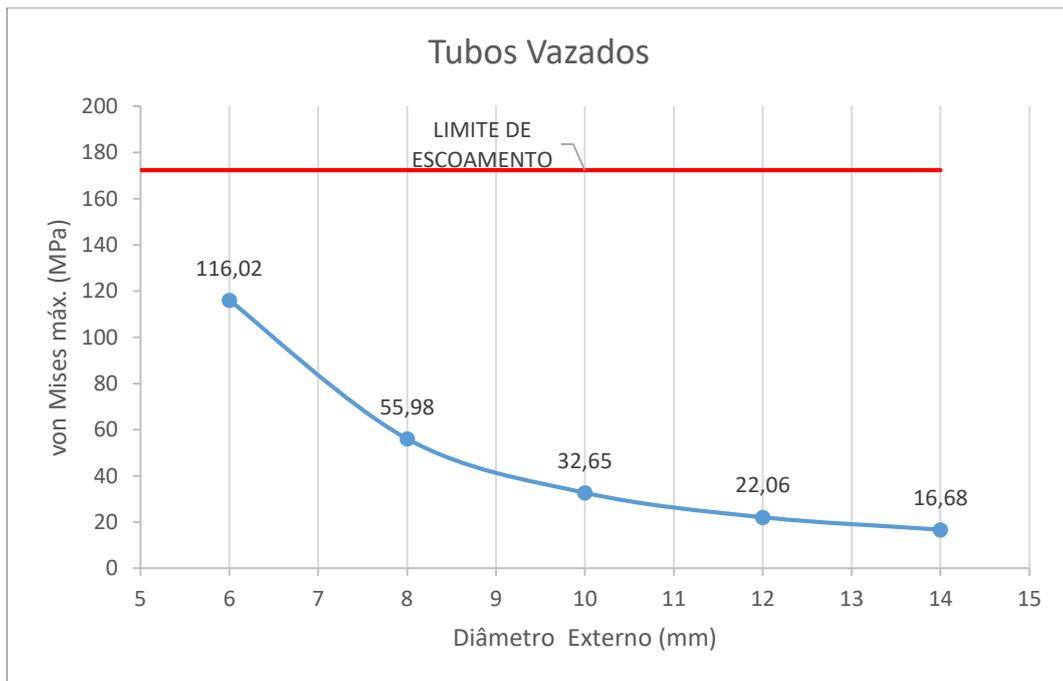
Para as barras em formato cilíndrico é possível observar o comportamento semelhante de uma função exponencial entre o diâmetro da barra e a máxima tensão de von Mises. Isso significa que quanto menos material para a absorção das cargas, maior será o esforço feito pelos componentes.

É possível observar também que valores próximos a 5mm de diâmetro, a tensão de von Mises aproxima-se à tensão de limite de escoamento do material que é de 172 MPa, isto sem levar em conta o fator de segurança.

Tabela 20 – Carregamentos em tubos de 3mm de espessura

Diâmetro externo (mm)	Von Mises (MPa)	Massa (g)
14	16,68	294,04
12	22,06	247,00
10	32,65	199,95
8	55,98	152,90
6	116,02	105,86

Figura 40 – Tensões em Tubos

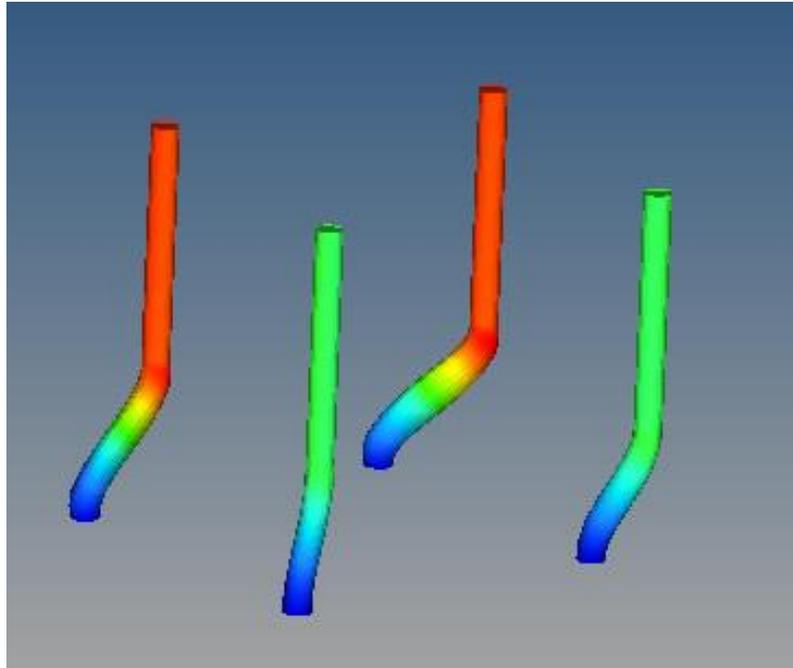


Ao analisar os resultados dos tubos com 3mm de espessura, na Tabela 20 e na Figura 40, observa-se que a relação entre massa e tensão máxima de von Mises para um mesmo raio externo é bem menor no segundo caso. Apesar da diferença de valores, o comportamento dos gráficos é semelhante.

4.2 – Flambagem

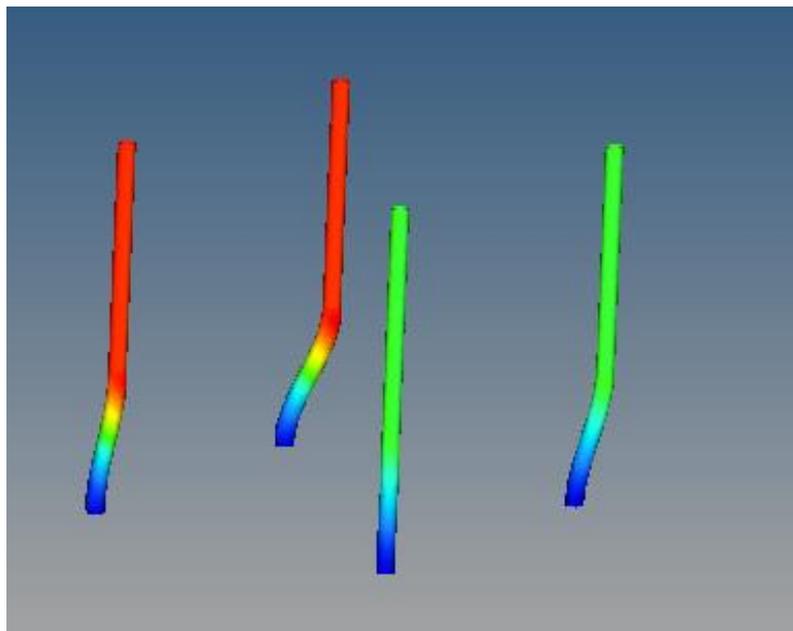
Nas análises de flambagem observa-se primordialmente o deslocamento (autovalor ou modo) caso o carregamento ocasionasse a flambagem (autovetor ou carga crítica).

Figura 41 – Flambagem de um dos cilindros



Fonte: O autor.

Figura 42 – Flambagem de um dos tubos



Fonte: O autor.

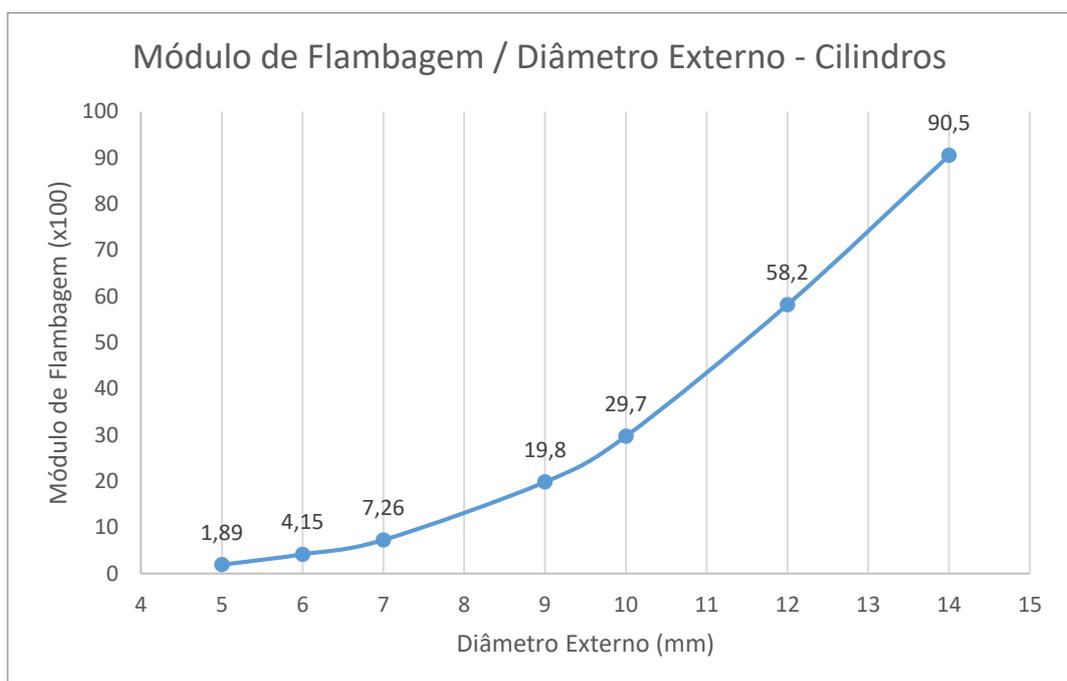
Tanto na Figura 41 como na Figura 42 os resultados foram aumentados para facilitar a observação do 1º modo que as barras flambariam.

A Tabela 21 apresenta os resultados obtidos para o módulo de flambagem para os cilindros maciços, de acordo com a variação do diâmetro.

Tabela 21: Módulo de flambagem para as barras cilíndricas

Diâmetro (mm)	Módulo de flambagem	Massa (g)
14	9050	768,44
12	5820	546,57
10	2970	392,06
9	1980	317,57
7	726	192,11
6	415	141,14
5	189	98,01

Figura 43 – Módulo de flambagem em cilindros



Note que o módulo de flambagem cresce com o aumento do diâmetro das barras. Assim, quanto mais material a barra possui, considerando uma mesma geometria, maior a dificuldade de o sistema flambar.

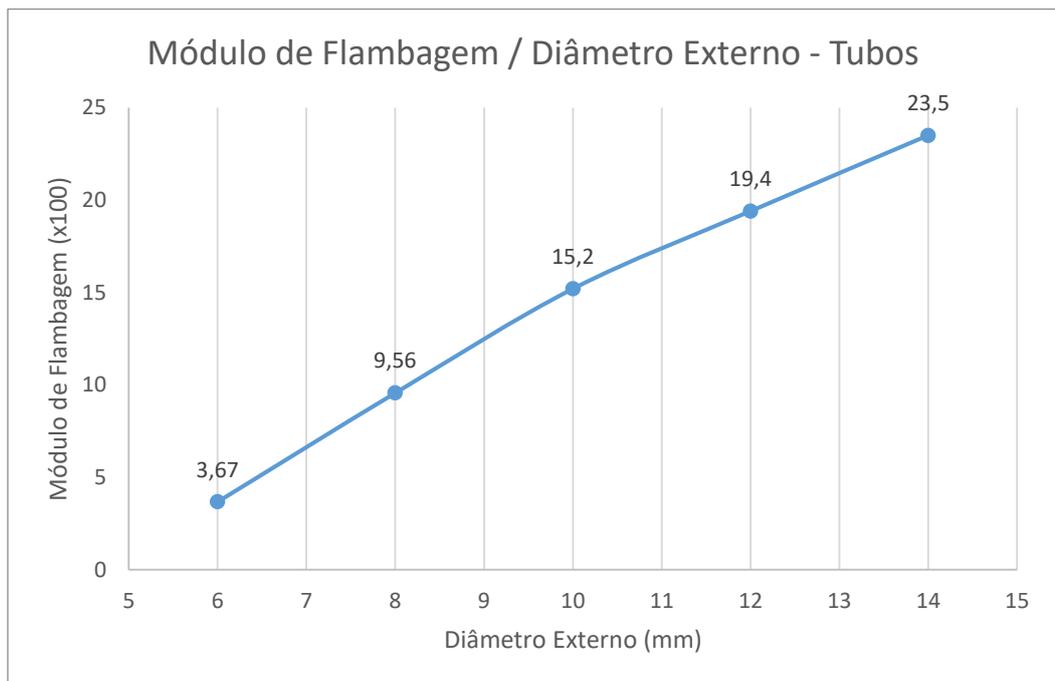
Os resultados mostrados na Tabela 21 mostram que para todas as simulações feitas, o sistema não entra em flambagem. O menor valor encontrado foi de 189, ou seja, no pior cenário os carregamentos teriam que ser aumentados em uma escala de 189 vezes para que ocorresse a flambagem.

Os resultados para flambagem dos tubos são apresentados na Tabela 22.

Tabela 22 - Módulo de flambagem para os tubos

Diâmetro externo (mm)	Módulo de flambagem	Massa (g)
14	2350	294,04
12	1940	247,00
10	1520	199,95
8	956	152,90
6	367	105,86

Figura 44 - Módulo de flambagem em tubos



Analisando os resultados da Tabela 22 e da Figura 44, assim como nos cilindros, os tubos não apresentaram nenhuma instabilidade geométrica com as cargas aplicadas. Desta forma é possível dizer, que para a simulação feita, considerando as cargas e as geometrias utilizadas, a flambagem não é um fator limitante deste projeto.

4.3 – Fadiga

Para a análise em fadiga, foi utilizada o tubo com 6 mm de diâmetro externo, visando a otimização do projeto. O mesmo não apresentou falha segundo os critérios analisados anteriormente que foram: escoamento através da tensão máxima de von Mises e flambagem.

Caso este tubo suporte o número de ciclos exigidos pelo projeto ela será a escolhida, caso contrário será feita uma nova análise utilizando a de segundo menor valor de massa e assim sucessivamente até encontrar uma barra que atenda às necessidades do projeto.

Para o cálculo do limite de fadiga seguindo os parâmetros da Tabela 1, lembrando que o material utilizado é aço inox e seu limite de ruptura à tração é de 513,613 Mpa. O limite (S_e') foi calculado da seguinte forma.

$$S_e' = 0,50 S_{ut}$$

$$S_e' = 256,80 \text{ MPa}$$

Agora será feito o cálculo dos fatores de correção.

Para o fator de carregamento, seguindo instruções da Tabela 3, foi adotado o valor de 1, uma vez que a força de maior componente, que é a quebra do café, gera uma flexão no componente.

Para o fator de tamanho, seguindo os parâmetros da Tabela 4 foi adotado o valor de 1 também, uma vez que a barra possui diâmetro menor que 8mm. Logo pode ser aproximada de um corpo de prova.

Para o fator de superfície foi seguida a fórmula e os parâmetros apresentados na Tabela 5. Considerando que a barra será usinada a frio, os valores adotados foram:

$$a = 4,510$$

$$b = -0,265$$

$$S_{ut} = 513,613 \text{ MPa}$$

Então o valor calculado para o fator de superfície foi de 0,863, de acordo com a equação presente na Tabela 5 onde se enquadra o tubo.

Para a confiabilidade do projeto escolheu-se o valor de confiabilidade de 99,9% que resulta em um fator de correção devido à confiabilidade de 0,753 seguindo os parâmetros indicados na Tabela 7.

Já para a temperatura, o componente trabalhará sob temperatura ambiente, com uma pequena elevação de temperatura quando acionado devido aos atritos, mas sem grandes alterações. Desta forma foi escolhido o fator de temperatura igual a 1, seguindo os parâmetros da Tabela 6.

Desta forma os fatores escolhidos e calculados estão apresentados na Tabela 23.

Tabela 23 – Fatores de correção aplicados

Fator de Correção	Valor
Carregamento	1,000
Tamanho	1,000
Superfície	0,863
Confiabilidade	0,753
Temperatura	1,000

Com esses dados foi possível calcular o valor de S_e que é necessário para construção da curva SN.

Seguindo o que foi mostrado Tabela 2 calculou-se o valor de S_e .

$$S_e = 166,21 \text{ MPa}$$

O fator S_m que é a tensão de fadiga em 10^3 ciclos, foi escolhido através das informações presentes na Tabela 8, considerando o caso de flexão que é o apropriado para tensão de von Mises, obtendo-se:

$$S_m = 462,25 \text{ MPa}$$

A partir desses resultados e como proposto na modelagem, pôde-se encontrar a equação SN para a barra que está sendo analisada em questão. A equação apresentada abaixo representa tensão limite de fadiga para um dado número de ciclos entre 10^3 e 10^6 ciclos.

$$S(N) = 832 N^{-0,0851}$$

Conforme ilustrado por Norton na Figura 11, a tensão para o número de ciclos considerado pelo projeto ($7,88 \times 10^7$ ciclos) é a mesma que para 10^6 ciclos, pois a partir deste ponto é considerado vida infinita para o material e o aumento no número de ciclos não altera a tensão de fadiga. A partir disso, encontra-se a tensão de 256,76 Mpa. Como a tensão encontrada para o conjunto de barras analisadas foi de 116,02 Mpa, a tensão está abaixo da tensão limite para o número de ciclos. Ou seja, segundo a metodologia apresentada pela referência, os componentes suportariam as solicitações sem que ocorra a falha por fadiga.

5. CONCLUSÕES

Ao final deste estudo observou-se a praticidade da aplicação do método dos elementos finitos, justificando o porquê é tão essencial nos projetos. Um cálculo que devido às disposições das forças e integração das barras com o sistema traria muitas complicações para ser resolvido manualmente, foi feito computacionalmente trazendo resultados confiáveis.

Foi possível observar também que todo o procedimento a ser realizado na construção do modelo é muito importante para o resultado final. O grande exemplo disso foram os elementos rígidos aplicados no local dos discos. Se eles não fossem aplicados, os resultados seriam diferentes e não retratariam a realidade do problema.

O sistema inicial com barras cilíndricas de 14 mm de diâmetro respeita o limite de escoamento do material segundo o critério de von Mises, porém os resultados obtidos mostraram que pode ser feita uma grande economia de material sem comprometer o funcionamento do sistema.

Levando em comparação o projeto inicial com a barra de 14mm e o tubo escolhido com diâmetro externo de 6mm, a massa das barras foi reduzida em aproximadamente 87%, caindo de 768g para 106g. Isso mostra o potencial do trabalho para ser replicado em todo o restante da estrutura do sistema.

Comparando os tubos com os cilindros maciços, pôde-se concluir através da relação entre massa e tensão máxima de von Mises para os mesmos casos de carga que os tubos são mais eficientes visando uma economia de massa do sistema.

Dentre os casos de falhas trabalhados (limite de escoamento, flambagem e fadiga), o fator preponderante para a escolha da barra foi o de limite de escoamento. Para a barra cilíndrica com 5mm de diâmetro o critério de limite de escoamento não foi atendido. Para a flambagem todos os casos apresentaram resultados positivos. Já para a fadiga foi feita a análise na barra com maior tensão de escoamento entre as que suportaram o limite de escoamento e o resultado mostrou que neste caso não ocorreria o fenômeno.

Outro resultado muito importante realizado neste trabalho foi o de análise de convergência de malha e comparação do método com os resultados analíticos. De nada adiantaria usar a metodologia se a mesma não apresentasse resultados confiáveis. Por isso é tão importante a acuracidade dos parâmetros adotados.

REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, Avelino **Elementos Finitos a base da Tecnologia CAE**. Saraiva Educação SA, 2018.
- ANSYS, **Empezando**. AL ANSYS 11.0. 2013.
- AZEVEDO, Álvaro FM. **Método dos elementos finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, v. 1, n. 7, 2003.
- BATHE, Klaus-Jürgen. **Finite element procedures**. Klaus-Jurgen Bathe, 2006.
- BEER, Ferdinand P. et al. **Estática e mecânica dos materiais**. AMGH Editora, 2013.
- BLOG VILLA CAFÉ. **Tipos de moedores de café**. Disponível em: <<https://villacafe.com.br/blog/quais-os-tipos-de-moedores-de-cafe-como-escolher-o-melhor/>> Acesso em: 11/06/2019
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETH, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley-10^a** Edição. McGraw Hill Brasil, 2016.
- CALLISTER, William D. **Ciência e Engenharia dos Materiais**, 7^a edição. 2007.
- CHAJES, Alexander. **Principles of structural stability theory**. Prentice Hall, 1974.
- FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **Um primeiro curso em elementos finitos**. Grupo Gen-LTC, 2000.
- HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. Pearson Educación, 2010.
- LOGAN, Daryl L. **A first course in the finite element method**. Cengage Learning, 2016.
- NEDOMOVÁ, Šárka et al. Strength of coffee beans under static and dynamic loading. **Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis**, v. 61, n. 3, p. 743-749, 2013.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**. bookman editora, 2013.
- RAÍZES DO CAFÉ NO BRASIL**. Disponível em: <<https://brasilecola.uol.com.br/historia/o-cafe-no-brasil-suas-origens.htm>> Acesso em: 15/06/2019

TIMOSHENKO, Stephen P.; GERE, James M. **Theory of elastic stability**. Courier Corporation, 2009.