



VICTOR PIRES MAGALHÃES

VITOR LUCHETTA PARRA

**DESENVOLVIMENTO ESTRUTURAL DE UM MOEDOR
PARA UMA CAFETEIRA INTELIGENTE**

LAVRAS – MG

2021

VICTOR PIRES MAGALHÃES
VITOR LUCHETTA PARRA

**DESENVOLVIMENTO ESTRUTURAL DE UM MOEDOR PARA UMA CAFETEIRA
INTELIGENTE**

Concepção básica apresentada 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

AGRADECIMENTOS

À Deus, por nos ter dado saúde e força de vontade para seguirmos em frente e superar as adversidades.

Aos nossos familiares, por nos apoiarem em toda essa trajetória acadêmica nos dando incentivo, amor e sustentabilidade financeira durante a graduação.

À Universidade Federal de Lavras, por nos ter dado a oportunidade de aprender tanto profissionalmente, quanto pessoalmente.

Aos nossos professores, em especial ao Dr. Wander Vieira, que nos guiou e nos deu a oportunidade de nos orientar.

Aos nossos amigos pelos anos de apoio, incentivo e amizade.

E, por fim, às nossas Repúblicas: Arame Farpado e Galo Bravo, que foram nossas famílias durante todos esses anos acadêmicos, nos ensinando, nos apoiando e nos divertindo.

RESUMO

Este trabalho de conclusão de curso tem como objetivo realizar o projeto da estrutura do moedor de uma cafeteira automática, definindo seu processo de fabricação e os materiais adequados. Para isso foi realizada uma revisão bibliográfica a fim de compreender os possíveis tipos de falhas que a estrutura possa apresentar, além também de um estudo sobre os processos de fabricação em uma impressora 3D e seus respectivos materiais. Realizou-se duas concepções de geometria no *software SolidWorks* para realizar um comparativo de duas geometrias: uma normal e a e outra com alívio de massa. Foram realizadas as análises utilizando o método dos elementos finitos (FEM) no *software HyperMesh*. Primeiramente, foram definidas as propriedades mecânicas e térmicas do filamento PETG para aplicar o método FEM. Depois, analisaram-se as direções de impressão e suas influências na resistência mecânica do material. Após isso, foram definidas dois tipos de comportamento, na qual o primeiro caso, o motor escovado está com a lâmina girando livremente em seu torque máximo e o segundo caso é considerado uma simulação de travamento do eixo do motor escovado acoplado no moedor. Então, foram aplicadas condições de contorno semelhantes para os dois casos, que são: as restrições nos pontos de fixação, as forças peso do moedor e do motor de passo e a força normal realizada pela fixação do motor escovado na estrutura do moedor. Aplicou-se também os seguintes carregamentos divergentes de ambos os casos. No primeiro caso, foi aplicado o torque máximo no eixo do motor escovado. No segundo caso, além do torque máximo do eixo, aplicou-se uma reação de mesmo módulo no moedor. Para buscar uma maior acurácia dos resultados, foi feita a convergência de malha com diferentes tamanhos de elementos. Foram realizadas, após isso, as seguintes análises para ambas geometrias e ambos os casos: Análise Linear Estática, Flambagem e Análise Modal. Para a análise linear estática verificou-se que para as quatro condições propostas (primeiro caso para normal, segundo caso geometria normal, primeiro caso para geometria com alívio de massa e segundo caso para geometria com alívio de massa) os coeficientes de segurança foram maiores que 1, portanto, suportam as cargas aplicadas no sistema. Já para a análise de flambagem, os autovalores encontrados foram bem superiores a 1, portanto também não irão falhar por flambagem. Por fim, na análise modal, verificou-se que as frequências em seu primeiro modo não são as frequências de condição de trabalho do motor que irá moer o café, que são entre 16 a 67 Hz. A última análise realizada foi a Análise de Fadiga, apenas, onde foi realizado um estudo para verificar qual é a força de cisalhamento para quebrar um grão de café. Esta força foi utilizada como uma carga cíclica aplicada no plano do moedor de café, o resultado foi que ela não apresentou nenhum dano e a sua curva SN mostrou que a tensão máxima principal foi inferior a tensão no número de ciclos para uma vida infinita. Portanto, após todos os resultados, verificou-se que ambas geometrias suportaram todas as cargas e todos os tipos de falha propostas pelo trabalho, além disso foi possível verificar que a geometria com alívio de massa teve significativamente menos material que a geometria normal, reduzindo assim seu custo e tempo de fabricação.

Palavras-chave: Moedor de Café, Método dos Elementos Finitos, Análise Estrutural, Impressão 3D, Modelagem 3D.

ABSTRACT

The present academic work aims to carry out the design of the structure of the grinder of an automatic coffee maker, defining its manufacturing process and the appropriate materials. For this, it carried out a literature review to understand the theories of failures that the structure may present, as well as a study on the manufacturing processes in a 3D printer and their respective materials. Two geometry designs were carried out in SolidWorks software to compare two geometries: a more robust and a more refined one. Analyzes were performed using the finite element method (FEM) in HyperMesh software. First, the mechanical and thermal properties of PETG were defined to apply the FEM method. Afterward, the printing directions and their influence on the mechanical strength of the material were analyzed. After that, he defined two types of behavior, in which the first case, the brushed motor has the blade freely rotating at its maximum torque and the second case is considered a simulation of the brushed motor shaft's locking coupled to the grinder. Then, the same boundary conditions were applied for the two cases, which are: the restrictions on the attachment points, the weight forces of the grinder and the stepper motor, and the normal force performed by the attachment of the brushed motor on the grinder frame. The following divergent loads for both cases were also applied. In the first case, the maximum torque was applied to the brushed motor shaft. In the second case, in addition to the maximum torque of the shaft, a reaction of the same module was applied to the grinder. To seek greater software efficiency and greater accuracy of the results, mesh convergence with different element sizes was performed. After that, the following analyzes were carried out for both geometries and both cases: Static Linear Analysis, Buckling, and Modal. For the linear static analysis, it was found that for the four conditions proposed (first case for robust geometry, second case for robust geometry, first case for refined geometry, and second case for refined geometry) the safety coefficients were greater than 1, therefore, they support the loads applied to the system. As for the buckling analysis, the eigenvalues found were well above 1, so they will not fail due to buckling either. Finally, in the modal analysis, it was found that the frequencies in its first mode are not the working condition frequencies of the motor that will grind the coffee, which is between 16 and 67 Hz. The last analysis performed was the Fatigue Analysis, only for refined geometry, where a study was carried out to verify what is the shear force to break a coffee bean and used it as a cyclic load applied in the plane of the coffee grinder, the result was that it did not show any damage and its SN curve showed that the maximum prime stress was less than the stress in the number of cycles for infinite life. Therefore, after all the results, it was found that the refined geometry supported all the loads and all types of failure proposed by the work, in addition to having significantly less material than the robust geometry, thus reducing its cost and manufacturing time.

Keywords: Coffe grinder, Finite Element Method, Structural analysis, 3D printing, 3D modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Falha de mola de válvula causada por estiramento de uma mola em um motor superacelerado. As fraturas exibem a falha de cisalhamento clássica de 45°	15
Figura 3.2 – Várias condições de contorno e suas curvas de deflexão.	16
Figura 3.3 – Resposta de um sistema de um grau de liberdade a frequências variáveis ou autoexcitação.	18
Figura 3.4 – Dois componentes mecânicos que falharam sob fadiga. Observa-se as marcas de praia: (a) Eixo com rasgo de chaveta de aço 1040 que falhou sob flexão rotativa. A trinca teve início no rasgo de chaveta. (b) Eixo de manivela de um motor diesel que falhou sob torção e flexão combinadas. A trinca teve início no ponto indicado pela seta.	19
Figura 3.5 – Valores das componentes alternada, média e o intervalo de variação de tensões para tensões cíclicas alternadas, repetidas e pulsantes.	20
Figura 3.6 – Curvas S-N estimadas para (a) materiais com limite de fadiga e para (b) materiais sem limite de fadiga.	21
Figura 3.7 – Refino de malha em uma viga.	23
Figura 3.8 – Processo SLS.	26
Figura 3.9 – Direções de deposição de filamento. a) [90°]. b)[45°/-45°]. c)[0°/90°].	28
Figura 3.10 – Resultados dos ensaios de tração das peças prototipadas.	28
Figura 3.11 – Representação das direções de deposição de filamento: a) longitudinal (0°); b) transversal (90°); c) diagonal (45°); d) cruzada (45° / -45°).	30
Figura 3.12 – Curva Tensão x Deformação de cada direção de deposição.	31
Figura 3.13 – Curva Tensão x Número de ciclos dos diferentes corpos de prova.	32
Figura 4.1 – Fluxograma da metodologia do projeto.	33
Figura 4.2 – Motor DeWalt Old Style.	34
Figura 4.3 – Motor Nema 23-15.	35
Figura 4.4 – Dimensões do motor NEMA 23-15.	36
Figura 4.5 – Moinho de café com eixo.	37
Figura 4.6 – Desenho CAD do moedor de café.	38
Figura 4.7 – Vista auxiliar da montagem mostrando o posicionamento das porcas.	39
Figura 4.8 – Moedor fixo a uma parede.	40

Figura 4.9 – Estrutura do moedor.	41
Figura 4.10 – Visualização dos componentes no <i>software Ultimaker Cura</i>	43
Figura 4.11 – Representação da malha 3D.	45
Figura 4.12 – Sistema de coordenadas no sentido Z.	46
Figura 4.13 – Sistema de coordenadas no sentido X.	46
Figura 4.14 – Sistema de coordenadas no sentido Y.	47
Figura 4.15 – Estrutura Engastada.	48
Figura 4.16 – Força aplicada pelas porcas inferiores.	50
Figura 4.17 – Vista frontal das forças aplicadas no sistema.	51
Figura 4.18 – Torque aplicado para o primeiro caso.	52
Figura 4.19 – Torque aplicado para o segundo caso.	53
Figura 4.20 – Pontos da curva S-N utilizados para o cálculo dos coeficientes a e b.	55
Figura 4.21 – Condições de contorno para análise de fadiga.	57
Figura 5.1 – Reações de forças nas direções Z, X, Y, em Newton.	58
Figura 5.2 – Reações de momentos nas direções Z, X, Y, em Nmm.	59
Figura 5.3 – Distância entre a direção de aplicação do peso do motor de passo e a superfície dos pontos de fixação	60
Figura 5.4 – Distância entre a direção de aplicação do peso do moedor e a superfície dos pontos de fixação.	60
Figura 5.5 – Distância entre o ponto de aplicação da força normal e a parte inferior da estrutura.	61
Figura 5.6 – Distância em Z entre o ponto de aplicação da reação da força normal e a parte inferior da estrutura.	62
Figura 5.7 – Reações de forças nas direções Z, X, Y, em N.	62
Figura 5.8 – Reações de momentos nas direções Z, X, Y, em Nmm.	63
Figura 5.9 – Deslocamento da estrutura em escala normal e aumentada 10 mil vezes, em mm.	64
Figura 5.10 – Maior tensão Máxima Principal na estrutura, em MPa.	65
Figura 5.11 – Melhor visualização da maior tensão de Máxima Principal na estrutura.	66
Figura 5.12 – Primeiro modo de flambagem.	67
Figura 5.13 – Primeiro modo de flambagem.	67
Figura 5.14 – Primeiro modo de vibração.	68

Figura 5.15 – Deslocamento da estrutura em escala normal e ampliado 20 mil vezes, em mm.	69
Figura 5.16 – Tensão Máxima Principal na estrutura, em MPa.	69
Figura 5.17 – Região de maior valor da Tensão Máxima Principal na estrutura.	70
Figura 5.18 – Primeiro modo de flambagem.	71
Figura 5.19 – Primeiro modo de vibração.	71
Figura 5.20 – Dano na estrutura para geometria normal.	72
Figura 5.21 – Tensão máxima principal para geometria normal.	73
Figura 5.22 – Estrutura com alívio de massa do moedor.	73
Figura 5.23 – Dimensões da estrutura inicial.	74
Figura 5.24 – Dimensões da estrutura com alívio de massa.	75
Figura 5.25 – Montagem do conjunto com estrutura com alívio de massa.	76
Figura 5.26 – Montagem do conjunto com estrutura com alívio de massa.	77
Figura 5.27 – Gráfico de convergência de malha.	79
Figura 5.28 – Representação da malha com tamanho de elemento igual à 1,5.	80
Figura 5.29 – Deslocamento da estrutura em escala normal e ampliado 500 vezes, em mm.	81
Figura 5.30 – Tensão Máxima Principal na estrutura, em MPa.	82
Figura 5.31 – Modo de flambagem.	83
Figura 5.32 – Modo de flambagem com fator de escala 30.	83
Figura 5.33 – Primeiro modo de frequência.	84
Figura 5.34 – Deslocamento da estrutura em escala normal e ampliado 500 vezes, em mm.	85
Figura 5.35 – Tensão Máxima Principal na estrutura, em MPa.	85
Figura 5.36 – Modo de flambagem com fato de escala igual à 30.	86
Figura 5.37 – Primeiro modo de frequência.	87
Figura 5.38 – Dano na estrutura para geometria com alívio de massa.	88
Figura 5.39 – Tensão máxima principal para geometria com alívio de massa.	89
Figura 5.40 – Curva SN.	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais de impressão 3D	29
Tabela 4.1 – Especificações do moto DeWalt Old Style.	35
Tabela 4.2 – Componentes presentes na estrutura e suas massas.	49
Tabela 4.3 – Forças aplicadas na estrutura	50
Tabela 4.4 – Forças para quebra de diferentes tipos de café	56
Tabela 5.1 – Convergência de Malha	78
Tabela 5.2 – Comparativo dos resultados	91

SUMÁRIO

1	Introdução	11
2	Objetivos	13
2.1	Objetivo geral	13
2.2	Objetivos específicos	13
3	Revisão Bibliográfica	14
3.1	Teoria das falhas estáticas	14
3.2	Teoria de falha por flambagem	16
3.3	Análise dinâmica de modos de vibrar da estrutura	17
3.4	Teoria de falha por fadiga	18
3.5	Modelagem tridimensional	21
3.6	Método dos elementos finitos (FEM)	22
3.7	Força de atrito	24
3.8	Métodos de impressão 3D	25
3.8.1	Estereolitografia (SLA)	25
3.8.2	Sinterização seletiva a laser (SLS)	26
3.8.3	Modelação por extrusão de plástico (FDM)	27
3.9	Materiais utilizados no processo FDM	27
3.9.1	Anisotropia em peças impressas em ABS	27
3.9.2	Comparativo entre PLA e PETG	29
3.9.3	Análise de tensão e fadiga em PETG impresso	30
4	Metodologia	33
4.1	Modelagem dos componentes	33
4.2	Impressão 3D	41
4.3	Análise Estrutural	43
4.3.1	Criação da propriedade e do material	44
4.3.2	Malha	44
4.3.3	Sistemas de coordenadas	45
4.3.4	Aplicação das condições de contorno e dos carregamentos	47
4.3.5	Análise Linear Estática	53
4.3.6	Análise de Flambagem	54
4.3.7	Análise modal	54

4.3.8	Análise de fadiga	55
5	Resultados	58
5.1	Análise das reações da geometria com alívio de massa	58
5.1.1	Reações para a geometria com alívio de massa para o primeiro caso	58
5.1.2	Reações para a geometria com alívio de massa para o segundo caso	62
5.2	Estrutura normal	63
5.2.1	Resultados da análise linear estática para geometria normal no primeiro caso	63
5.2.2	Resultados da análise de flambagem para geometria normal no primeiro caso	66
5.2.3	Resultados da análise modal para geometria normal para o primeiro caso . .	68
5.2.4	Resultados da análise linear estática para geometria normal para o segundo caso	68
5.2.5	Resultados da análise de flambagem para geometria normal no segundo caso	70
5.2.6	Resultados da análise modal para geometria normal para o segundo caso . .	71
5.2.7	Resultado da análise de fadiga para geometria normal	72
5.3	Criação da estrutura com alívio de massa	73
5.4	Convergência de malha	77
5.5	Estrutura com alívio de massa	80
5.5.1	Resultados da análise linear estática para geometria com alívio de massa para o primeiro caso	80
5.5.2	Resultados da análise de flambagem para geometria com alívio de massa no primeiro caso	82
5.5.3	Resultados da análise modal para geometria com alívio de massa no primeiro caso	84
5.5.4	Resultados da análise linear estática para geometria com alívio de massa no segundo caso	84
5.5.5	Resultados da análise de flambagem para geometria com alívio de massa no segundo caso	86
5.5.6	Resultados da análise modal para geometria com alívio de massa no segundo caso	86
5.5.7	Resultados da análise de fadiga para geometria com alívio de massa	87
5.6	Curva SN	89
5.7	Comparativo entre os resultados	90

6	Conclusão	92
7	REFERÊNCIAS	93

1 INTRODUÇÃO

De acordo com CECAFÉ (2019), sabe-se que o Brasil é o maior produtor e exportador de café do mundo, na qual sua participação deverá ser de aproximadamente 32% de todo o café exportado mundialmente pelas estimativas do ano de 2019. Ainda, de acordo com a exportadora e corretora de café Comexim, segundo CAFEPOINT (2020), a safra para a produção 2020/2021 foi estimada de cerca de 67,7 milhões de sacas de café de 60 kg, superando o recorde mundial de 64,5 milhões de sacas no ano de 2018. No entanto, com base no relatório mensal da CECAFÉ (2020) de exportações de fevereiro de 2020, 90% do café é exportado apenas o grão cru (café verde), ou seja, sem passar processos agroindustriais que agregariam valor à *commoditie*, como torrâ-lo, moê-lo ou embalá-lo. Desta forma, o produto acaba sendo vendido mais barato que o convencional.

Um dos fatores que contribuem para a comercialização em sua maioria de grão cru é a falta de investimentos em tecnologias nacionais para o processamento adequado do café. Como consequência disso, muitas vezes o país exporta este produto e acaba importando o café processado com um preço mais elevado.

Embora venha crescendo a demanda por máquinas que são utilizadas para o preparo de café expresso em todo o mundo, o Brasil não possui o mesmo destaque do que na produção da matéria-prima. Em consequência disso, as máquinas e a bebida final acabam sendo encarecidas, principalmente por utilizar tecnologia do exterior.

Pensando nisso, alunos e professores do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Lavras se uniram para desenvolver uma cafeteira automática e de custo reduzido, para impactar no mercado nacional.

Um dos objetivos da máquina é controlar a granulometria do café moído de forma automatizada e programável, possibilitando que o operador escolha qual será o produto final com facilidade de acordo com suas especificações e, também, interagir e conectar através do conceito da Internet das Coisas, dentre outras diversas capacidades.

A criação de um modelo robusto e com tecnologia produzida em nosso país reduz os custos com manutenção e garante que a máquina será competitiva no mercado.

Para possibilitar a construção do protótipo da cafeteira, a estrutura do moedor automatizado foi feita em uma impressora 3D. Seu objetivo é fixar os motores utilizados com o moinho de café e verificar a funcionalidade do sistema, bem como verificar e analisar se os materiais e as dimensões utilizados suportarão as cargas existentes.

Atualmente, as impressões tridimensionais são utilizadas para diversos fins, como construção de casas e criação de partes do corpo humano (BORGES, 2018). Para isso, alguns passos devem ser seguidos: primeiramente é necessário projetar e dimensionar o modelo em *softwares* de modelagem (há também outros meios alternativos, como por meio da fotografia, que mapeia a imagem para um modelo 3D). Em seguida, é necessário converter o arquivo para o padrão da impressora 3D utilizada. Após isso, o objeto então é feito camada por camada, e sua construção pode ser feita por diferentes métodos, de acordo com a inteligência corporativa *Rockcontet* (BORGES, 2018).

As impressões 3D possuem diversos benefícios como a redução do desperdício, aumento da qualidade e customização de um produto, possibilidade de inovação, ganho de tempo em projetos e maior independência nos processos.

Devido ao avanço da tecnologia de impressoras 3D, tornou-se possível aplicações mais interessantes, versáteis e com preços mais acessíveis, o mercado da impressora está em pleno crescimento em todo o mundo. No Brasil, estima-se, segundo a IDC do Brasil (*International Data Corporation*), que o crescimento anual será de 24,1% e que até 2022, cerca de 49% das organizações brasileiras pretendem investir nessa tecnologia, em diversos setores da economia devido a sua grande versatilidade (PORTELA, 2019).

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

Realizar o projeto estrutural da estrutura do moedor para a construção da cafeteira automática, definindo o processo de fabricação e os materiais adequados.

2.2 Objetivos específicos

- Pesquisar dimensões e pontos de fixação dos motores definidos nos trabalhos anteriores para o projeto da estrutura.
- Fazer a modelagem 3D de todos os componentes, e projetar a estrutura de fixação do conjunto: moinho de café, motor e motor de passo.
- Definir qual o método de impressão e material ideal para o modelo, e fazer análise estrutural do conjunto, levando em consideração: máxima tensão, flambagem, modos e frequência e fadiga.
- Projetar a geometria com alívio de massa, afim de reduzir a quantidade de material utilizado e demonstrar por meio das análises estruturais que a geometria suportará os devidos esforços dimensionados no sistema.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será tratado o embasamento teórico necessário para a criação do moedor da cafeteira inteligente, como: CAD (*Computer-Aided Engineering*), análise pelo métodos finitos, análises de falhas (linear estática, flambagem, de fadiga e modal), propriedades mecânicas do material da impressora 3D e os métodos de impressão 3D.

3.1 Teoria das falhas estáticas

As falhas em materiais é algo indesejado na engenharia e que pode causar diversos prejuízos humanos e financeiros, portanto, é de suma importância analisá-los e evitá-los. Um dos principais motivos que ocasionam as falhas estáticas é a seleção e o processamento de materiais não apropriados. E, também, o projeto inadequado de um componente.

Segundo Callister (2000), um processo que ocorre uma fratura é decorrente da formação e propagação de trincas devido a uma determinado carregamento. Tais fraturas, podem ser divididas em fraturas dúcteis, que é a consequência de uma deformação plástica aos arredores de uma trinca que avança de maneira lenta, podendo ser chamadas também de trincas estáveis, e as fraturas frágeis, onde possui trincas instáveis que se espalham de maneira relativamente rápida pelo material.

Em geral, materiais dúcteis e isotrópicos submetidos a carregamentos estáticos são limitados pelas suas tensões de cisalhamento. As falhas desses tipos de materiais em componentes mecânicos geralmente ocorrem quando escoam sob carregamento estático. A tensão de escoamento dos materiais dúcteis é apreciavelmente menor que a tensão limite de ruptura (NORTON, 2013).

Materiais frágeis são limitados pela tensão normal, e rompem em vez de escoarem. Considera-se que a ruptura frágil sob tração se deve apenas à tensão normal de tração. A ruptura frágil sob compressão se deve a alguma combinação de tensão normal de compressão e de tensão de cisalhamento (NORTON, 2013).

Segundo Shigley (2005) para materiais dúcteis, as teorias que geralmente aceitas são:

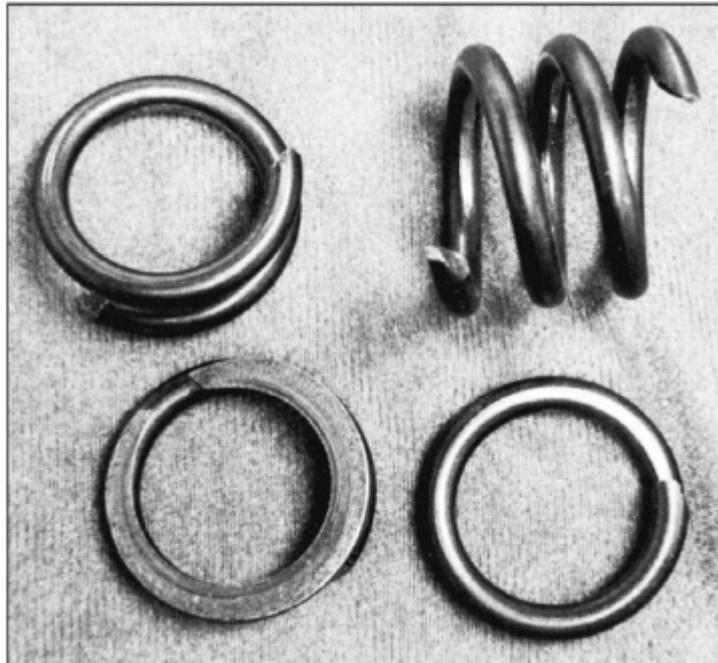
- Teoria da tensão de cisalhamento máxima (MSS) que relata que o escoamento inicia sempre que a tensão de cisalhamento máxima em qualquer elemento se torna igual ou excede a tensão de cisalhamento máxima do material;

- Teoria da energia de distorção (DE) que relata que o escoamento ocorre quando a energia de deformação de distorção em uma unidade de volume alcança ou excede a energia de deformação por distorção do material;
- Teoria de Coulomb-Mohr dúctil (DCM) que são utilizadas quando um determinado material possui resistências de tração e compressão diferentes, como no caso das ligas de magnésio.

Também de acordo com Shigley (2005), as teorias mais utilizadas para materiais frágeis são a teoria da tensão normal máxima (MNS) que afirma que a falha ocorrerá sempre que uma das três tensões principais iguala-se ou excede a resistência do material, a teoria de Mohr modificada (MM) e a teoria de Coulomb-Mohr frágil (BCM) que são semelhantes às estudadas para os materiais dúcteis.

A Figura 3.1 mostra uma falha de cisalhamento clássica de 45° em uma mola de válvula causada por um estiramento em um motor superacelerado.

Figura 3.1 – Falha de mola de válvula causada por estiramento de uma mola em um motor superacelerado. As fraturas exibem a falha de cisalhamento clássica de 45° .



Fonte: SHIGLEY, 2005

3.2 Teoria de falha por flambagem

Estruturas carregadas axialmente em compressão estão sujeitas à falha por flambagem que ocorre repentinamente e sem aviso, mesmo nos materiais dúcteis e, portanto, é uma das maneiras mais perigosas de falha (NORTON, 2013).

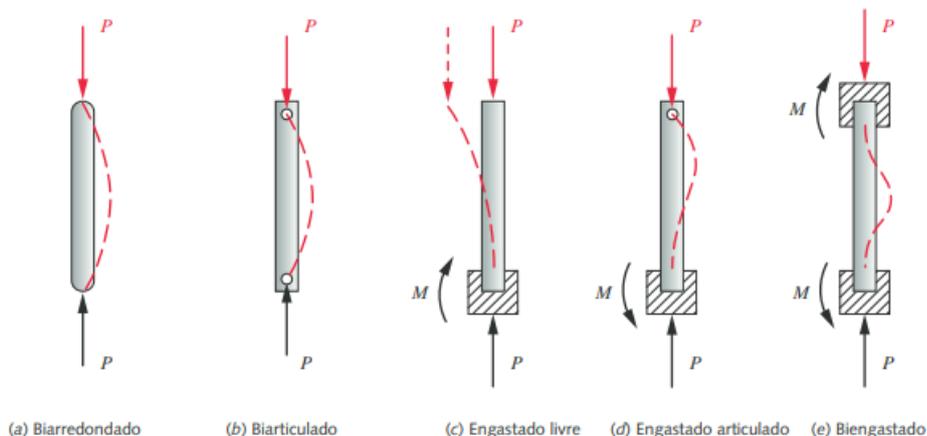
As colunas, como são chamadas as estruturas que mais sofrem por falha de flambagem, podem ser definidas, como coluna curta, quando o índice de esbeltez é menor que 10, e, portanto, o fator limitante é comparada a tensão normal e a coluna longa, quando o índice de esbeltez é superior a 10, e é necessário calcular a carga crítica definida pela Equação 3.1, em que (NORTON, 2013):

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 * E}{S_r^2} \quad (3.1)$$

- P_{cr} é a carga crítica;
- A é a área da seção transversal;
- E é o módulo de elasticidade;
- S_r é o índice de esbeltez.

De acordo com a Figura 3.2, é possível verificar diversas condições de contorno (restrições e carregamentos) que podem resultar em uma falha por flambagem.

Figura 3.2 – Várias condições de contorno e suas curvas de deflexão.



Fonte: NORTON, 2013

Os principais fatores que torna possível a ocorrência da flambagem é a instabilidade de forma, na qual, o componente se torna instável quando a carga axial de compressão atinge um

valor crítico e a excentricidade, que ocorre quando um determinado carregamento possui um distanciamento do centro em caso de componentes retilíneos. Além disso, uma das principais características deste tipo de falha depende do módulo de elasticidade e da rigidez da seção transversal, sendo praticamente independente do limite de escoamento do material (BAZANT; CEDOLIN, 2010).

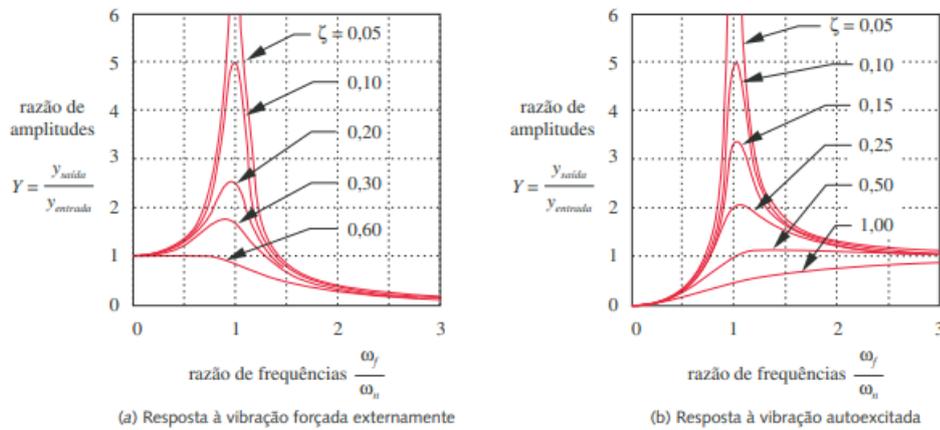
Portanto, a estabilidade estrutural é de suma importância em elementos compridos e esbeltos que estão sujeitos a algum carregamento axial de compressão, impedindo a deflexão lateral que estes componentes possam sofrer (JANSSEUNE A.; CORTE, 2013).

3.3 Análise dinâmica de modos de vibrar da estrutura

Caso um componente sujeitar-se a uma carga que varia ao longo do tempo, o mesmo vibrará. Isso ocorrerá seja com um carregamento variável mantido ao longo do tempo, como por exemplo, a excitação causada por um motor em funcionamento, ou até mesmo por apenas uma carga transiente, como por exemplo, um golpe de martelo. Tais vibrações ocasionadas por uma carga se dissiparão devido ao amortecimento presente no sistema (NORTON, 2013).

Quando a frequência da força excitadora se coincidir, por algum motivo, com uma das frequências naturais da estrutura, resultará em uma amplitude da resposta de vibração muito alta que ocasionará o efeito de ressonância (NORTON, 2013). Através da Figura 3.3, observa-se que quando a razão de frequência é igual à 1 e a amplificação do movimento for muito alta a falha ocorrerá. O ζ , é o coeficiente de amortecimento que evita um alto valor de deslocamento da estrutura e, conseqüentemente, uma alta deformação e tensão interna da estrutura que poderia ocasionar a falha.

Figura 3.3 – Resposta de um sistema de um grau de liberdade a frequências variáveis ou autoexcitação.



Fonte: Norton, 2013

Segundo NORTON (2013) "deve-se evitar excitar um sistema ao ponto de sua frequência crítica ou próxima a ela, já que as deflexões resultantes frequentemente causarão tensões grandes o suficiente para rapidamente danificar o componente".

A análise modal de um componente fornece as frequências naturais e os modos nas quais o componente mecânico vibra naturalmente, que são chamados de autovalores e autovetores do componente. Posteriormente, para realizar as soluções das análises de vibração forçada como resposta de frequência, que podem ser ocasionados por um impacto transiente ou uma vibração aleatória, é necessário verificar como os modos do componente se comportam de acordo com a entrada dinâmica. Sendo assim, as análises modais se baseiam, fundamentalmente, na rigidez do componente e nas deflexões resultantes (SHIGLEY, 2005).

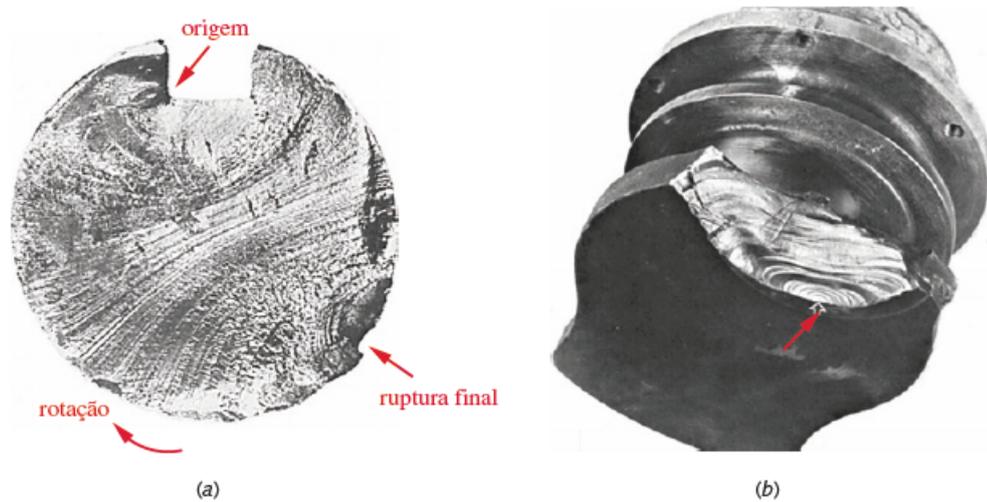
3.4 Teoria de falha por fadiga

As falhas por fadiga ocorrem quando há uma variação cíclica do carregamento, provocando falhas em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento dos materiais, e acontecem devido às cargas que variam no tempo (NORTON, 2013).

Tais falhas sempre iniciam com uma pequena trinca presente no material, que pode ser proveniente desde a sua manufatura ou até mesmo desenvolver-se ao longo do tempo, podendo ser microscópica ou macroscópica. Existem três estágios: início da trinca, propagação da trinca e a fratura (NORTON, 2013).

Um exemplo de falha por fadiga é apresentada na Figura 3.4.

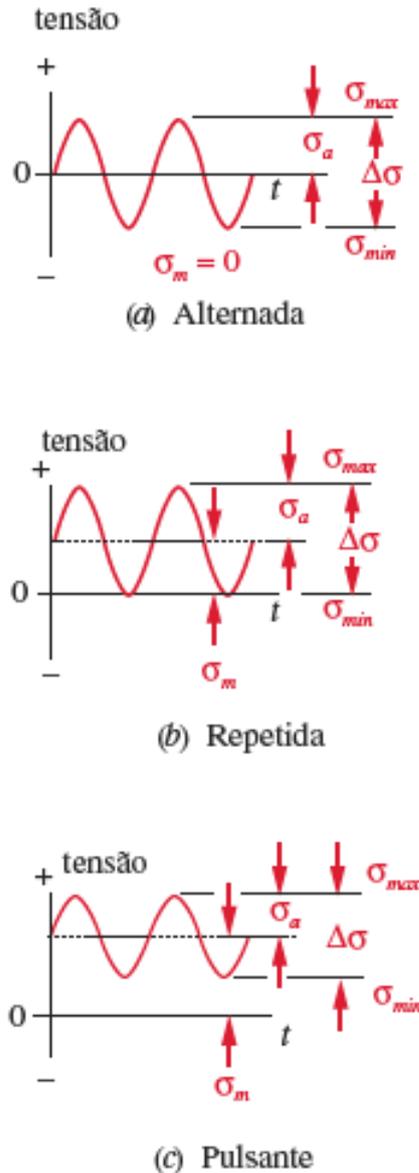
Figura 3.4 – Dois componentes mecânicos que falharam sob fadiga. Observa-se as marcas de praia: (a) Eixo com rasgo de chaveta de aço 1040 que falhou sob flexão rotativa. A trinca teve início no rasgo de chaveta. (b) Eixo de manivela de um motor diesel que falhou sob torção e flexão combinadas. A trinca teve início no ponto indicado pela seta.



Fonte: Norton, 2013

A variação das cargas em função do tempo são representadas da seguinte forma: tensão alternada, em que o valor médio é zero, tensão repetida, em que a forma da onda varia de zero a um máximo valor médio igual à componente alternada e a tensão pulsante, que é a mais geral, em que todas as componentes têm valor diferente de zero. A Figura 3.5 contém a representação das tensões citadas.

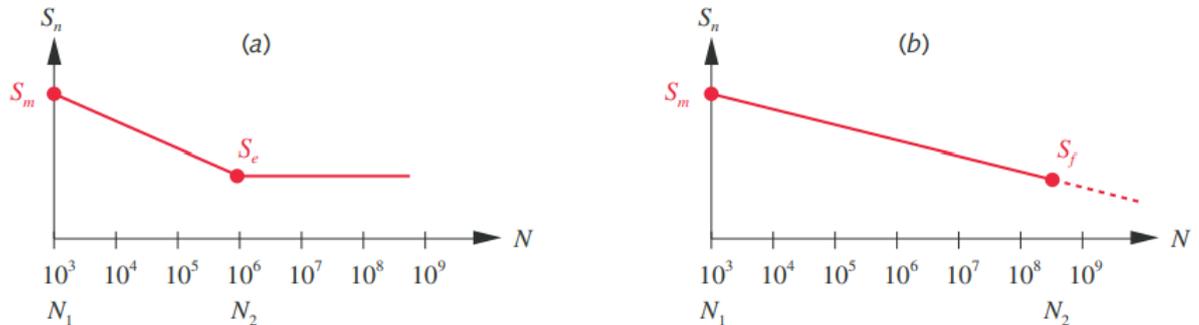
Figura 3.5 – Valores das componentes alternada, média e o intervalo de variação de tensões para tensões cíclicas alternadas, repetidas e pulsantes.



Fonte: Norton, 2013

Também é possível obter o número de ciclos que um material suporta, a uma determinada carga, utilizando um diagrama S-N estimado em escala log-log como mostra a Figura 3.6. Pode-se observar que existem materiais em que a falha por fadiga não ocorre com determinados valores de tensão, como é o exemplo de aços sob tensões atuantes abaixo da tensão limite de fadiga (NORTON, 2013).

Figura 3.6 – Curvas S-N estimadas para (a) materiais com limite de fadiga e para (b) materiais sem limite de fadiga.



Fonte: Norton, 2013

A Equação (3.2) da reta que passa por S_m e S_e ou S_f pode ser descrita como:

$$S(N) = a * N^b \quad (3.2)$$

- Resistência à fadiga correspondente a qualquer número de ciclos ($S(N)$);
- Número de ciclos (N);
- Constantes definidas em função do material (a e b).

3.5 Modelagem tridimensional

A modelagem 3D é uma técnica que tem como objetivo criar objetos digitais tridimensionais utilizando *softwares* de desenho assistido por computador, do inglês *Computer Aided Design* (CAD). Esses programas CAD oferecem a geração de modelos tridimensionais (3D) com representações ortogonais bidimensionais (2D) de forma automática (SHIGLEY, 2005).

Os *softwares* CAD criam relações entre todos os elementos do desenho, possibilitando a confecção de modelos com referências dimensionais vinculadas com variáveis. Isso torna possível a atualização praticamente automática da geometria tridimensional após uma alteração feita em quises ambientes do *software* (FOGGIATTO, 2007).

Porém, ainda segundo Foggiatto (2007), o uso de geometrias sólidas simples na geometria inicial, como por exemplo prismas e cilindros, possibilita uma redução do nível de parentesco excessivo entre os recursos do modelo. Tais vínculos acontecem quando há um número grande de características geradas a partir de um mesmo esboço básico. Esta condição dificulta possíveis revisões que venham a ser necessárias.

A modelagem 3D gera economia em prototipagem, pois o que anteriormente era um trabalho de confecção manual, agora pode ser desenvolvido de forma totalmente computacional, com modelos tridimensionais, podendo ser obtidos modelos físicos por prototipagens rápidas, por exemplo, a impressão 3D.

O processo de produção se inicia com o modelo 3D da peça, normalmente convertido no formato *Standard Tessellation Language* (STL), que é fatiado eletronicamente para a impressão.

3.6 Método dos elementos finitos (FEM)

Para a análise de tensão e deflexão de uma geometria complexa, em que há vários componentes e carregamentos atuando, é necessário utilizar o método dos elementos finitos, que consiste em uma solução confiável para solucionar o problema. Tal método, simplifica o problema e economiza tempo de projeto. Além disso, determinados problemas envolvem equações diferenciais parciais com soluções analíticas de extrema complexidade ou até mesmo impossíveis de serem resolvidas por métodos convencionais

Primeiramente, é importante discretizar o problema, que consiste em “subdividi-lo” em finitos elementos menores que são interconectados por nós. Em que quanto menores são os elementos, mais precisos serão os resultados finais. Tais elementos podem ser de diversos tipos, sendo eles: unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais. Para definir qual o tipo de elemento mais apropriado para a análise, é necessário observar a natureza do problema proposto e o custo computacional.

Segundo Norton (2013), os elementos 1D se aplicam em problemas mais simples, envolvendo eixos, vigas e colunas. Já os elementos 2D apresentam melhores resultados, e também são utilizados para simplificar geometrias em que as duas primeiras dimensões são maiores quando comparadas com as placas, cascas e chapas. Por fim, os elementos 3D são os mais complexos, mais bem definidos, e os que apresentam melhor representação real do problema (caixa de transmissão, caixa de embreagem, bloco do motor).

É importante salientar que a seleção do tipo de elemento poderá ser realizada através do tipo de análise estrutural e fadiga, da análise de colisão não linear, das análises de fluxo e da análise econômica. Ressalta-se também que o tempo utilizado na conclusão do projeto também é uma forma de definição dos elementos.

No método de elementos finitos, uma etapa de suma importância é a criação de malhas, sendo necessárias etapas como:

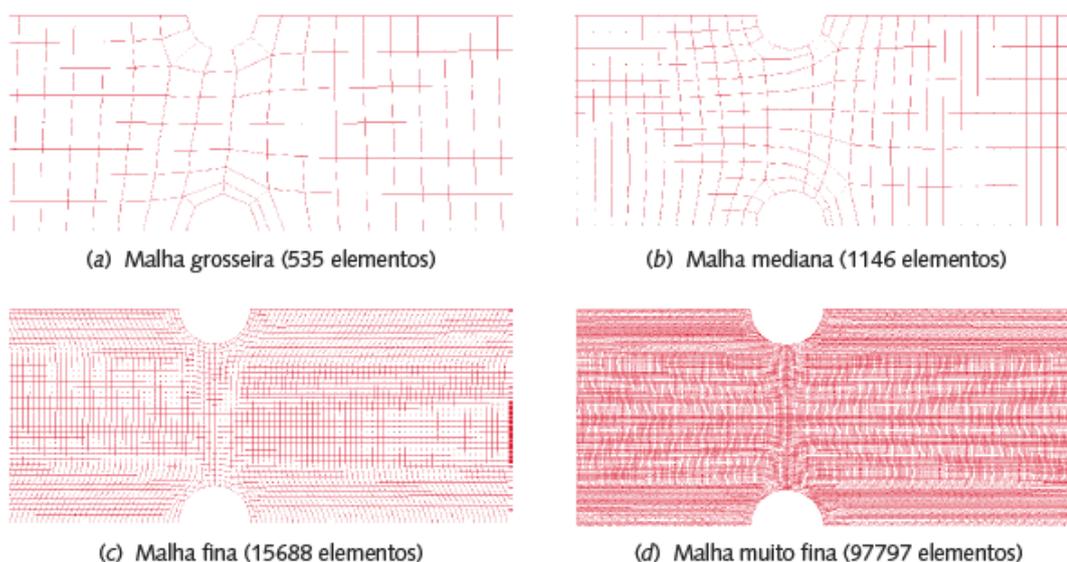
1. Estudar a geometria da peça;
2. Estimar o tempo de trabalho;
3. Verificar a geometria da peça como um todo;
4. Verificar as simetrias;
5. Selecionar o tipo de elemento mais apropriado.

As malhas são definidas pela distribuição dos nós ao longo do elemento sendo diferenciados pelo seu tamanho e forma. São baseadas em dois tipos: através da geometria, em que se a geometria do elemento for modificada, a malha será modificada automaticamente. Neste tipo de malha aplica-se condições de contorno para melhor atender a superfície da malha e as arestas da geometria. E o outro tipo é a baseada nos elementos finitos, que são malhas associativas, em que as condições de contorno são aplicadas apenas nos elementos e nos nós. Outro conceito importante é a densidade da malha que é definida pelo número de elementos presentes em determinada região da peça (BRACHEAU, 2019).

A análise do melhor tipo de malha aplicada depende da maior experiência do projetista, para melhor definir as necessidades do problema, além de economizar tempo de processamento.

Segue na Figura 3.7, uma representação do refino de malha em uma viga.

Figura 3.7 – Refino de malha em uma viga.



As condições de contorno e aplicações de carregamento são definidas como, respectivamente restrições de movimento e carregamentos em um grupo específico de nós. Tais carregamentos podem ser os esforços aplicados na estrutura, como: cargas concentradas, forças nas arestas, cargas distribuídas, pressões, momentos fletores, torques, carregamentos de temperatura, carregamentos de gravidade, entre outros (BRACHEAU, 2019).

Segundo Almeida (2019, p. 60) “as ações sobre as estruturas são em geral dinâmicas, devendo ser consideradas as forças de inércia associadas às acelerações a que cada um dos seus componentes fica sujeito. Por este motivo, seria de esperar que a análise de uma estrutura, obrigatoriamente, considera os efeitos dinâmicos. Contudo, em muitas situações é razoável considerar que os carregamentos são aplicados de um modo suficientemente lento, tornando desprezíveis as forças de inércia. Nestes casos a análise designa-se estática”.

Na análise linear considera-se que os deslocamentos provocados pelas ações exteriores são relativamente pequenos em relação às dimensões dos componentes estruturais, em que admite-se que não há influência da modificação da geometria estrutural na distribuição dos esforços e das tensões, ou seja, a geometria inicial não é deformada. Por outro lado, quando os deslocamentos sofridos pela estrutura são grandes, é considerada a análise não linear.

Quando se tem pequenos deslocamentos, os materiais apresentam uma relação linear entre tensão e deformação, com isso é possível simplificar e facilitar a resolução do problema (ALMEIDA, 2019).

Por fim, a última etapa do método dos elementos finitos é o pós-processamento. Nela, podem ser observados os deslocamentos individuais de cada nó, as tensões máximas e mínimas, Von Mises, entre outros. Também podem ser observadas as regiões onde existem concentrações de tensões, que geralmente, são mais propensas as falhas devido à fadiga.

3.7 Força de atrito

Atrito é a resistência ao movimento durante o deslizamento ou rolamento de um corpo sólido que se move, ou tende a se mover tangencialmente sobre outro com o qual está em contato. A força tangencial resistiva, que atua na direção oposta à direção do movimento, é chamada força de atrito (BHUSHAN, 2002).

A relação adimensional entre a força de atrito (F) entre dois corpos e a força normal (W), que comprime estes corpos, é conhecida por coeficiente de atrito, usualmente denotado

pela letra grega μ (HUTCHINGS, 1992). A Equação 3.3 é utilizada para o cálculo da força de atrito.

$$F_{at} = N * \mu \quad (3.3)$$

Existem dois tipos de coeficiente de atrito: O coeficiente de atrito estático (μ_s) e o coeficiente de atrito cinético ou dinâmico (μ_d). O primeiro é relacionado com a força necessária para iniciar o movimento de um corpo, e o segundo é função da força necessária para manter o corpo em movimento. É importante salientar que o coeficiente de atrito estático é maior ou igual ao coeficiente de atrito dinâmico (HUTCHINGS, 1992; BHUSHAN, 2002).

Ainda segundo Bhushan (2002), existem três leis básicas para atrito que obedecem a uma ampla gama de aplicações. Duas dessas leis são referidas como equações de Amontons, e a terceira atribuída a Coulomb. Juntas, estas três leis compõem as leis do atrito:

1. A força de atrito é proporcional a carga normal;
2. A força de atrito é independente da área aparente de contato;
3. A força de atrito é independente da velocidade de deslizamento.

3.8 Métodos de impressão 3D

Nos subitens que seguem são analisadas tecnologias de impressão 3D comuns no mercado brasileiro. Serão analisados os processos de estereolitografia (SLA), sinterização seletiva a laser (SLS) e modelação por extrusão de plástico (FDM).

3.8.1 Estereolitografia (SLA)

Este método produz modelos tridimensionais a partir de polímeros líquidos sensíveis à luz, que se solidificam quando expostos à radiação ultravioleta (GORNI, 2001). Primeiro é feita a leitura da primeira camada do modelo a ser polimerizada, e o direcionamento do feixe de laser seguindo os padrões do modelo. Atingida pelo laser, a resina solidifica-se e a primeira camada é construída. Após isso, a camada recém-conformada é submersa na resina líquida. O processo se repete até que todas as camadas do modelo sejam conformadas. Ao final, o modelo sólido é removido, lavado e introduzido em um forno de radiação para a cura completa.

Modelos produzidos por esse método tem como vantagem um acabamento superficial suave, porém são peças frágeis, não adequadas para aplicações mecânicas. Os modelos são comumente aplicados em joias, aplicações dentárias e aparelhos auditivos (NASCIMENTO, 2018).

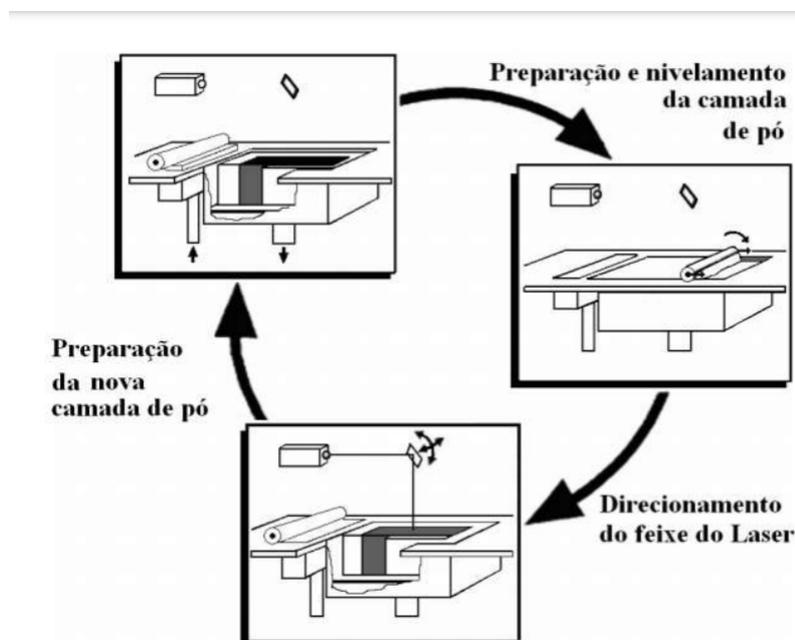
3.8.2 Sinterização seletiva a laser (SLS)

O método utiliza um raio de laser para fundir e solidificar, camada a camada, materiais poliméricos em pó.

A fabricação da peça se inicia com o pré-processamento da informação geométrica e estrutural da peça, seguida da adição da matéria-prima ou mistura no depósito de pó no interior da câmara de alimentação. Após isso, é feita a deposição de uma fina camada de pó no interior da câmara de construção por meio do deslocamento de um mecanismo sobre a mesa de construção. O pó é preaquecido a uma temperatura logo abaixo a sua temperatura de fusão.

A seguir, um feixe de laser é direcionado para percorrer uma trajetória predefinida no computador, realizando a sinterização, posteriormente com repetição do processo nas camadas subsequentes, até completar a fabricação da peça. A fabricação da peça é finalizada com a retirada do pó não sinterizado e acabamento de superfície da peça (GALIOTTO). A Figura 3.8 mostra o esquemático do processo SLS.

Figura 3.8 – Processo SLS.



Fonte: GALIOTTO, 2005

O processo em questão produz peças duráveis e de alta precisão, gerando peças totalmente funcionais. Pode usar uma ampla variedade de materiais, e tem velocidade e qualidade semelhante à tecnologia SLA, porém usa substâncias em pó (NASCIMENTO, 2018).

3.8.3 Modelação por extrusão de plástico (FDM)

Neste processo, filamentos de resina termoplástica aquecida são extrudados a partir de uma matriz de extrusão, que deposita filamentos de material sobre a plataforma de construção, formando as camadas do componente. A plataforma é mantida aquecida, porém a uma temperatura inferior à do material extrudado, permitindo que a resina termoplástica endureça rapidamente. As resinas adequadas a esse processo incluem poliéster, polipropileno, ABS, policarbonatos, elastômeros e cera. (GORNI, 2001).

O processo tem como características a baixa precisão e a baixa velocidade de construção dos modelos. No entanto, mesmo com a qualidade das peças inferior à de outros processos, o baixo custo do material e a facilidade de operação das máquinas tornaram essa tecnologia responsável pela popularização da prototipagem rápida por adição.

3.9 Materiais utilizados no processo FDM

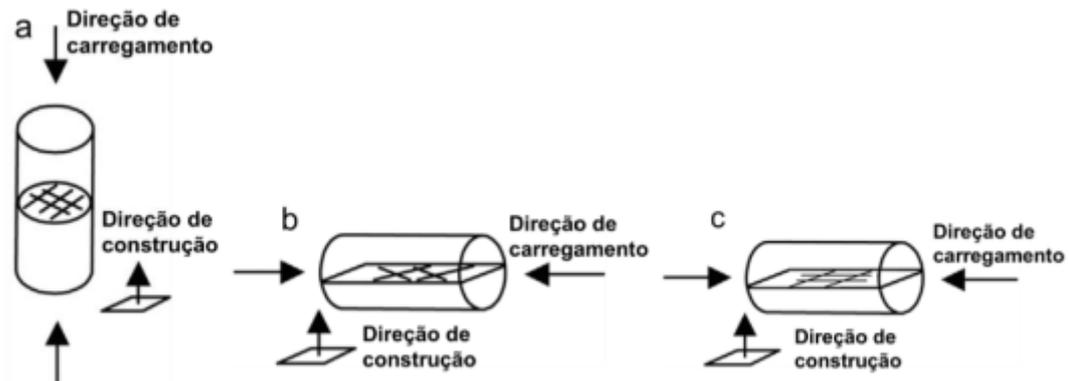
Neste tópico são analisadas configurações de impressão do processo de FDM, e propriedades mecânicas de materiais acessíveis e aplicáveis no projeto.

3.9.1 Anisotropia em peças impressas em ABS

Ao controlar a trajetória de deposição do material, o usuário pode atribuir as características mecânicas desejadas ao produto. Caso a impressora não permita isso, deve-se posicionar a peça na plataforma de impressão da melhor forma possível.

Em um estudo feito na Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo, João Lovo (2016) fabricou corpos de prova seguindo direções preferenciais de fabricação em relação à direção de carregamento, com deposição de filamento à $[90^\circ]$, $[45^\circ/-45^\circ]$ e $[0^\circ/90^\circ]$, conforme a Figura 3.9.

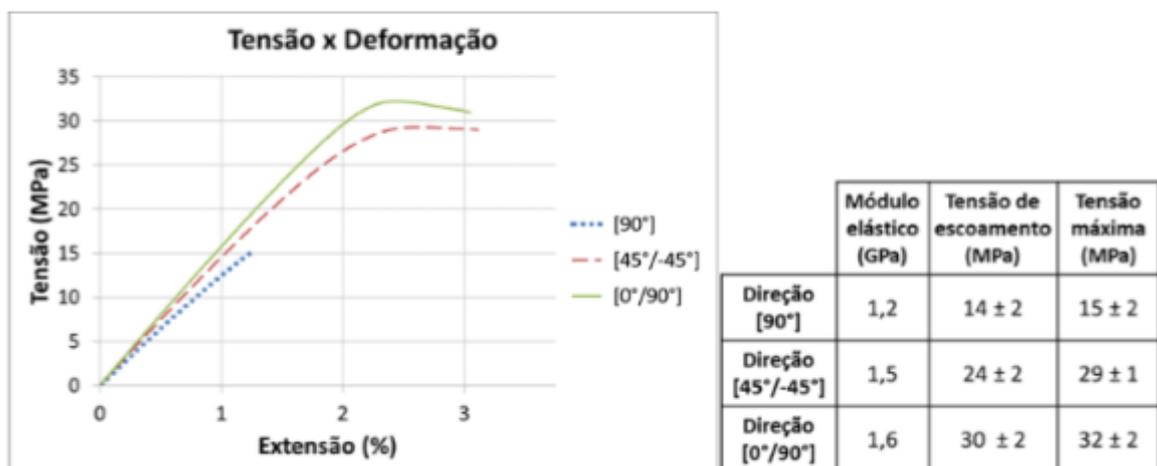
Figura 3.9 – Direções de deposição de filamento. a) $[90^\circ]$. b) $[45^\circ/-45^\circ]$. c) $[0^\circ/90^\circ]$.



Fonte: Estudo de propriedades mecânicas e anisotropia em peças fabricadas por manufatura aditiva tipo FDM

Os ensaios demonstraram o caráter anisotrópico de peças produzidas em ABS. Das configurações de impressão testadas, tanto em compressão quanto em tração, os corpos de prova fabricados com filamentos depositados à $[90^\circ]$ se provaram menos resistentes mecanicamente e os corpos de prova com deposição de filamento $[0^\circ/90^\circ]$ se mostraram os mais resistentes, como na Figura 3.10 (LOVO, 2016).

Figura 3.10 – Resultados dos ensaios de tração das peças prototipadas.



Fonte: Estudo de propriedades mecânicas e anisotropia em peças fabricadas por manufatura aditiva tipo

FDM

O material prototipado teve menor resistência à tração em relação à matéria prima utilizada, e teve grande perda de tenacidade e ductilidade.

Verificou-se também maior resistência à compressão, visto que as configurações de impressão resistiram, no mínimo, 42% mais que em tração. Os resultados também mostram que “o material tende a falhar pelo descolamento de camadas de impressão quando solicitado em tração, e que defeitos aleatórios introduzidos pelo processo de manufatura causam considerável efeito na resistência mecânica de uma peça fabricada por FDM” (LOVO, 2016, p. 5).

Portanto, deve-se levar em consideração a direção dos esforços, e o efeito anisotrópico da peça para o projeto a ser impresso. Assim, a impressão pode ser feita com o adequado posicionamento da peça na plataforma, para obter as melhores propriedades para aquela aplicação.

3.9.2 Comparativo entre PLA e PETG

Santana (2018) em seu estudo comparativo entre PETG e PLA para Impressão 3D, mostrou que o PLA é um material mais resistente e rígido que o PETG. Os materiais foram testados em diferentes direções de deposição de filamento, e foram observadas melhores propriedades na direção C3, que corresponde à direção $[0^\circ/90^\circ]$ do estudo citado anteriormente, como demonstrado na Tabela 3.1, em que também foi possível verificar a tensão máxima, a deformação na tensão máxima e o módulo de Young.

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais de impressão 3D

Propriedades	PLA(C1)	PLA(C2)	PLA(C3)	PETG(C1)	PETG(C2)	PETG(C3)
σ_{max} (MPa)	43,50 ± 0,72	36,61 ± 0,80	49,34 ± 1,12	32,15 ± 0,67	28,21 ± 1,70	41,10 ± 0,14
$\epsilon_{\sigma_{max}}$ (mm/mm)	0,02 ± 2,8E-4	0,01 ± 4,2E-4	0,01 ± 4,1E-4	0,03 ± 1,1E-3	0,02 ± 1,4E-3	0,03 ± 3,0E-4
E (GPa)	3,30 ± 0,12	3,17 ± 0,06	3,59 ± 0,03	1,55 ± 0,05	1,63 ± 0,02	1,92 ± 0,01

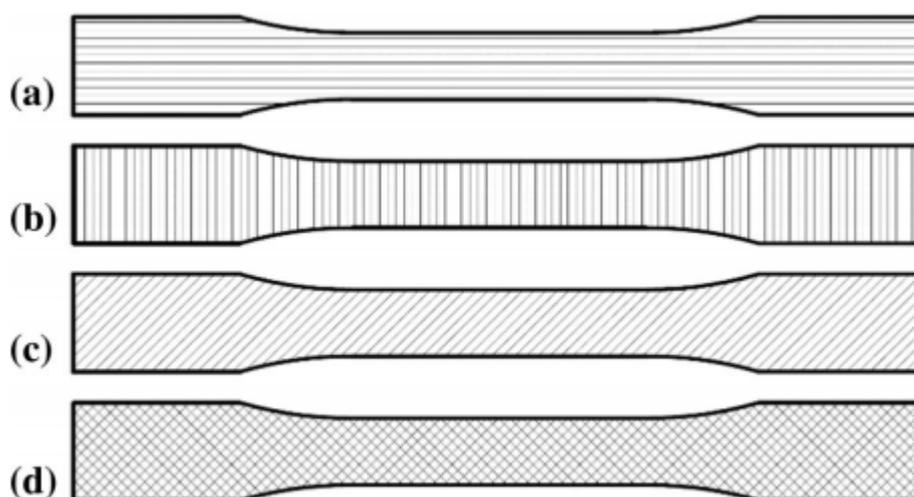
Fonte: Santana, 2018

Por outro lado, o PETG apresenta algumas vantagens em relação ao PLA: (i) maior resistência a degradação térmica, (ii) tendência a maior estabilidade térmica; (iii) na maior parte das respostas avaliadas no estudo, o PETG apresentou menor dispersão estatística que o PLA; (iv) a flexibilidade apresentada pelo PETG o torna interessante, principalmente na Impressão 3D, para aplicações que necessitam desta característica, como por exemplo, a construção de conexões do tipo *snap-fits*, em oposição ao PLA que é muito mais rígido.

3.9.3 Análise de tensão e fadiga em PETG impresso

No estudo feito por Dolzyk (2019), foi utilizado um filamento de PETG comercial para fabricar dois tipos de corpos de prova, que foram impressos com quatro orientações diferentes, como mostra a Figura 3.11.

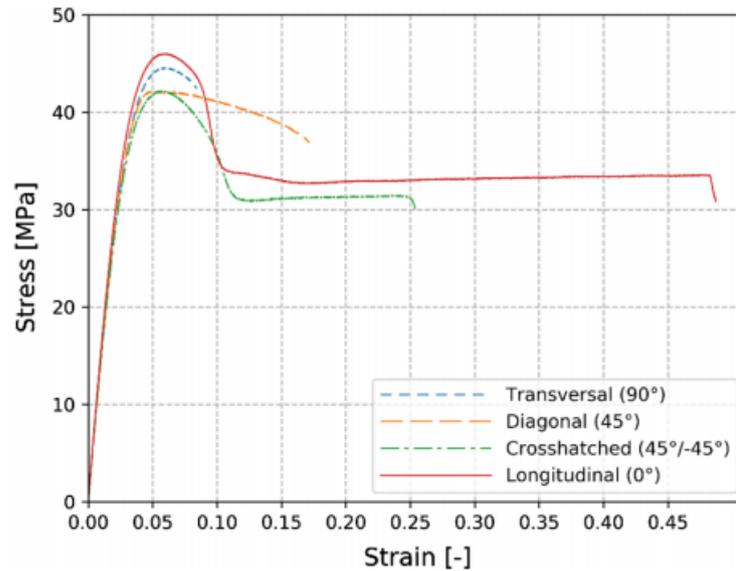
Figura 3.11 – Representação das direções de deposição de filamento: a) longitudinal (0°); b) transversal (90°); c) diagonal (45°); d) cruzada ($45^\circ / -45^\circ$).



Fonte: Análise de tensão e fadiga do Polietileno Tereftalato Glicol impresso em uma impressora 3D

Os modelos impressos foram submetidos à ensaios de tração e fadiga, para determinar qual a direção de deposição de filamento que garante maior resistência e durabilidade aos componentes impressos com o PETG. Analisando os resultados das análises de tensão, observou-se que as trincas se propagaram na direção de preenchimento do material. Os resultados mostram uma pequena variação da tensão máxima suportada, mas indicam que a direção longitudinal de deposição apresenta maior resistência, como mostra a Figura 3.12.

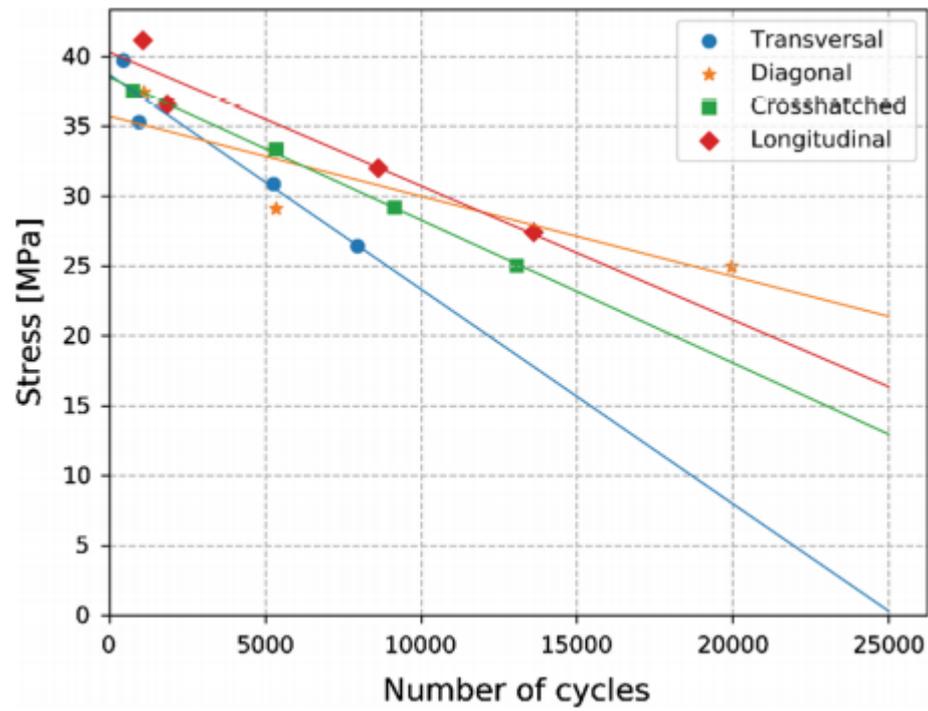
Figura 3.12 – Curva Tensão x Deformação de cada direção de deposição.



Fonte: Análise de tensão e fadiga do Polietileno Tereftalato Glicol imprimido em uma impressora 3D

Foram realizados testes de fadiga de acordo com a norma D7791 da *American Society for Testing and Materials* (ASTM), que é um método de teste padrão para fadiga uniaxial em plásticos, onde a amostra foi submetida a um carregamento de forma de onda sinusoidal. Com esses testes, foi criada a curva S-N da Figura 3.13, para um número limitado de ciclos. Normalmente essas curvas são representadas em escalas logarítmicas, porém os resultados tiveram uma curva de regressão linear satisfatória, mostrando que a degradação da fadiga foi proporcional ao número de ciclos.

Figura 3.13 – Curva Tensão x Número de ciclos dos diferentes corpos de prova.



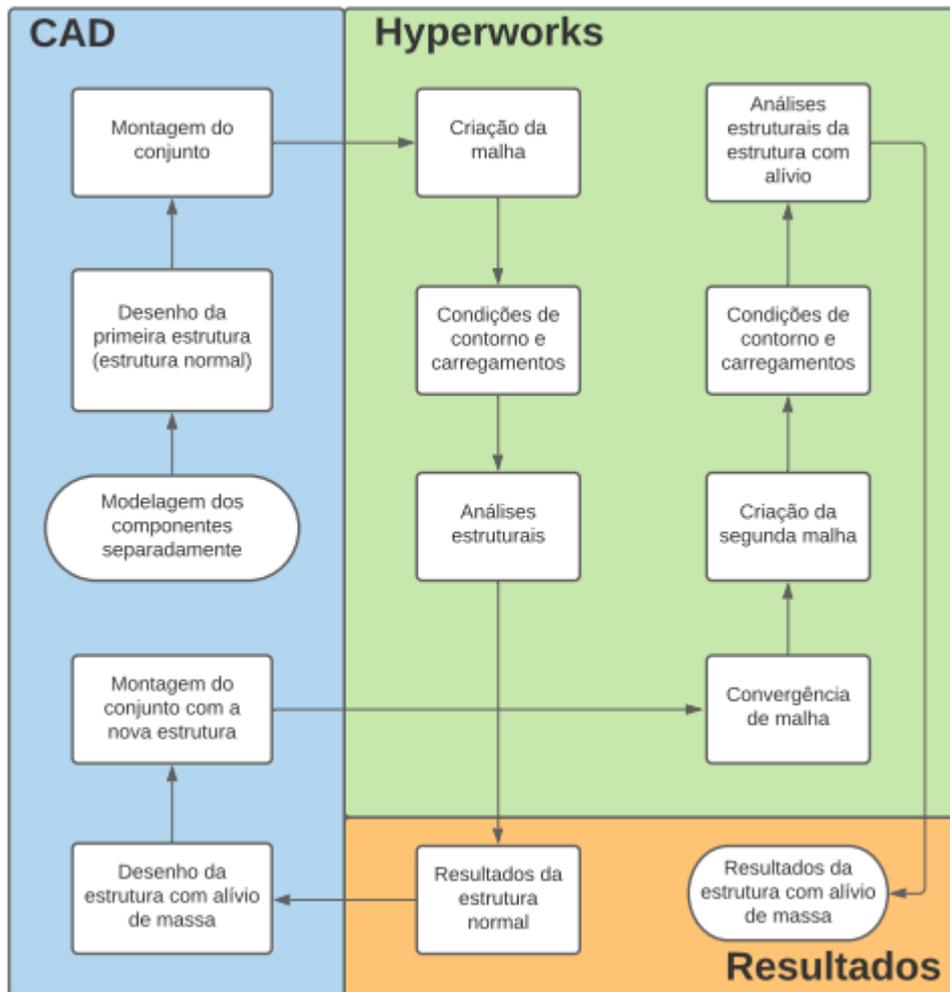
Fonte: Análise de tensão e fadiga do Polietileno Tereftalato Glicol imprimido em uma impressora 3D.

A maior resistência à fadiga de alto ciclo foi do componente impresso na diagonal. Conclui-se então que a direção da deposição do filamento deve ser definida analisando qual o tipo de carga aplicada no componente, sua magnitude e número de ciclos.

4 METODOLOGIA

No presente capítulo serão realizadas as atividades apresentadas no fluxograma da Figura 4.1.

Figura 4.1 – Fluxograma da metodologia do projeto.



Fonte: Os autores.

4.1 Modelagem dos componentes

O conjunto do moedor de café é composto por: um motor escovado acoplado ao eixo do moinho de café; o moinho de café, que possui uma lâmina estacionária na parte superior, e uma lâmina rotativa na inferior; um motor de passo.

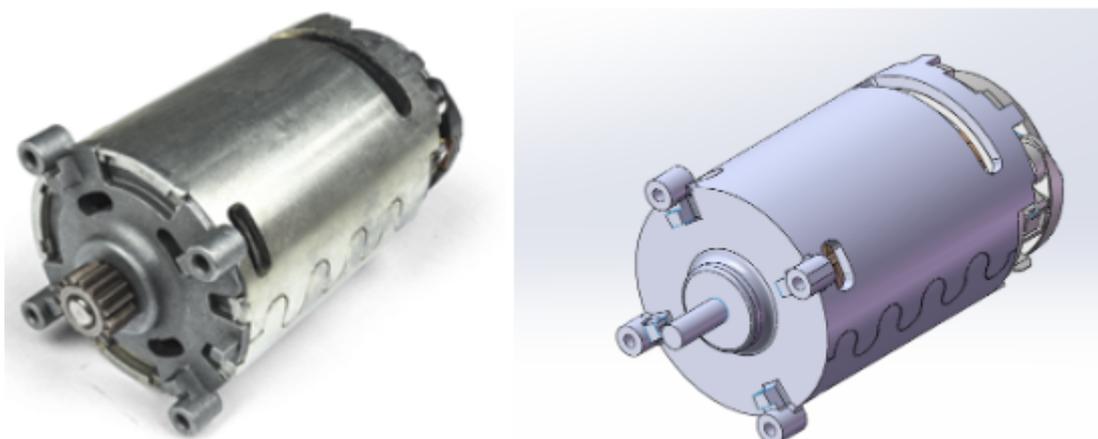
Para que ocorra a moagem do café, o motor escovado é acionado, e realiza movimento rotativo no eixo do moinho. Esse eixo é acoplado à lâmina inferior do moinho, que realiza a

quebra do café. O motor de passo tem como função posicionar a lâmina superior mais próxima ou mais afastada da inferior, permitindo a moagem do café em diferentes granulometrias.

A modelagem tridimensional de cada componente utilizado no projeto foi feita através do *software SolidWorks*. Para os motores foram utilizados desenhos ou medidas definidas pelos fabricantes. Já para o mecanismo de moagem e eixo, foram utilizados desenhos do Carvalho (2019), que realizou uma análise estrutural de um componente de um moedor de grãos de café na Universidade Federal de Lavras.

Segundo Augusto e Santos (2019), que analisou a viabilidade econômica e propôs um sistema de controle de um moedor para uma cafeteira inteligente, também realizado na Universidade Federal de Lavras, o motor acoplado à lâmina do moedor é o DeWalt Old Style, cujas especificações técnicas estão na Tabela 4.1. A Figura 4.2 mostra o desenho CAD do modelo, fornecido pelo fornecedor RoboCore (2020), ao lado da imagem do motor real.

Figura 4.2 – Motor DeWalt Old Style.



Fonte: RoboCore

Também, pode-se verificar as especificações técnicas do motor de passo, através da Tabela 4.1:

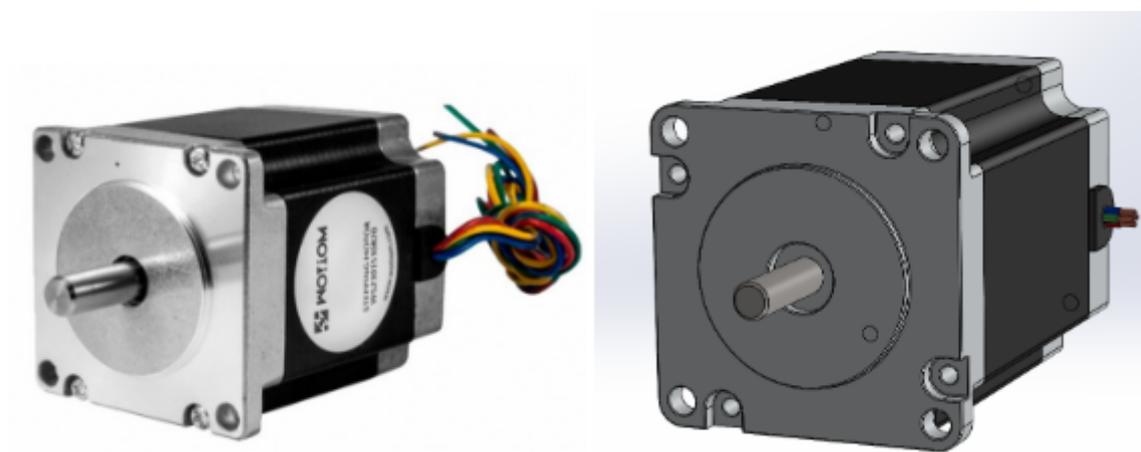
Tabela 4.1 – Especificações do moto DeWalt Old Style.

Especificações	Valores
Tensão Nominal	18 V
RPM (sem carga)	22000
Potência Máxima	946 W
Corrente (Stall)	250 A
Torque (Stall)	2,16 Nm
Peso	472 g
Comprimento (carcaça)	83 mm
Comprimento total)	91 mm
Diâmetro	46 mm
Diâmetro do eixo	5 mm
Comprimento do eixo	7 mm

Fonte: RoboCore

Também segundo Augusto e Santos (2019), o outro motor utilizado no projeto é um NEMA 23-15, que será utilizado para acionar o parafuso de potência, a fim de controlar a granulometria do café moído. Na Figura 4.3 estão o desenho e a imagem do motor real, de acordo com o catálogo Neoyama (2020).

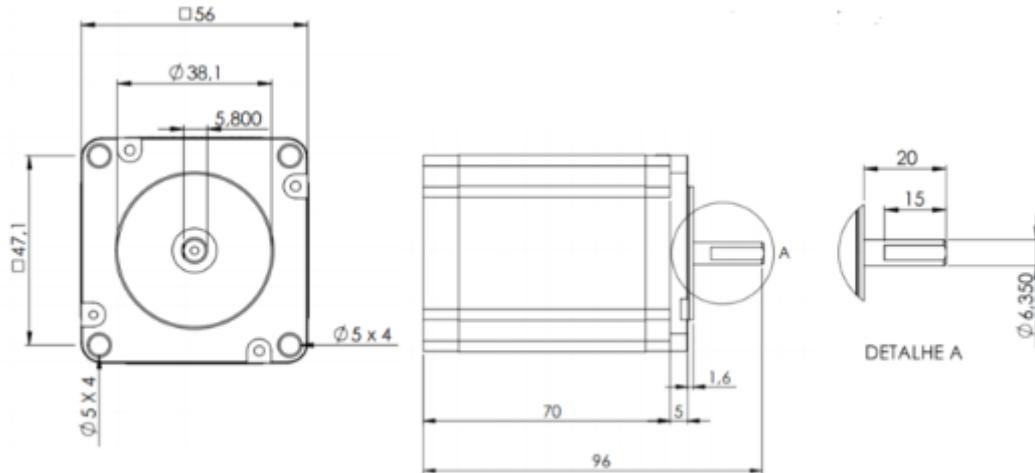
Figura 4.3 – Motor Nema 23-15.



Fonte: Neoyama

Para o motor de passo também foram utilizadas dimensões fornecidas em seu *datasheet*, como mostra a Figura 4.4.

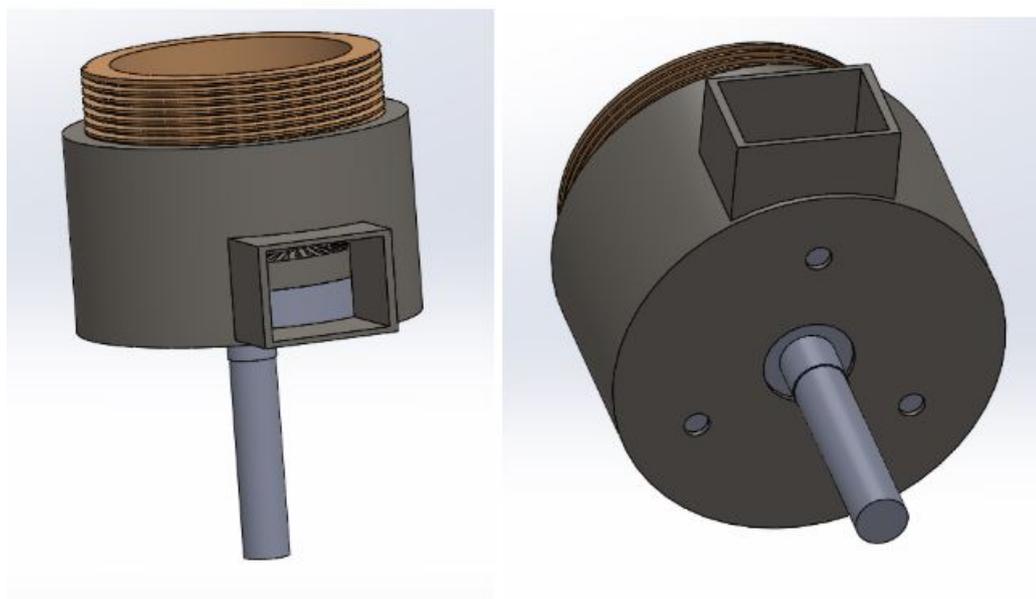
Figura 4.4 – Dimensões do motor NEMA 23-15.



Fonte: Neoyama

Os desenhos de ambos os motores foram verificados e estão de acordo com suas especificações. Eles foram utilizados para definir qual a melhor forma de fixá-los à estrutura. O modelo tridimensional do moinho de café com eixo foi obtido através do trabalho desenvolvido por Carvalho (2019) e está representado na Figura 4.5.

Figura 4.5 – Moinho de café com eixo.



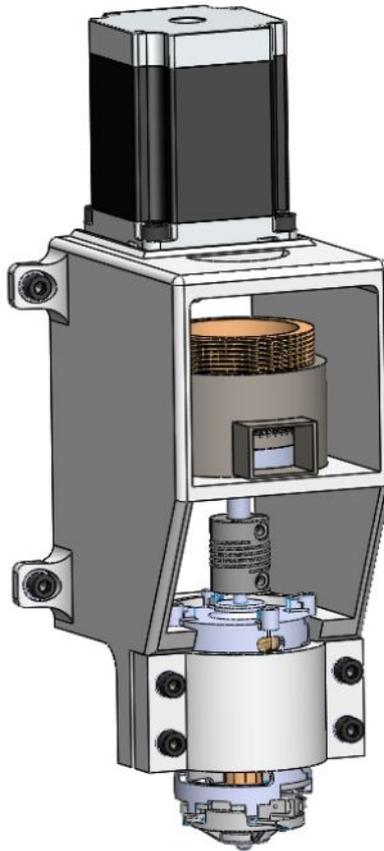
Fonte: CARVALHO, 2019.

Outros elementos necessários para garantir a fixação de todos os componentes da montagem são:

- 4 parafusos M5 x 30mm, sextavado interno;
- 4 parafusos M5 x 16mm ,sextavado interno;
- 4 parafusos M5 com comprimento a depender da fixação do moedor na carcaça da cafeteira;
- 8 porcas m5 sextavadas;
- 8 arruelas lisas 5,30x10x1,10mm;
- 1 acoplamento flexível 5x8mm.

A montagem do moedor de café na cafeteira automatizada está representada na Figura 4.6. Nota-se que o sistema de transmissão do motor de passo com o parafuso do moedor de café não foi projetado, pois será o objetivo de futuros projetos, no entanto, há espaço suficiente para o acoplamento desse sistema na estrutura projetada.

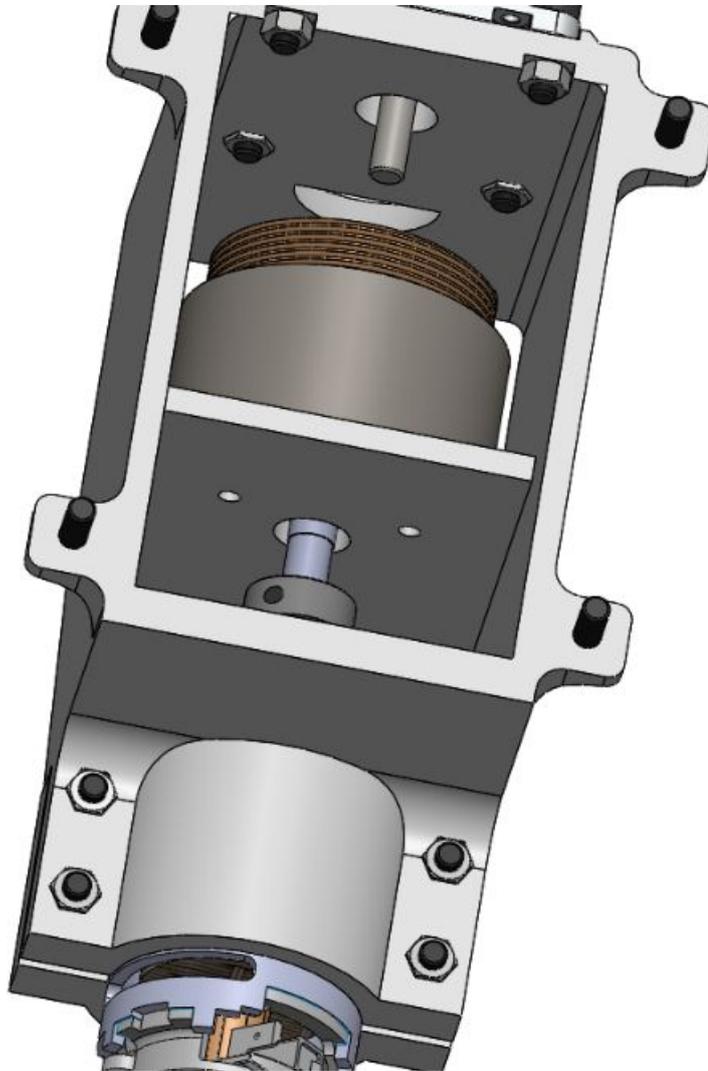
Figura 4.6 – Desenho CAD do moedor de café.



Fonte: Os autores.

Nos pontos onde o parafuso entraria em contato com o material impresso, foram utilizadas arruelas para uma melhor distribuição de força no material. As arruelas também previnem o desgaste gerado pelo atrito entre o metal e o plástico. Uma outra vista do conjunto está na Figura 4.7. Nela pode-se observar os furos sextavados onde devem ser inseridas as porcas no momento da montagem.

Figura 4.7 – Vista auxiliar da montagem mostrando o posicionamento das porcas.



Fonte: Os autores.

A estrutura foi projetada para ser fixada no lado interno da parede da cafeteira. Essa fixação também se dá por parafusos M5 cujo comprimento pode variar de acordo com a necessidade. A Figura 4.8 mostra o moedor fixo em uma carcaça utilizada apenas como exemplo.

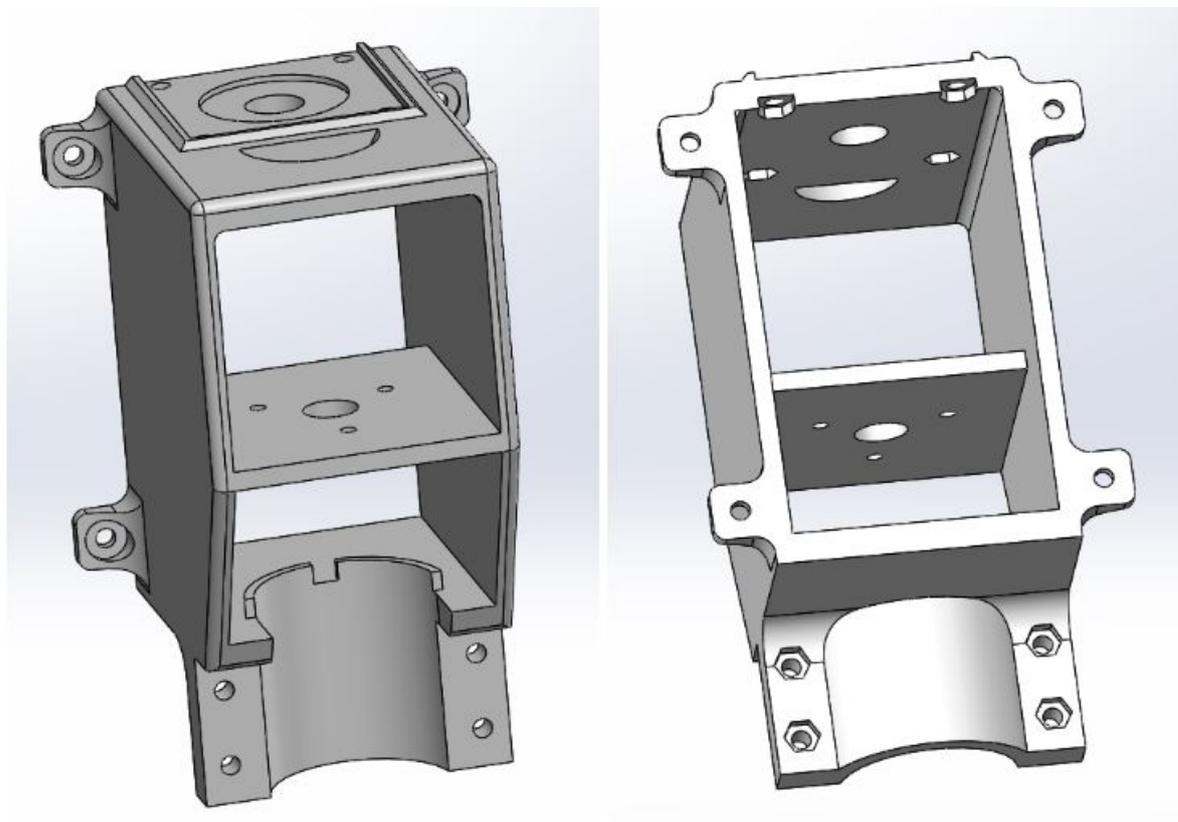
Figura 4.8 – Moedor fixo a uma parede.



Fonte: Os autores.

O moinho de café, os parafusos, porcas e eixo são robustos o suficiente para serem descartados das análises. Serão utilizados apenas para definir onde são aplicadas as cargas e restrições na estrutura. A Figura 4.9 mostra esse componente isolado.

Figura 4.9 – Estrutura do moedor.



Fonte: Os autores.

A estrutura projetada contém detalhes que podem ser simplificados para uma posterior análise estrutural, a fim de se reduzir seu custo computacional.

4.2 Impressão 3D

O material utilizado para a construção da estrutura do moedor foi o PETG através do método de impressão FDM (*Fused Deposition Modeling*). Adotou-se o PETG, pois apresenta uma boa resistência mecânica, uma alta temperatura de transição vítrea e é um material atóxico, ou seja, pode entrar em contato com alimentos, o mesmo não acontece com outro material, como o ABS. O PLA, apresenta uma alta resistência mecânica, no entanto, sua temperatura de transição vítrea é menor.

A temperatura de transição vítrea é de suma importância para a análise da escolha do melhor material polimérico para o projeto, pois ela é uma propriedade térmica associada a fase amorfa do polímero (CANEVAROLO JR., 2006). Quando este material ultrapassa essa

temperatura, ele começa a se deformar, interferindo no seu comportamento mecânico final. De acordo com a 3DLAB, o PETG em estado de filamento apresenta uma T_g igual à 85 °C.

As propriedades mecânicas, como tensão máxima, deformação na tensão máxima, módulo de Young e o coeficiente de Poisson serão utilizadas para realizar as análises estruturais do projeto do moedor de café. Através dos resultados obtidos por Santana (2018) nos ensaios de tração, foi possível encontrar os valores para tais propriedades. A densidade e a tensão de escoamento foi obtida nos dados fornecidos pela 3DLAB:

- Tensão Máxima (σ_{max}) igual à 49,78 MPa;
- Deformação na tensão máxima (ϵ_{mx}) igual à 0,05 mm/mm;
- Módulo de Young (E) igual à 1,5 GPa;
- Coeficiente de Poisson (ν) igual à 0,43;
- Densidade (ρ) igual à 1,27 g/cm³;
- Tensão de Escoamento ($\sigma_{escoamento}$) igual à 18,6 MPa;
- Tensão de Ruptura ($\sigma_{ruptura}$) igual à 32,6 MPa.

Com as propriedades do material definidas para as análises estruturais, restam definir os parâmetros para a impressão. As temperaturas do bico extrusor e da mesa devem ser definidas respeitando as recomendações do fabricante.

Pode ser utilizada a espessura de camada de 0,2mm, pois modelos impressos com essa espessura tiveram resultados melhores de resistência quando comparados aos impressos com camadas de 0,4 mm (RANKOUHI, 2016).

Para definir qual a melhor orientação de preenchimento da peça, primeiro foram analisadas as direções dos carregamentos estáticos na estrutura. Para maior resistência à essas cargas, a direção de preenchimento deve ser a mesma das forças aplicadas, pois assim o material tem melhores resultados de máxima tensão e módulo de elasticidade (RANKOUHI, 2016). Porém, para que a estrutura suporte um maior número de ciclos da carga gerada pela rotação do motor, a direção diagonal é favorável (DOLZYK,2019).

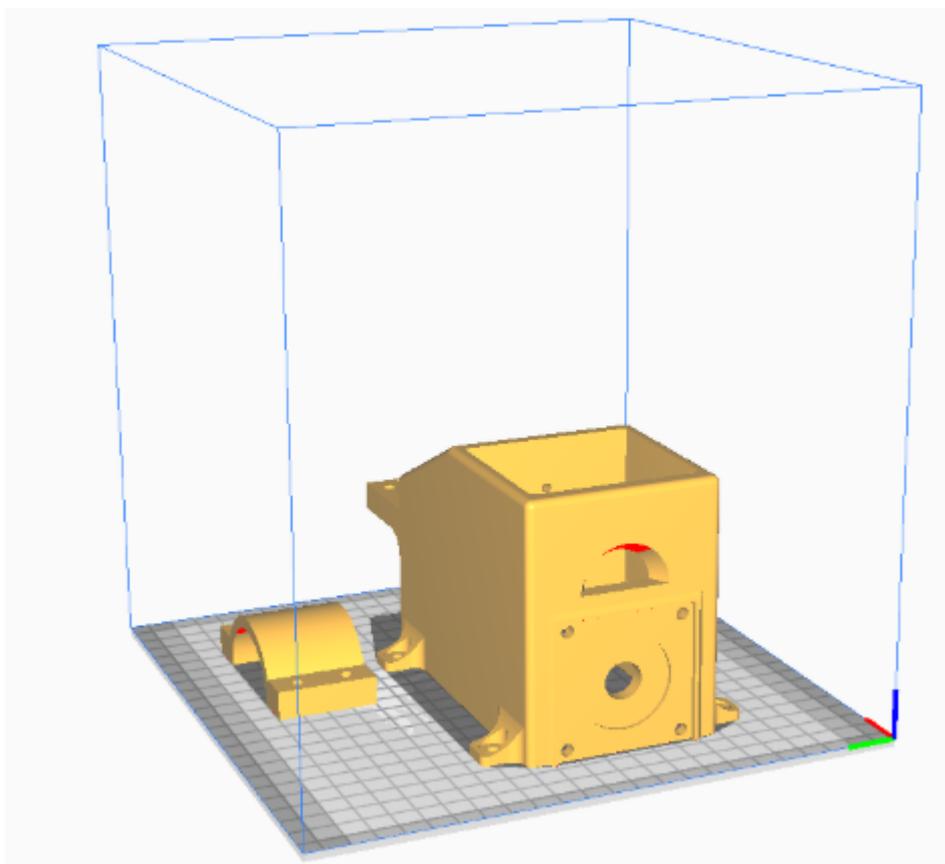
Devido à baixa intensidade das cargas estáticas, e à necessidade de se construir uma estrutura que tenha alta durabilidade, foi definido que a direção de deposição de filamento será a 45° da direção da força gerada pela rotação das lâminas do moedor. Assim, prioriza-se a

resistência do componente a um alto número de ciclos. No entanto, essa direção não será considerada no momento das análises, ficando restrita ao método de impressão.

A direção do carregamento será demonstrada no tópico de análise estrutural. Já a direção de preenchimento pode ser configurada no momento da impressão, para impressoras com este recurso, ou então determinada com o correto posicionamento da peça sobre a mesa.

A estimativa inicial, feita através do *software Ultimaker Cura*, é de que serão necessários 490 gramas de PETG para a impressão da estrutura e da tampa que fixará o motor escovado. Esse valor pode sofrer variações de acordo com o tipo de suporte utilizado na impressão e da variação da posição da peça sobre a mesa. A Figura 4.10 mostra a posição da peça utilizada para tal estimativa.

Figura 4.10 – Visualização dos componentes no *software Ultimaker Cura*.



Fonte: Os autores.

4.3 Análise Estrutural

Através do *software HyperWorks*, foi possível realizar as análises estruturais da geometria. Nesta etapa destaca-se a criação das propriedades da estrutura e o seu material, a criação

da malha, as aplicações das condições de contorno e suas análises propriamente ditas. Assumiu-se a hipótese de que o PETG é um material isotrópico para todas as análises, e com isso, foi considerado que os valores de tensão de escoamento e de ruptura possuem um único valor para todas as direções de carregamento.

4.3.1 Criação da propriedade e do material

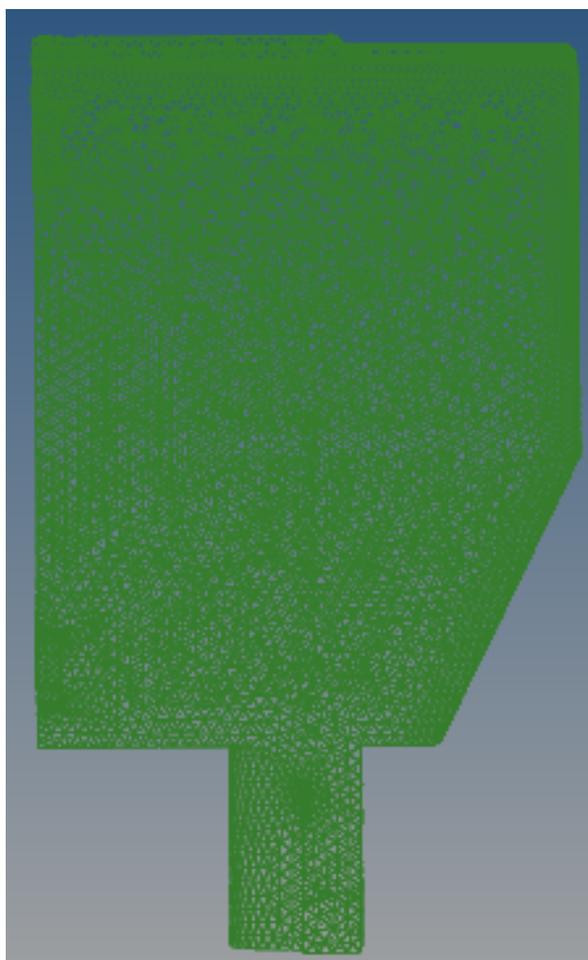
O material PETG, como definido, foi criado e suas propriedades, como o módulo de Young, o coeficiente de Poisson e a densidade foram atribuídas. Depois criou-se a geometria, através do *card image* “*PSolid*”, a fim de definir a estrutura como um sólido maciço.

4.3.2 Malha

Após isso, o problema foi discretizado e a malha criada através da opção 3D, em seguida “*Tetramesh*” e por fim “*VolumeTetra*” do *software HyperWorks*, com tipos de elemento 2D igual a “*trias*”, e tipo de elementos 3D igual a “*tetras*”, com elementos de primeira ordem. O tamanho do elemento foi igual a 3, utilizando a opção de curvatura, adotou-se o tamanho mínimo de elemento igual a 0,8 e o ângulo característico igual a 30°.

Na Figura 4.11, está a malha criada no software:

Figura 4.11 – Representação da malha 3D.

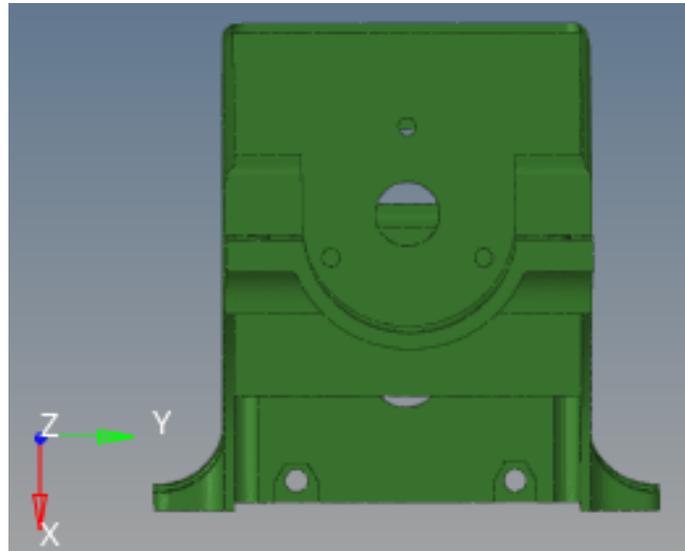


Fonte: Os autores.

4.3.3 Sistemas de coordenadas

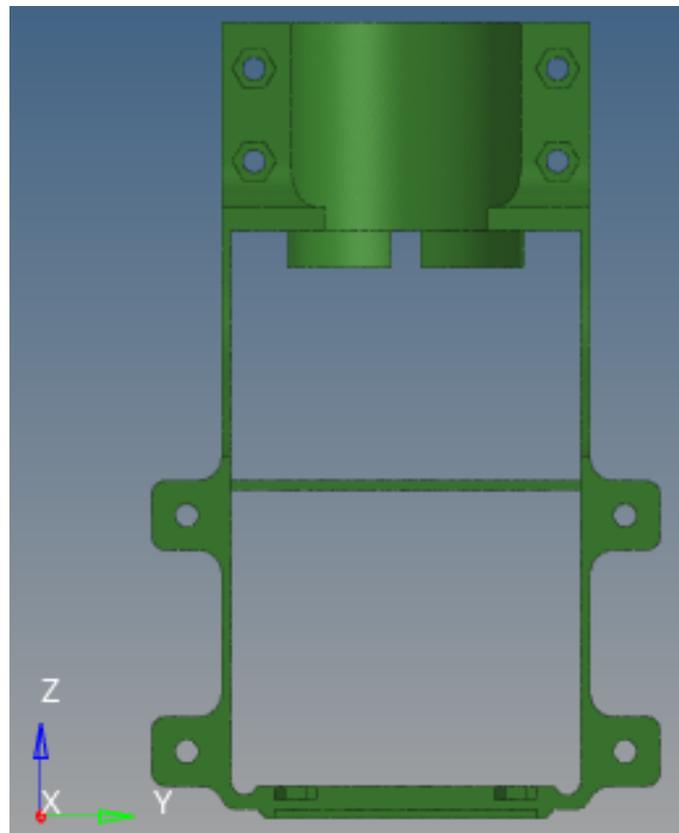
Para uma melhor visualização e representação das aplicações dos carregamentos presentes na estrutura, foi definido o seguinte sistema de coordenada no *software*, como pode ser visto nas seguintes Figuras 4.12, 4.13 e 4.14.

Figura 4.12 – Sistema de coordenadas no sentido Z.



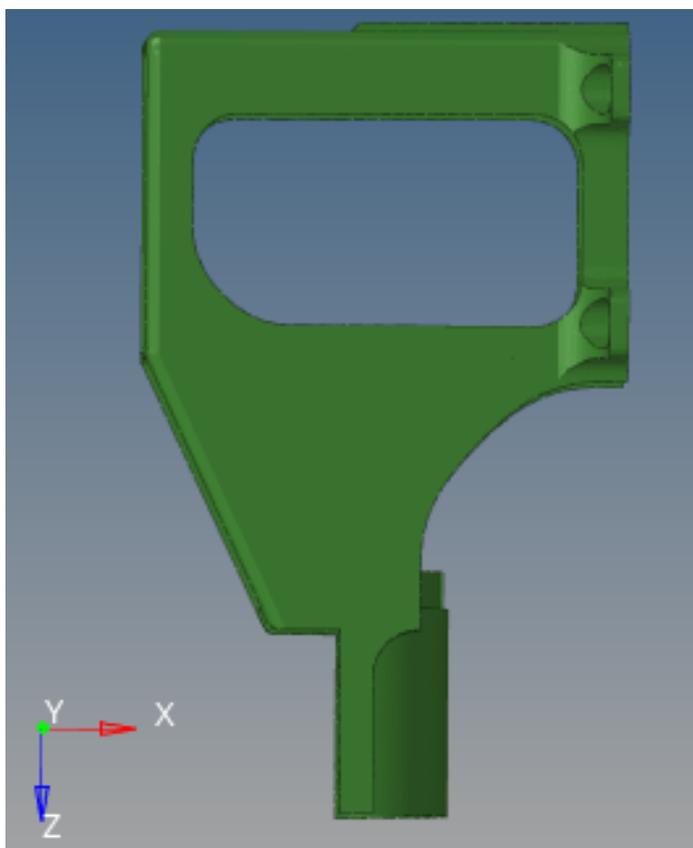
Fonte: Os autores.

Figura 4.13 – Sistema de coordenadas no sentido X.



Fonte: Os autores.

Figura 4.14 – Sistema de coordenadas no sentido Y.



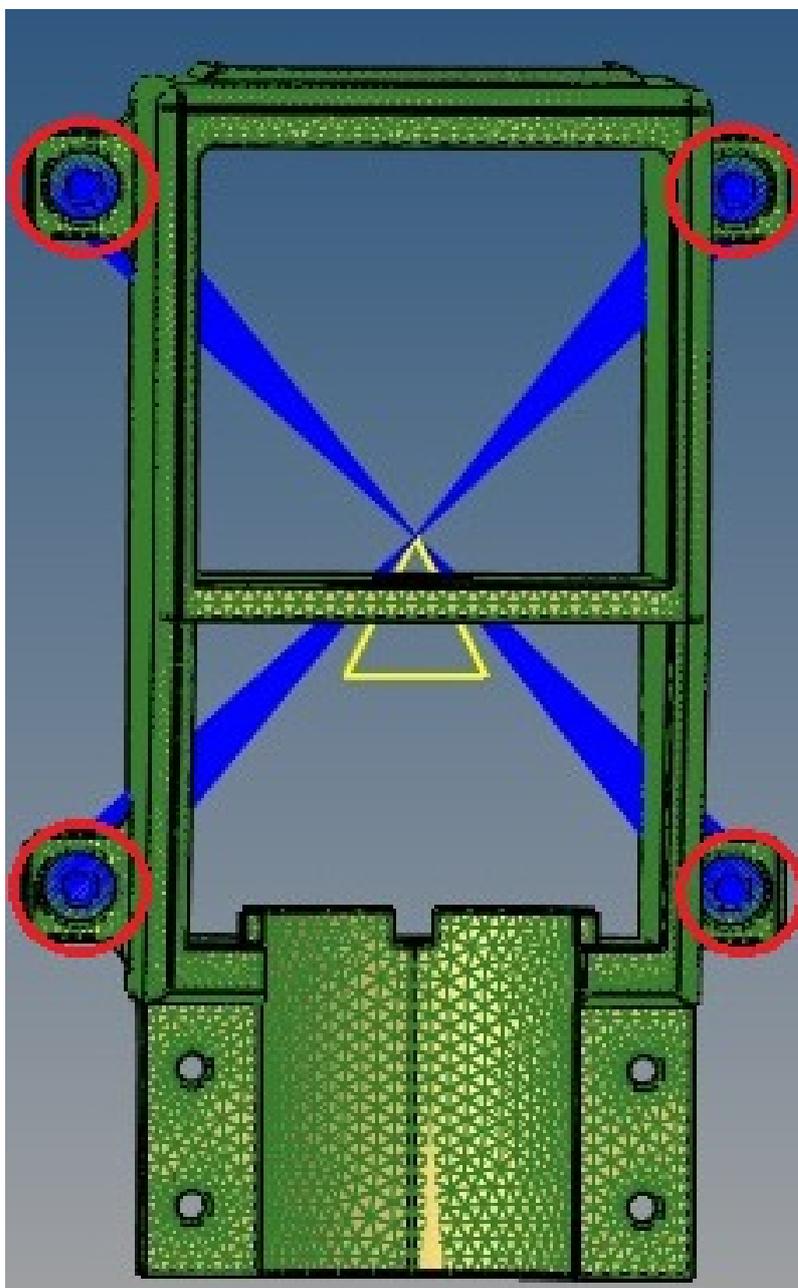
Fonte: Os autores.

4.3.4 Aplicação das condições de contorno e dos carregamentos

Com a malha concluída, é possível definir as condições de contorno do problema. A fim de simplificar as análises, as restrições serão feitas na superfície de contato entre as arruelas e a parede da estrutura. Além disso, criou-se um elemento rígido unindo as superfícies de contato para facilitar as visualizações das reações de momento e força. Isso resulta em uma análise mais conservadora, visto que elementos rígidos poderiam ser utilizados na parede e no local da arruela, fixados por parafusos pré tensionados, a fim de se obter uma suavização das tensões.

A Figura 4.15 mostra o engaste realizado na estrutura com as arruelas destacadas em vermelho.

Figura 4.15 – Estrutura Engastada.



Fonte: Os autores.

Depois disso, foram aplicados os pesos do motor de passo e do moedor de café. Os valores das massas estão na Tabela 5.2.

Tabela 4.2 – Componentes presentes na estrutura e suas massas.

Componente	Massa (kg)
Motor escovado	0,472
Motor de passo	0,980
Moedor	0,310

Fonte: Os autores

Foram calculados os pesos multiplicando as massas pela aceleração da gravidade de $9,81 \text{ m/s}^2$. Para os componentes do moedor e do motor de passo, as forças foram distribuídas em formato de pressão em sua região de contato com a estrutura. Também foi considerada a força normal exercida para fixar o motor escovado na superfície cilíndrica, na parte inferior da estrutura. Para o cálculo da força, foi utilizada a Equação 4.1 referente a força de atrito, na qual o coeficiente de atrito estático entre o polietileno e o aço é igual à 0,2, de acordo com o *Engineering ToolBox* e o peso do motor escovado. Para um resultado mais conservador, a parte removível da estrutura, que fixa o motor foi desconsiderada. Assim toda a carga aplicada na parte fixa, foi igual à:

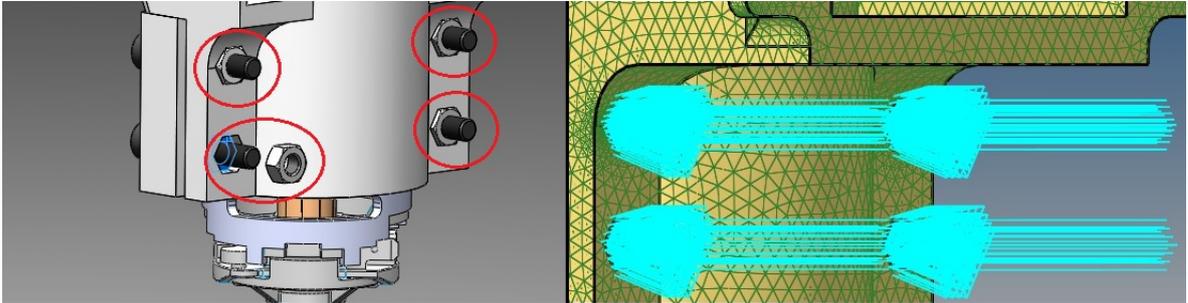
$$N = \frac{F_{at}}{0,2} \quad (4.1)$$

Adotando a força de atrito igual à força peso do motor escovado e dividindo por 2, pois foi considerado nas aplicações de carregamento apenas metade da fixação da estrutura com o motor escovado, obteve-se a força normal da estrutura com o motor escovado igual à 11,575 N.

Por fim, a última força aplicada foi a de reação da força normal nas porcas que fixam o motor escovado na região inferior, sendo igual a força normal à superfície calculada anteriormente, no entanto, na direção contrária (com valor negativo), esta força foi considerada supondo uma força mínima necessária para fixar o motor escovado.

A Figura 4.16 mostra em detalhes as quatro porcas e onde serão aplicados as forças de reação:

Figura 4.16 – Força aplicada pelas porcas inferiores.



Fonte: Os autores.

A Tabela 4.3 representa os valores das forças relativas na estrutura:

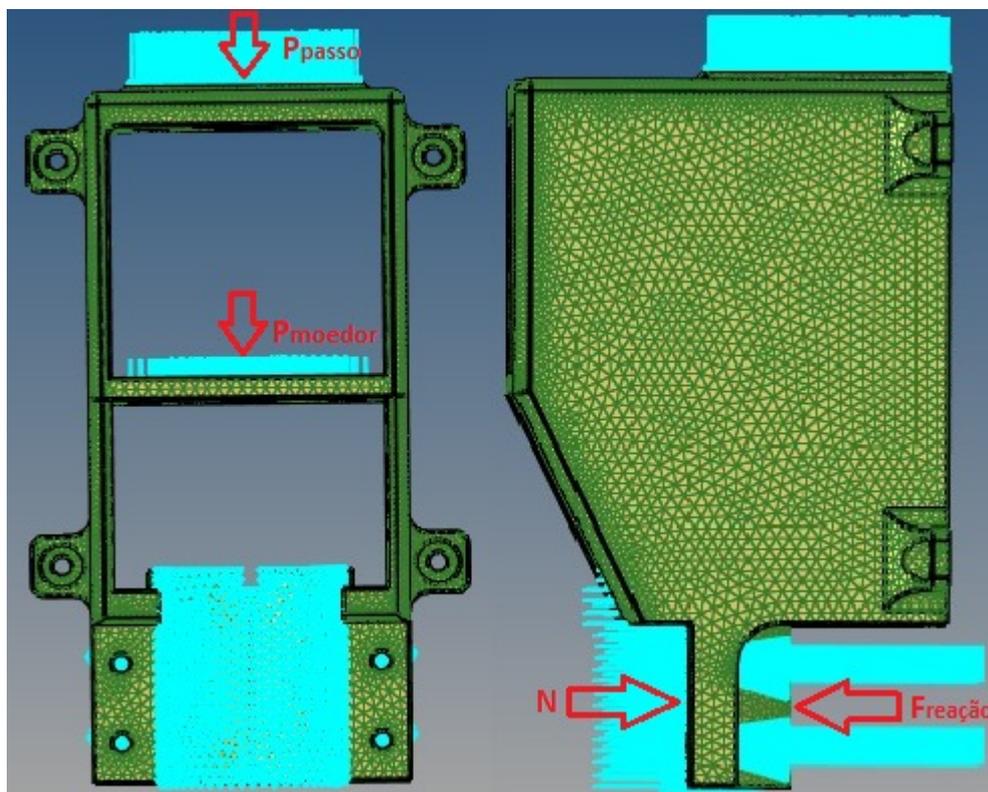
Tabela 4.3 – Forças aplicadas na estrutura

Carregamentos	Módulo (N)
Força normal do motor escovado (N)	11,575
Força peso do motor de passo (P_{passo})	9,610
Força peso do moedor (P_{moedor})	3,040
Força de reação nas arruelas inferiores (F_{reacao})	-11,575

Fonte: Os autores

A Figura 4.17 é uma melhor representação das forças aplicadas no sistema:

Figura 4.17 – Vista frontal das forças aplicadas no sistema.



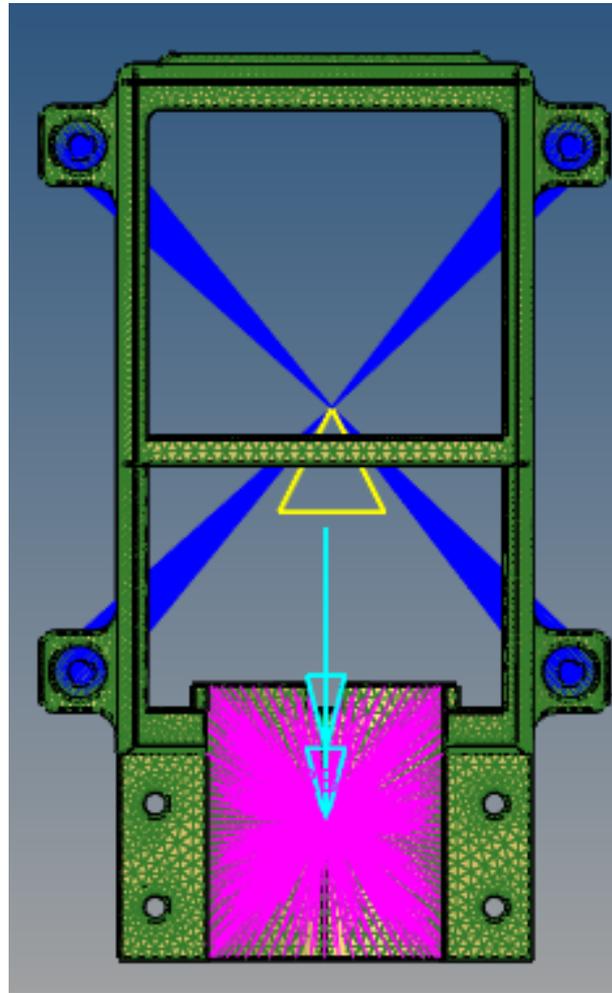
Fonte: Os autores.

Além das cargas já mencionadas, analisou-se dois casos acrescentando diferentes carregamentos, para obter um resultado mais próximo da realidade, sendo eles:

1. Primeiro caso: Considera-se que motor escovado com a lâmina do moedor está girando livremente em sua rotação máxima;
2. Segundo caso: Considera-se um torque máximo aplicado no motor escovado e a situação de travamento da lâmina do moedor. Neste caso, foi aplicada uma reação nos pontos de fixação do moedor.

Para representar o torque máximo do motor na estrutura, que é, segundo o *datasheet*, igual à 2,16 Nm, criou-se um elemento rígido na região do motor escovado representado na cor roxa, e aplicou-se o torque na direção Z e no sentido horário (regra de Fleming), indicado pela seta da cor azul clara, como mostra a Figura 4.18 seguir:

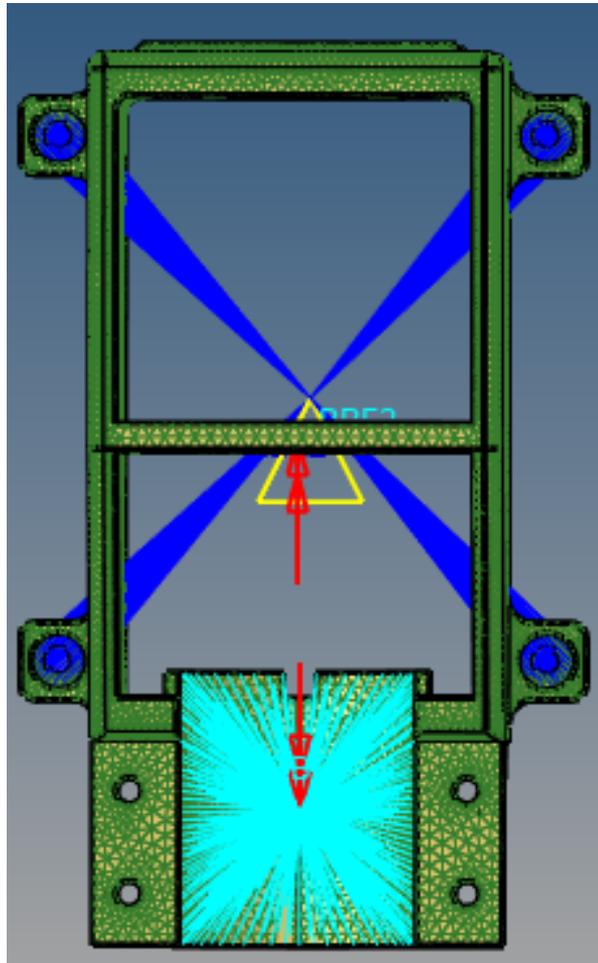
Figura 4.18 – Torque aplicado para o primeiro caso.



Fonte: Os autores.

No segundo caso, também criou-se um elemento rígido nos furos centrais da estrutura representado na cor azul clara. Foram aplicados dois torques (em vermelho) de mesmo módulo e em sentidos opostos, simulando o travamento das lâminas do moedor:

Figura 4.19 – Torque aplicado para o segundo caso.



Fonte: Os autores.

4.3.5 Análise Linear Estática

Foi realizada a análise linear estática a fim de obter a Tensão Máxima Principal, por se tratar de um material frágil, nos estados mais críticos da geometria, e com isso analisar se haverá uma falha por atingir a máxima tensão de ruptura do material, através do cálculo do coeficiente de segurança da estrutura, com a seguinte Equação 4.2 (NORTON, 2013):

$$CS = \frac{\sigma_{escoamento}}{\sigma_{mp}} \quad (4.2)$$

Sendo:

- Coeficiente de Segurança (CS);
- Tensão de Escoamento ($\sigma_{escoamento}$);

- Tensão Máxima Principal (σ_{mp}).

Além disso, observa-se os deslocamentos e as deformações estruturais da peça. Para realizar esta análise, é necessário aplicar as restrições e os carregamentos, que foram adotados anteriormente.

4.3.6 Análise de Flambagem

Para realizar a análise de flambagem, criou-se um novo *load collector*, que é uma ferramenta do *software* de coletar informações de carregamento e restrição, com o *card image* "EIGRL". Implementou neste *card image* apenas o primeiro autovalor, que é o mais crítico. O tipo de análise foi definido como flambagem linear. Para este projeto, apenas o primeiro autovalor foi levado em consideração. Também será considerado que não há imperfeições no material, e que a carga está sendo aplicada de forma ideal, ou seja, os pesos dos motores serão aplicados integralmente na direção Z. Com isso, pode-se afirmar que, através da Equação (4.3) a seguir, de acordo com Campos (2016):

$$F_{cr} = \frac{\lambda_{cr}}{F_{max}} \quad (4.3)$$

Através desta análise, é possível saber se a estrutura vai falhar por flambagem, pois nela obtém-se o valor do multiplicador da carga para a falha do componente. Caso o autovalor tenha módulo superior a 1, o componente não falhará deste modo.

4.3.7 Análise modal

Similar à análise de flambagem, criou-se também *load collector* com o *card image* "EIGRL", no entanto, definiu-se o intervalo das frequências naturais, obtidos através das especificações do motor adotando um limite aceitável. Para a realização dessa análise, aplicou-se as restrições de movimento e o *load collector* "EIGRL".

É de suma importância verificar que não haja o fenômeno de ressonância na estrutura, que ocorrerá caso a frequência natural do sistema seja igual a frequência de rotação do motor. Portanto deve-se verificar que nenhuma frequência de rotação está operando próximo da frequência natural do estrutura. Se houver alguma frequência operando nesta faixa, é necessário implantar um sistema de amortecimento ou incluir mais material na estrutura, nos pontos críticos apontados no *software*.

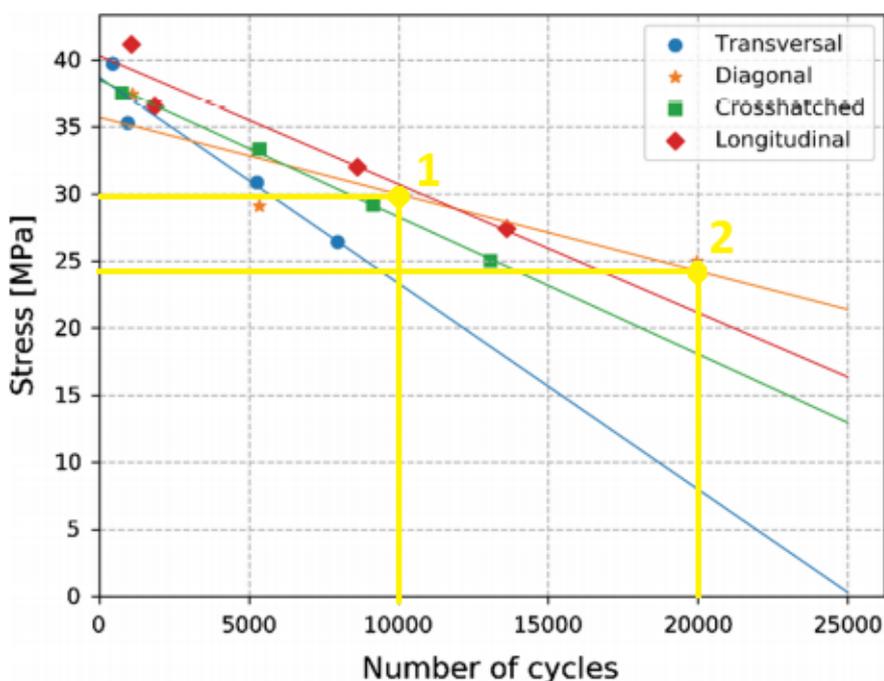
O motor deve trabalhar entre 1000 a 4000 rotações por minuto, pois é a condição de trabalho do motor para moer o café, com isso, a faixa de frequência analisada será de 16 a 67 Hz, que equivale ao número de rotações por segundo do motor. Assim, é possível, dimensionar uma estrutura afim de que as forças excitadoras não trabalhem nessa faixa analisada, conseqüentemente, não haverá a falha na estrutura.

4.3.8 Análise de fadiga

Foi realizada a análise de fadiga, que é importante devido à necessidade de se criar uma estrutura que suporte um grande número de ciclos das cargas geradas pelo motor acoplado ao moedor de café.

Através da curva S-N do PETG de Dolzyk(2019), foram utilizados dois pontos da direção diagonal para calcular os coeficientes a e b da Equação 3.2.

Figura 4.20 – Pontos da curva S-N utilizados para o cálculo dos coeficientes a e b .



Fonte: Os autores.

De acordo com os dois pontos do gráfico (10000,30) e (20000, 24) encontrou-se os valores de 581,88 MPa e -0,3219 para os coeficientes a e b , respectivamente. Por fim, sabendo a tensão de ruptura igual à 32,6 MPa (3DLAB), foi adotado a tensão corrigida de fadiga igual à metade da tensão de ruptura (NORTON, 2013) e foi realizada a curva SN que determina o

número de ciclos de acordo com a carga atuante. Além disso, houve outras considerações de correção, como que não houve nenhum tratamento do material, o efeito de carga foi igual à 1, a temperatura de fabricação do material foi inferior à 450 °C, a confiabilidade foi de 99,9 % e, por fim, o ambiente de utilização do moedor é ao ar livre.

Utilizou-se as mesmas restrições de deslocamento definidas nas condições de contorno. No entanto, o carregamento cíclico considerado foi de 41,442 N na direção do eixo X simulando um momento crítico da quebra do grão de café de acordo com o valor médio das resultados obtidos apresentados por Nedomová (2010), como mostra a Tabela 4.4:

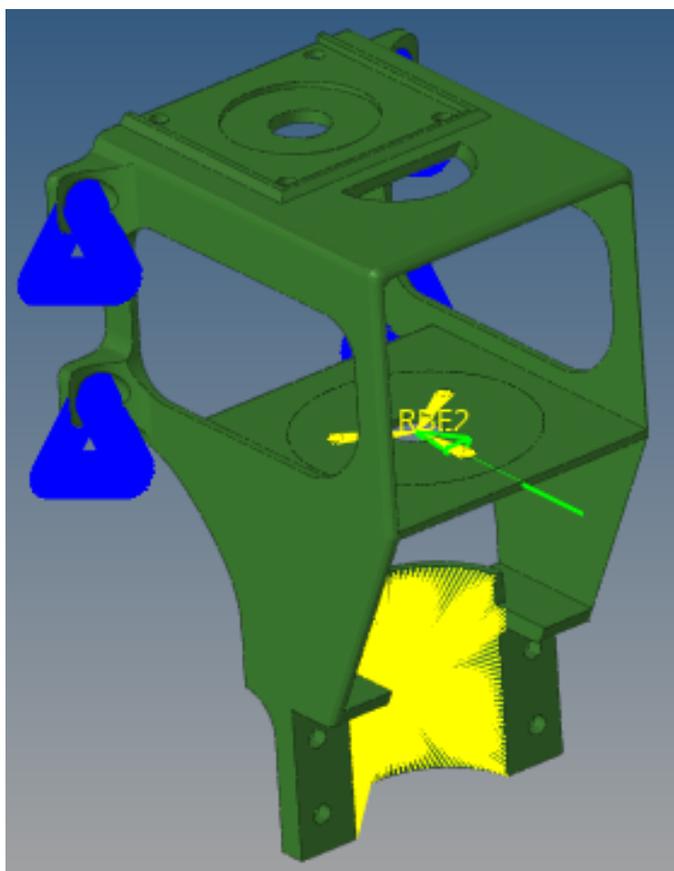
Tabela 4.4 – Forças para quebra de diferentes tipos de café

Código	Marca	Força de quebra (N)	Deformação (%)	Energia de absorção (N/mm)
Café 1	C1	51,63	8,36	11,93
		±	±	±
		15,2	0,62	3,98
Café 2	C2	39,14	5,16	5,99
		±	±	±
		12,00	1,15	2,95
Café 3	C3	30,15	7,30	4,63
		±	±	±
		16,23	2,69	3,69
Café 4	I1	49,59	6,81	10,72
		±	±	±
		16,28	1,72	5,60
Café 5	I2	36,70	6,91	9,83
		±	±	±
		19,70	1,75	3,22

Fonte: NEDOMOVÁ, 2010

A Figura 4.21 mostra as restrições e a aplicação da carga cíclica perpendicular ao centro do eixo do moedor, é importante ressaltar, que foi necessário criar um elemento rígido unindo os pontos de fixação do moedor, pois é a região que está mais sujeita à influência deste carregamento:

Figura 4.21 – Condições de contorno para análise de fadiga.



Fonte: Os autores.

Para a definição dos parâmetros, utilizou-se a tensão máxima principal com a correção de goodman (POSSAMAI, 2015), pois o material é considerado frágil (NORTON, 2013).

5 RESULTADOS

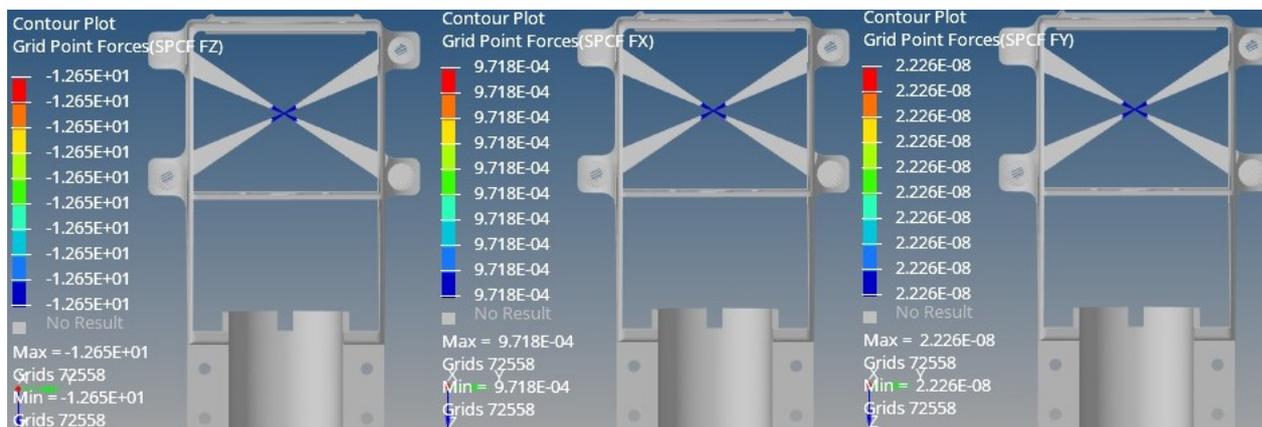
5.1 Análise das reações da geometria com alívio de massa

Foram realizadas as análises de reações de força e momento afim de comprovar que os carregamentos aplicados foram realmente as determinadas na estrutura.

5.1.1 Reações para a geometria com alívio de massa para o primeiro caso

A análise, mostrada na Figura 5.1, determinou que as forças de reações nas direções Z, X, Y.

Figura 5.1 – Reações de forças nas direções Z, X, Y, em Newton.



Fonte: Os autores.

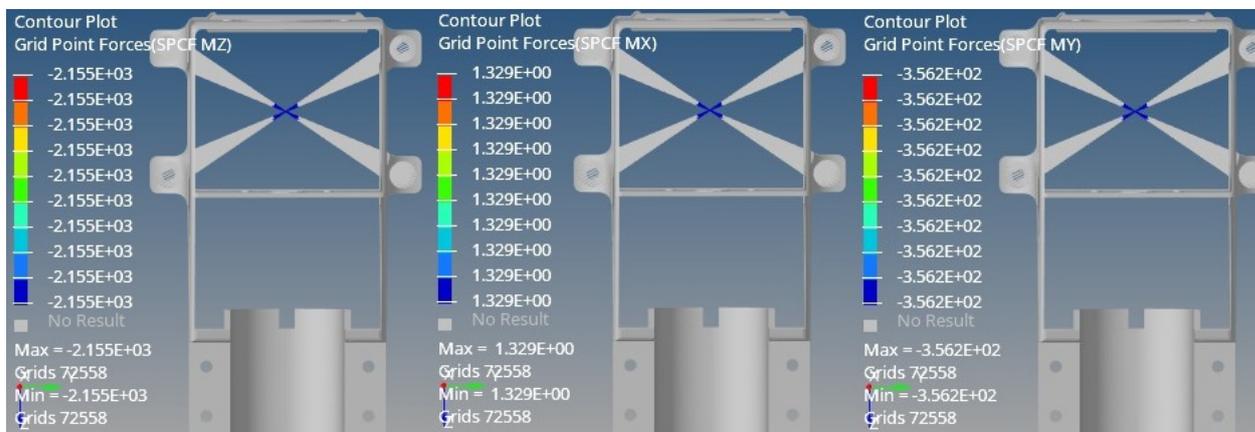
Observa-se que na direção Z o valor de 12,65 N é o somatório das forças aplicadas no sistema, que são: o peso do motor (3,04 N) e a força do motor de passo (9,65 N) aproximadamente.

Para a reação de força na direção X, na qual não foi aplicada nenhuma força nesta direção o somatório deve-se ser igual à zero. No *software HyperMesh* o valor foi de 0,0009178 N, portanto, pode-se dizer que é nulo.

Por fim, na direção Y, aplicaram-se duas forças com o mesmo módulo em sentidos contrários, portanto, o somatório também deve-se ser igual a zero, como foi verificado na 5.1 igual à $2,26 * 10^{-8}$ N.

Na Figura 5.2 são mostrados os momentos do primeiro caso nas três direções.

Figura 5.2 – Reações de momentos nas direções Z, X, Y, em Nmm.



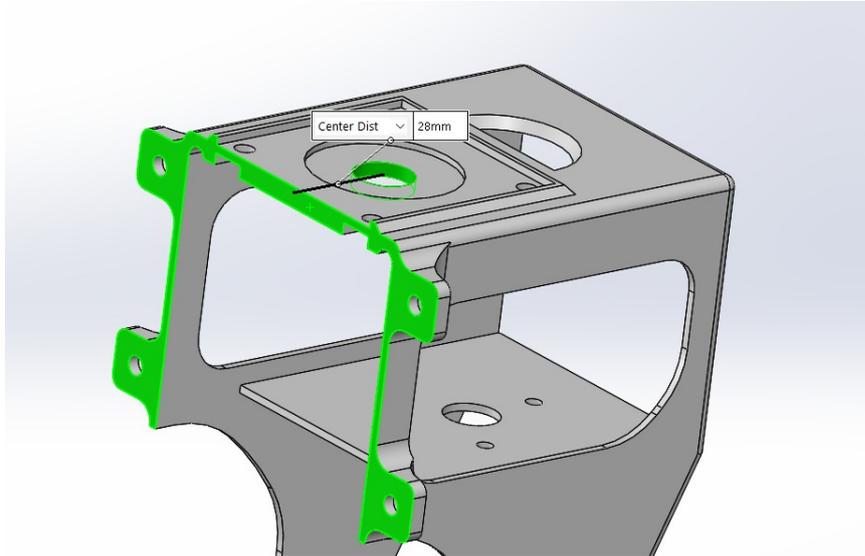
Fonte: Os autores.

O momento na direção Z é igual ao torque aplicado no primeiro caso, que é igual a 2,16 Nm, pois é o único carregamento aplicado nessa direção ou que exerce alguma influência na rotação da estrutura.

Para o momento em X, o valor é igual a 1,329 Nm, sendo aproximadamente nulo, pelo fato de não haver nenhuma rotação nessa direção.

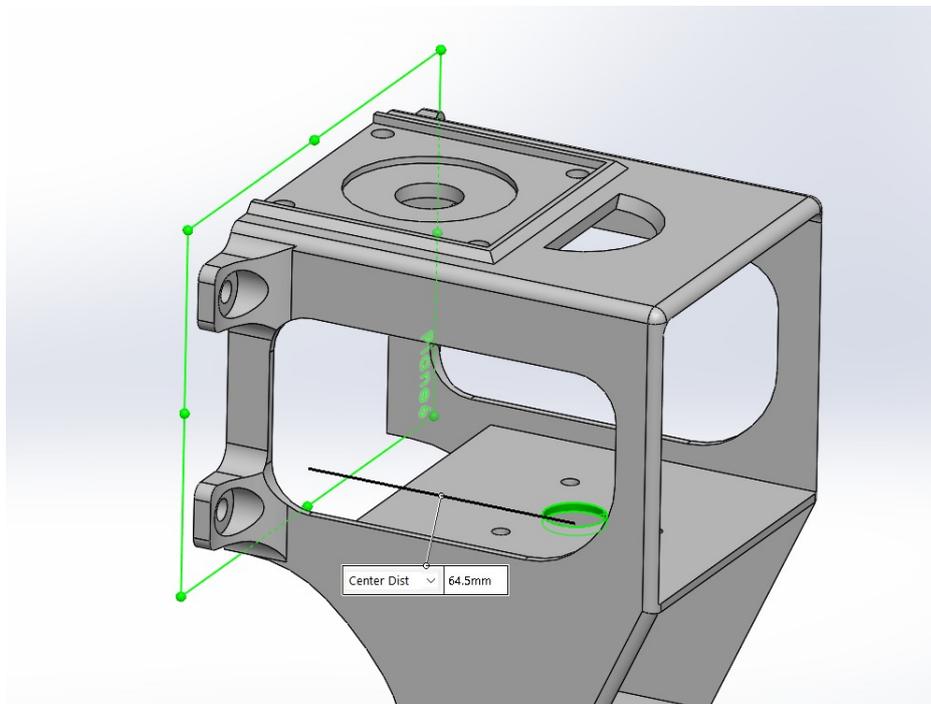
O momento em relação ao eixo Y é diferente de zero, pois os pesos do motor de passo e do moedor são aplicados na direção do eixo Z, a uma certa distância dos pontos de fixação. Isso faz a estrutura tender a rotacionar. As Figuras 5.3 e 5.4 mostram essa distância entre o local onde foram aplicados as forças e a superfície onde estão os pontos de fixação.

Figura 5.3 – Distância entre a direção de aplicação do peso do motor de passo e a superfície dos pontos de fixação



Fonte: Os autores.

Figura 5.4 – Distância entre a direção de aplicação do peso do moedor e a superfície dos pontos de fixação.



Fonte: Os autores.

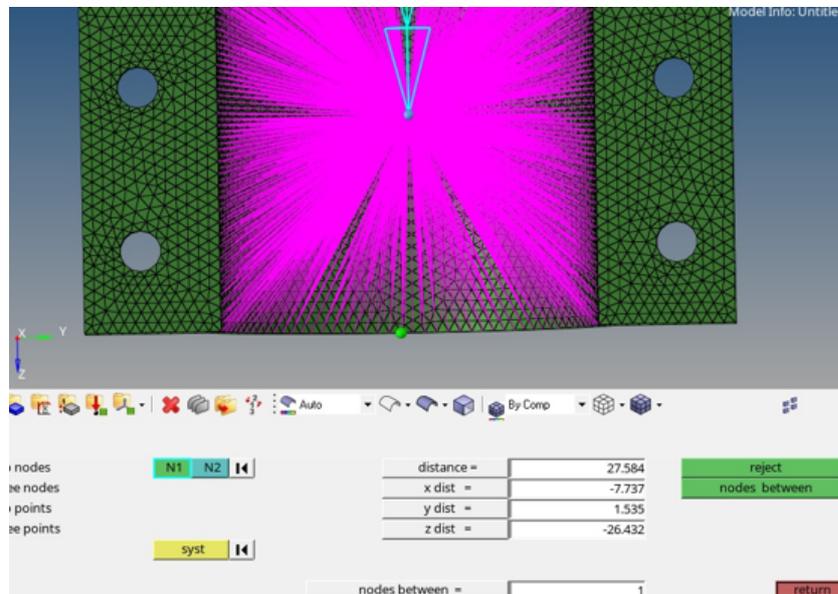
Com essas distâncias e com os valores dos pesos, foi calculado analiticamente o momento resultante dessas duas forças:

$$M_y = (P_{Passo} * 28) + (P_{moedor} * 64,5) \quad (5.1)$$

Sendo o resultado igual à 0,47 Nm, aproximadamente.

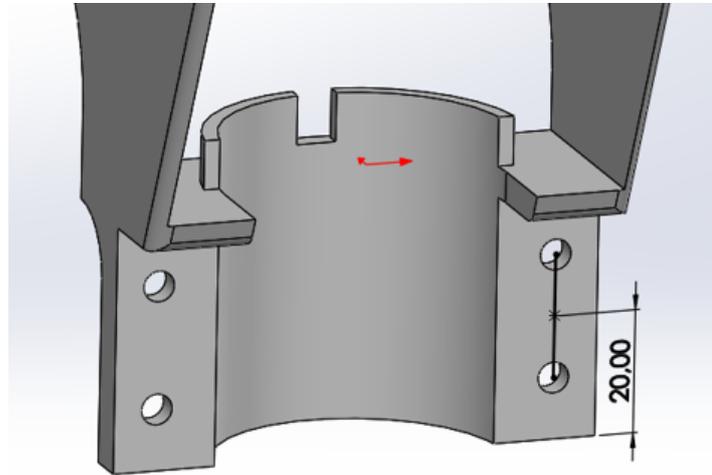
Além dos pesos, existe a força normal e sua reação, que também geram um momento em Y, porém em sentido contrário. Por serem forças de mesma magnitude, porém aplicadas em pontos distintos, o momento foi calculado pela distância entre eles. As Figuras 5.5 e 5.6 mostram as medidas utilizadas para o cálculo.

Figura 5.5 – Distância entre o ponto de aplicação da força normal e a parte inferior da estrutura.



Fonte: Os autores.

Figura 5.6 – Distância em Z entre o ponto de aplicação da reação da força normal e a parte inferior da estrutura.



Fonte: Os autores.

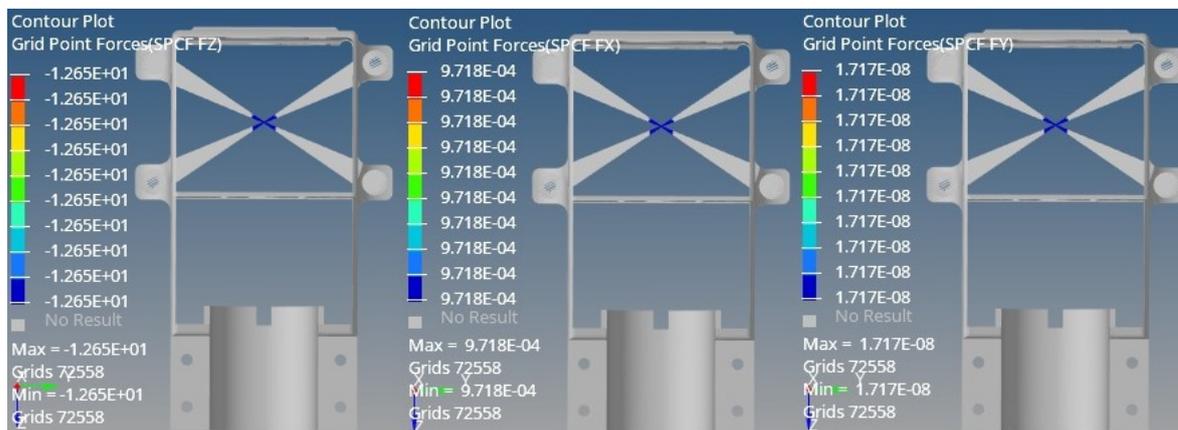
Com isso, pode-se dizer que a diferença em Z entre os pontos de aplicação das cargas é igual à 6,432 mm. E o momento em Y gerado por essas forças é de 0,074 Nm, aproximadamente.

Por serem dois momentos em sentidos contrários, a resultante dos momentos é igual a diferença totalizando em 0,390 Nm.

5.1.2 Reações para a geometria com alívio de massa para o segundo caso

Para o segundo caso, as forças de reações são iguais aos do primeiro caso, pois as forças aplicadas na estrutura são as mesmas, como mostrado na Figura 5.7.

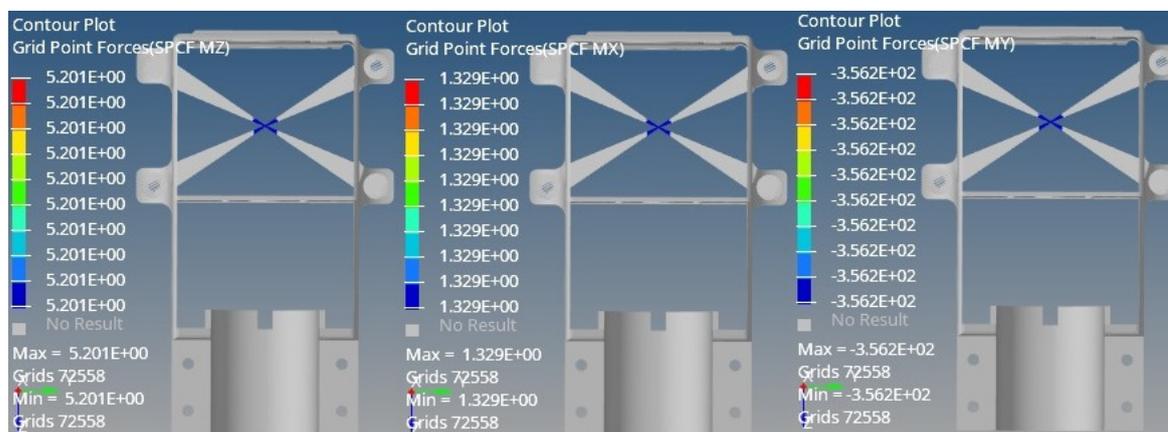
Figura 5.7 – Reações de forças nas direções Z, X, Y, em N.



Fonte: Os autores.

Para as reações de momentos são diferentes do primeiro caso, pois houve um acréscimo de torque aplicado com o mesmo módulo, no entanto, no sentido contrário.

Figura 5.8 – Reações de momentos nas direções Z, X, Y, em Nmm.



Fonte: Os autores.

O momento no eixo Z é nulo nesse caso, pois aplicou-se dois torques iguais, mas em sentidos contrários. No *software* houve um valor desprezível para ser considerado, portanto, pode-se considerá-lo igual à 0. O mesmo ocorre para o eixo X.

Já na direção Y, o resultado foi igual ao primeiro caso, pois não houve diferença nas cargas aplicadas.

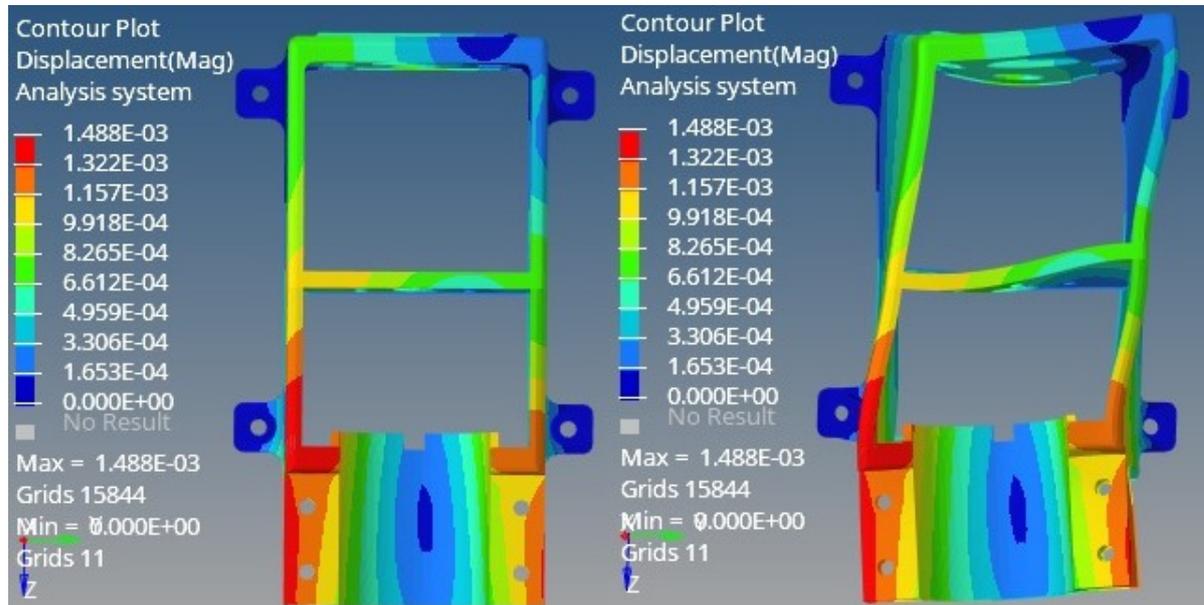
5.2 Estrutura normal

As análises apresentadas nessa seção tem o intuito de verificar a ocorrência de falhas estáticas, falhas por flambagem, se as frequências naturais estão dentro do limite de operação do moedor e também a falha por fadiga.

5.2.1 Resultados da análise linear estática para geometria normal no primeiro caso

Nesta análise foram obtidos dados de deslocamentos e tensão Máxima Principal nos elementos. O resultado de deslocamento com escala em milímetros está representado na Figura 5.9. Ao lado direito da Figura foi feito uma escala de 10 mil para melhor visualizar o deslocamento.

Figura 5.9 – Deslocamento da estrutura em escala normal e aumentada 10 mil vezes, em mm.

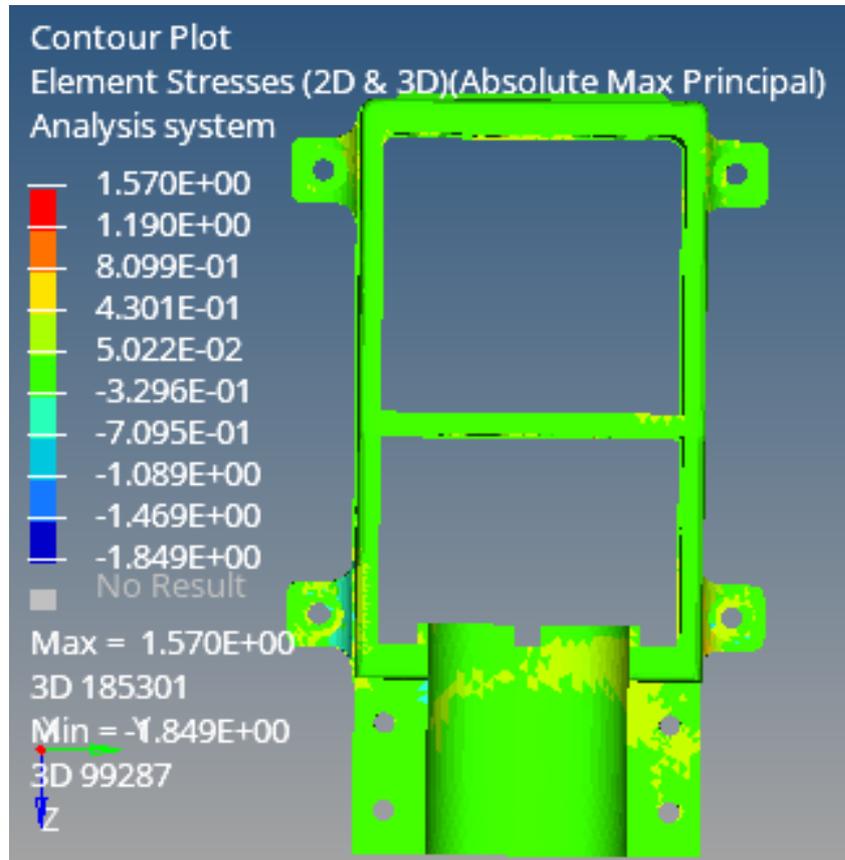


Fonte: Os autores.

Nota-se que o máximo deslocamento ocorreu na lateral da parte inferior da carcaça do moedor, região em vermelho da Figura, devido ao torque aplicado do motor escovado. Com isso, obteve o deslocamento máximo nessa região de $1,488 \cdot 10^{-3}$ mm. O deslocamento com fator de escala aumentado mostra uma torção da estrutura, no mesmo sentido do torque que representa o momento máximo de aceleração do motor escovado aplicado, no sentido horário.

Para o cálculo do coeficiente de segurança, foi utilizado o maior valor de tensão Máxima Principal e o limite de escoamento do material. A Figura 5.10 mostra como as tensões foram distribuídas na estrutura, e o seu o ponto de maior valor, indicado na Figura:

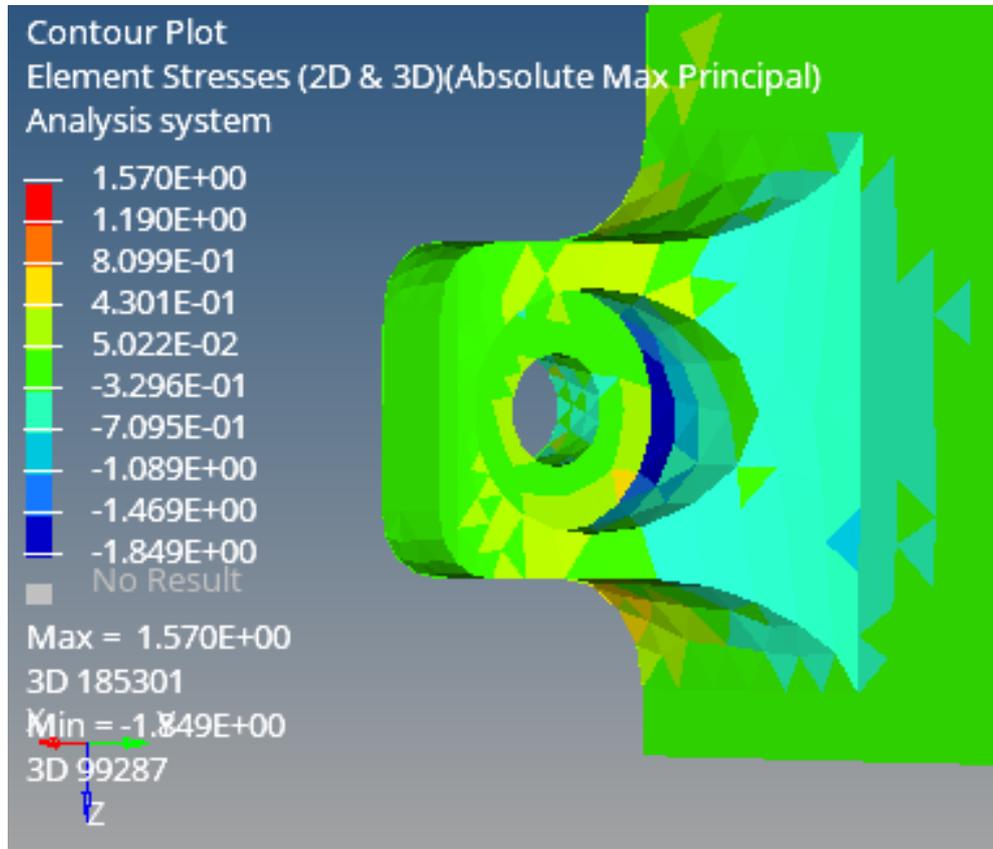
Figura 5.10 – Maior tensão Máxima Principal na estrutura, em MPa.



Fonte: Os autores.

Na Figura 5.11, há uma melhor visualização de onde é a maior tensão Máxima Principal aplicada na estrutura.

Figura 5.11 – Melhor visualização da maior tensão de Máxima Principal na estrutura.



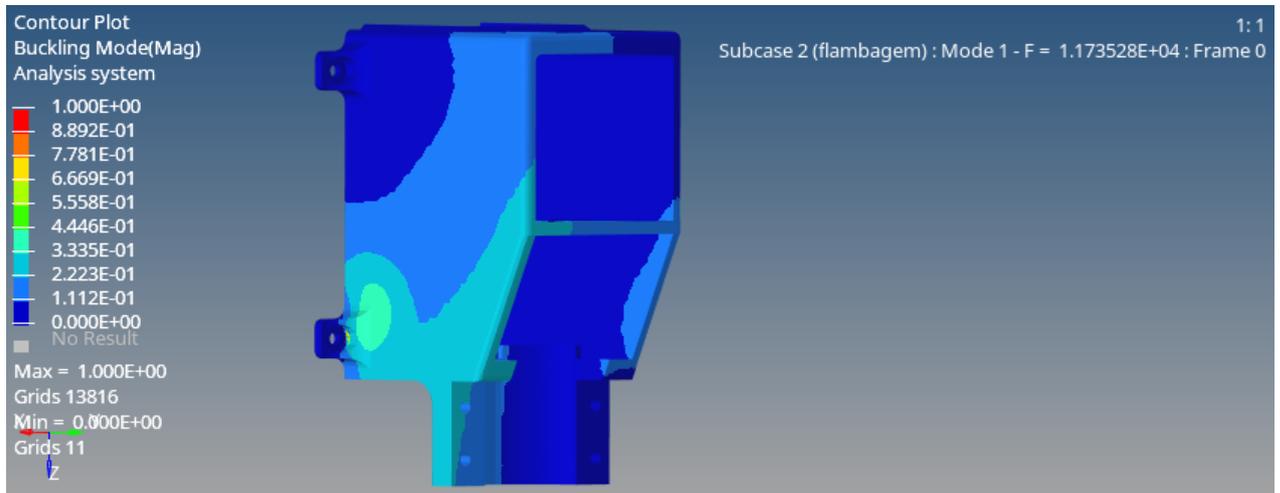
Fonte: Os autores.

Observa-se, que o valor de maior tensão, segundo a análise, é de 1,570 MPa. Através disso, utilizando tal valor de tensão, juntamente com o limite de escoamento igual à 18,6 MPa, é possível calcular o menor coeficiente de segurança do componente analisado, de acordo com a Equação 4.2, sendo aproximadamente 11,85.

5.2.2 Resultados da análise de flambagem para geometria normal no primeiro caso

O autovalor obtido na análise na estrutura foi de $F=1,173528 \times 10^4$, como mostrado na Figura 5.12:

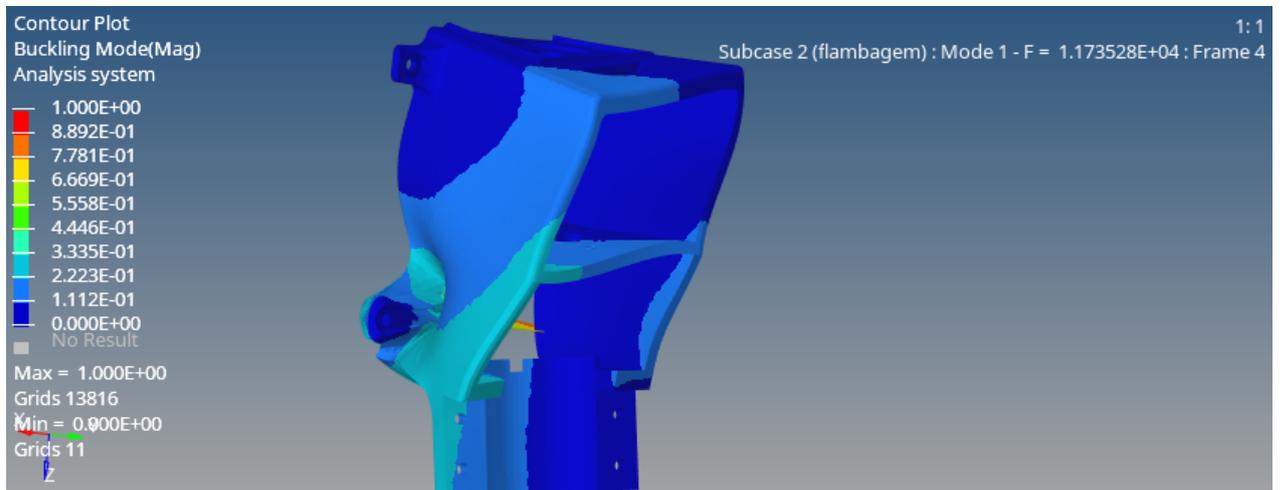
Figura 5.12 – Primeiro modo de flambagem.



Fonte: Os autores.

Simulando uma possível flambagem do sistema, com um fator de escala igual à 100:

Figura 5.13 – Primeiro modo de flambagem.



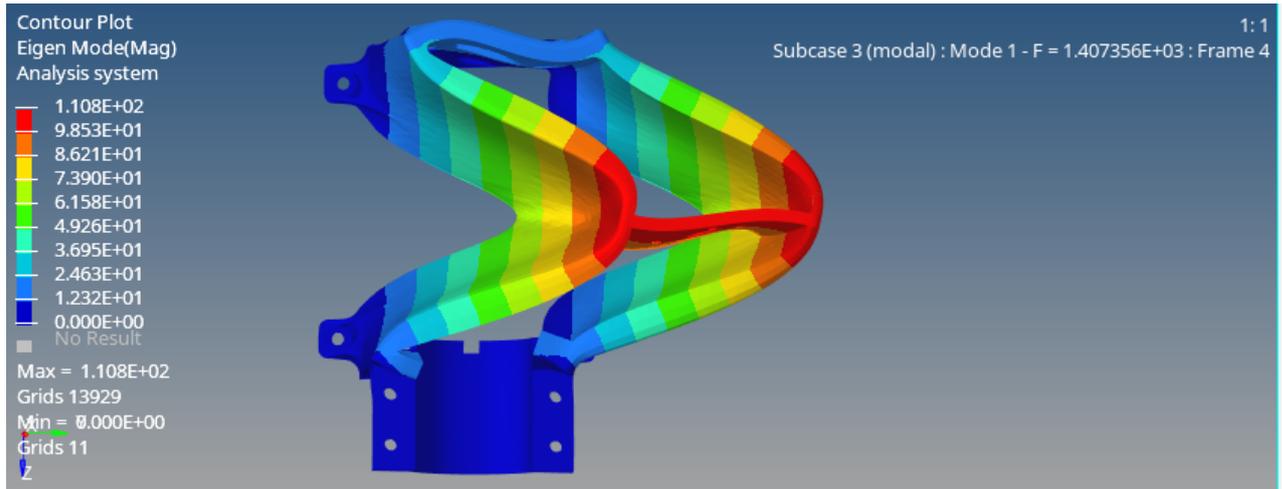
Fonte: Os autores.

Isso mostra que o componente não falha por flambagem, visto que o autovalor é muito superior a 1. Para que esta falha ocorresse, o valor da carga aplicada deveria ser multiplicado pelo autovalor crítico, porém desta forma o componente possivelmente já teria falhado estaticamente antes de flambar.

5.2.3 Resultados da análise modal para geometria normal para o primeiro caso

O primeiro modo de vibrar do componente projetado foi analisado, e o resultado está na Figura 5.14:

Figura 5.14 – Primeiro modo de vibração.



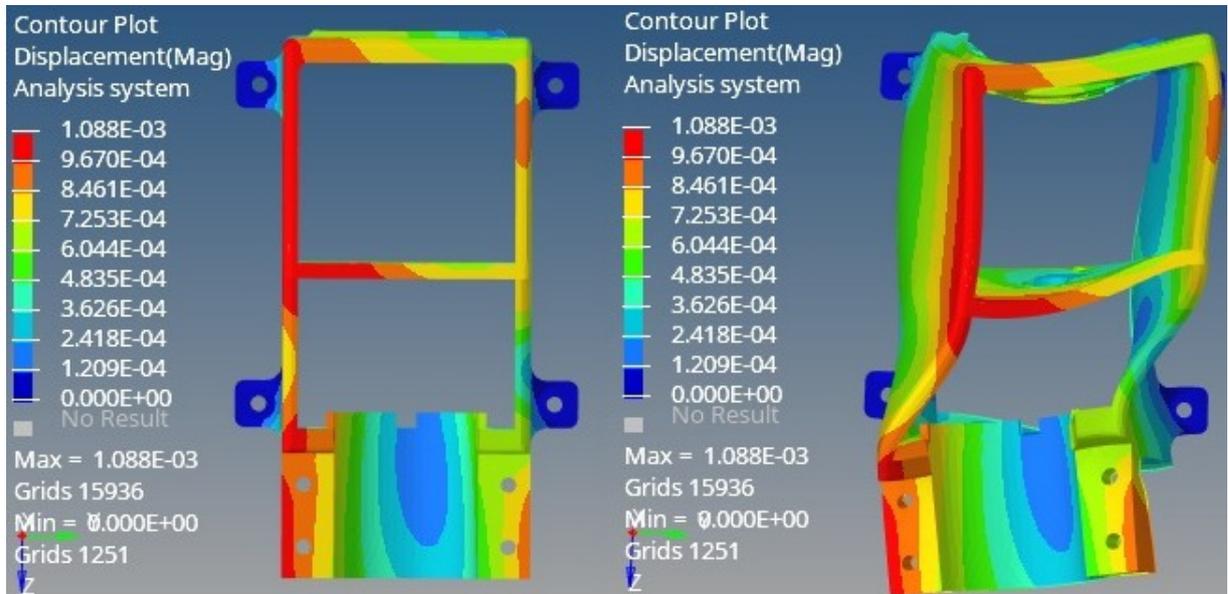
Fonte: Os autores.

Nota-se que o primeiro modo de frequência da estrutura é de $F=1407$ Hz, muito superior a faixa de frequência de operação do motores.

5.2.4 Resultados da análise linear estática para geometria normal para o segundo caso

Para o segundo caso, o deslocamento em milímetros é igual à $1,088 \times 10^{-3}$ mm, como mostrado na Figura 5.15 a seguir:

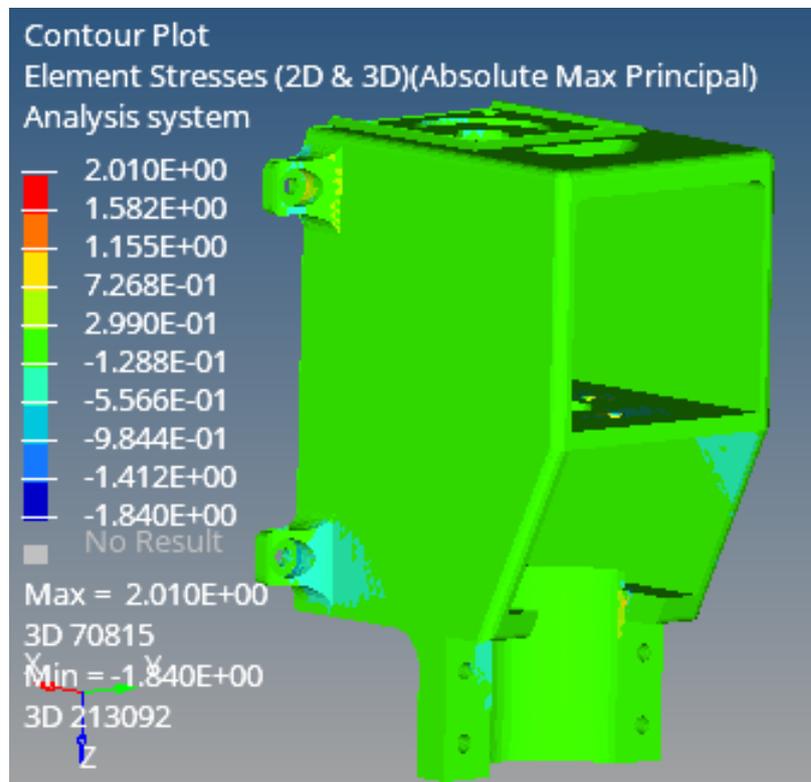
Figura 5.15 – Deslocamento da estrutura em escala normal e ampliado 20 mil vezes, em mm.



Fonte: Os autores.

Na Figura 5.16 a seguir, visualizam-se as tensões Máxima Principal no sistema:

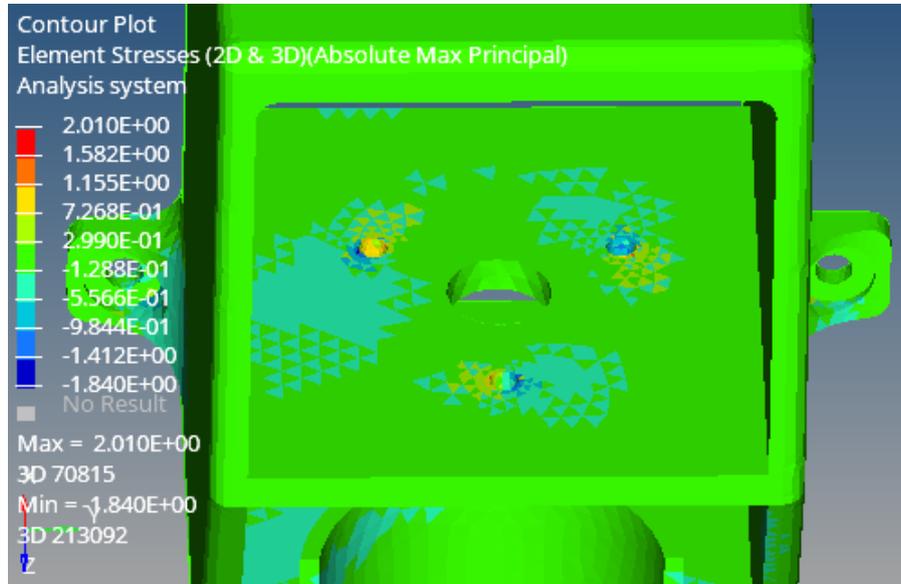
Figura 5.16 – Tensão Máxima Principal na estrutura, em MPa.



Fonte: Os autores.

Para o cálculo do coeficiente de segurança, utilizou-se o valor máximo, que pode ser verificado na região de fixação do moedor, como mostrado na Figura 5.17:

Figura 5.17 – Região de maior valor da Tensão Máxima Principal na estrutura.



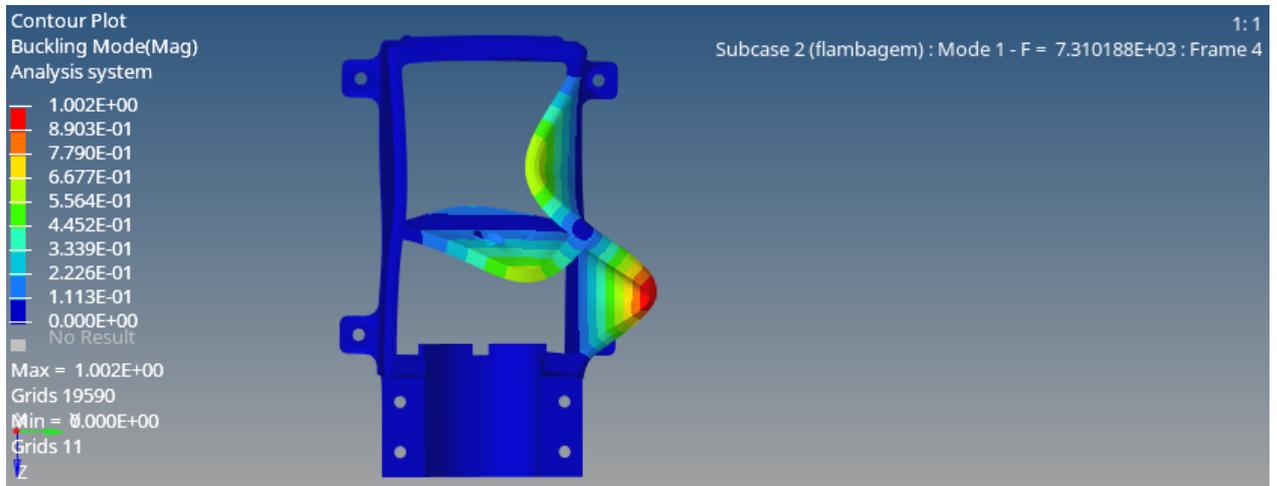
Fonte: Os autores.

Portanto, o coeficiente de segurança para o segundo caso foi igual à 9,25.

5.2.5 Resultados da análise de flambagem para geometria normal no segundo caso

A Figura 5.18, mostra que a região lateral intermediária da carcaça do moedor foi onde obteve-se um autovalor máximo, sendo igual à 7310,188. Para uma melhor visualização, utilizou-se um fator de escala igual à 30:

Figura 5.18 – Primeiro modo de flambagem.



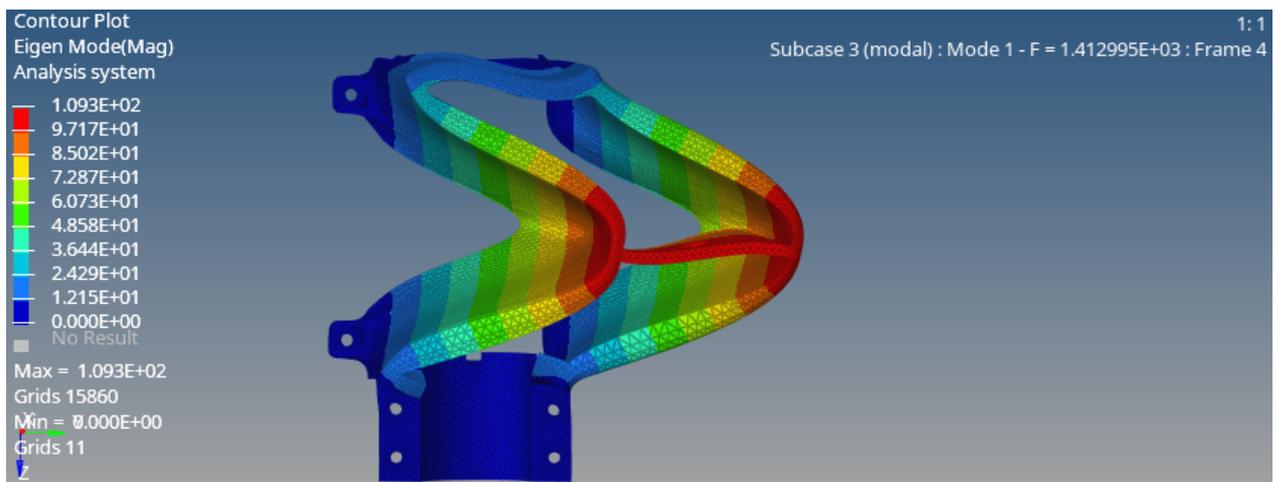
Fonte: Os autores.

Nota-se que o autovalor é muito superior a 1, portanto, não há risco de flambar.

5.2.6 Resultados da análise modal para geometria normal para o segundo caso

Na Figura a seguir 5.19 mostra o resultado do primeiro modo de vibrar do componente:

Figura 5.19 – Primeiro modo de vibração.



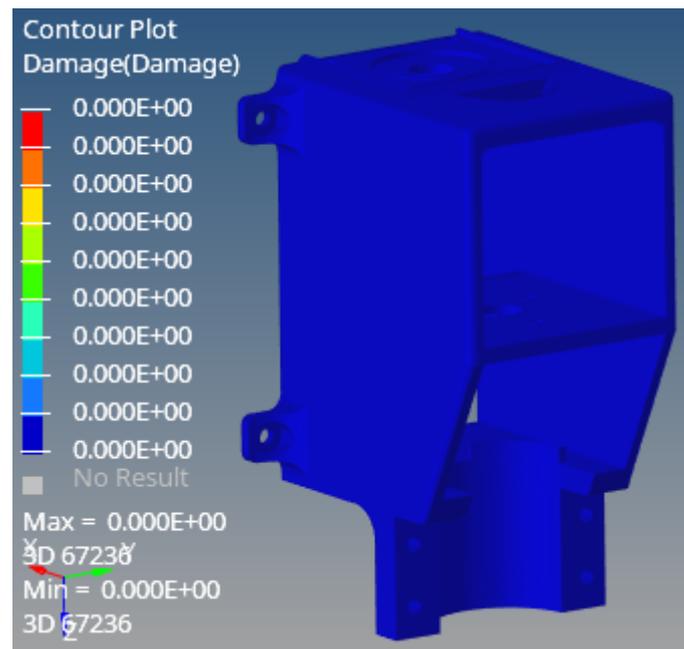
Fonte: Os autores.

O primeiro modo de frequência da estrutura é de 1413 Hz, ou seja, para o segundo caso também é bem superior a faixa de operação do motor escovado.

5.2.7 Resultado da análise de fadiga para geometria normal

A Figura 5.20 determinou que não ocorreu nenhum dano em toda a dimensão da estrutura com a carga cíclica da quebra do café, com isso, pode-se dizer que para o alto valor de ciclos (1 milhão de ciclos) estipulado nas análises, a estrutura não falhará por fadiga.

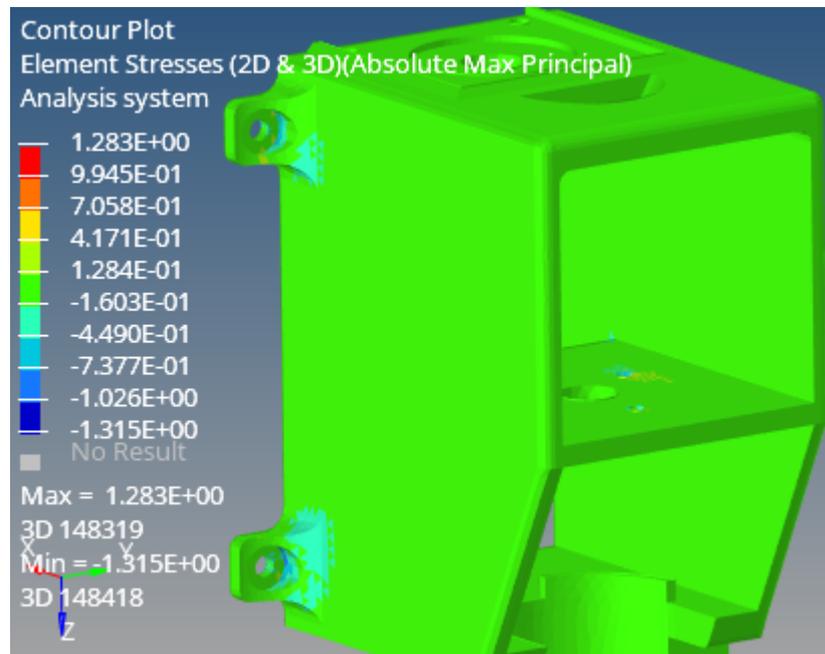
Figura 5.20 – Dano na estrutura para geometria normal.



Fonte: Os autores.

A tensão máxima principal absoluta gerada foi igual à 1,283 MPa. Conforme a Figura 5.21:

Figura 5.21 – Tensão máxima principal para geometria normal.

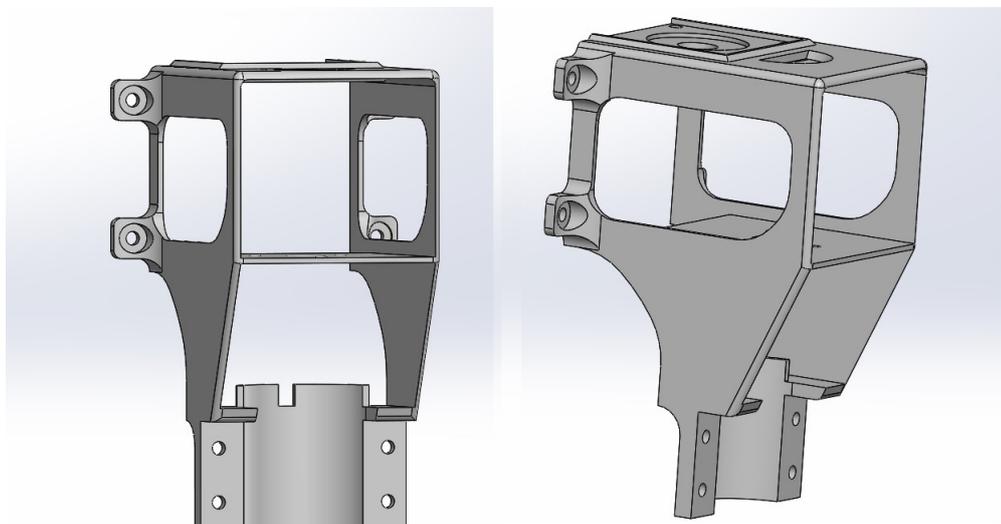


Fonte: Os autores.

5.3 Criação da estrutura com alívio de massa

Com as análises estruturais definidas, foi feita uma geometria com alívio de massa, reduzindo as espessuras das paredes e retirando material nos locais onde as tensões e deslocamentos tiveram valores baixos. A estrutura com alívio de massa do moedor está na Figura 5.22.

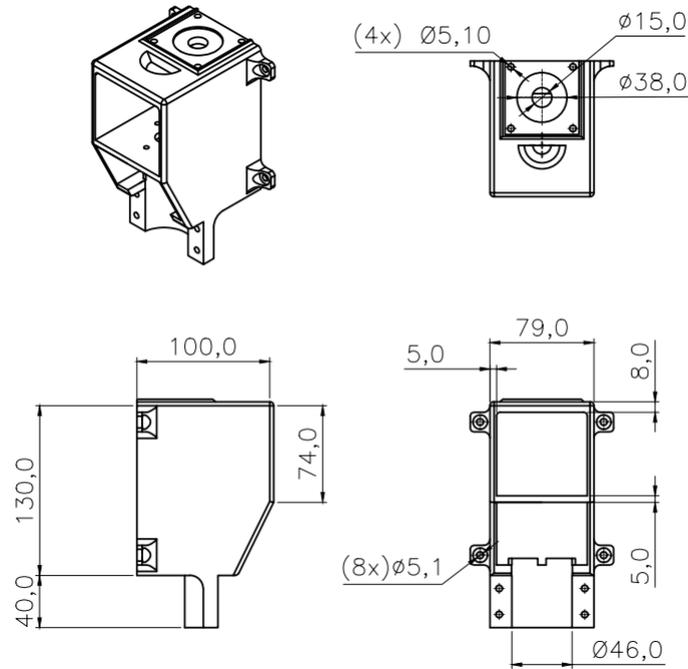
Figura 5.22 – Estrutura com alívio de massa do moedor.



Fonte: Os autores.

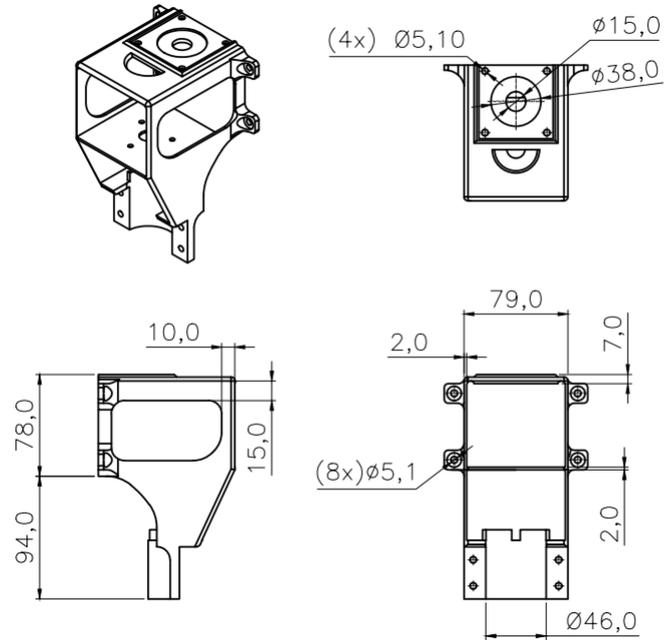
As Figuras 5.23 e 5.24 mostram algumas dimensões dos dois modelos. As cotas indicadas são utilizadas apenas para comparar as estruturas, e não para a confecção das mesmas.

Figura 5.23 – Dimensões da estrutura inicial.



Fonte: Os autores.

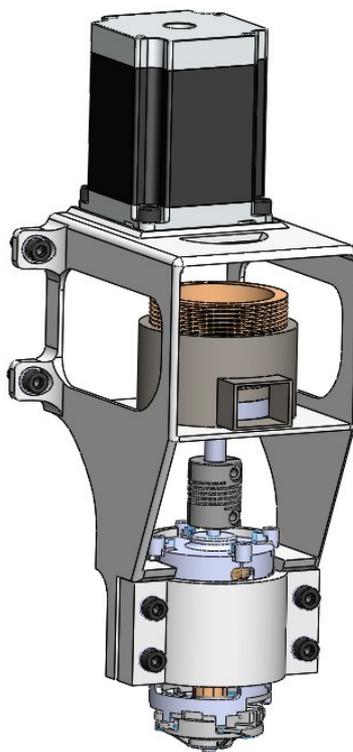
Figura 5.24 – Dimensões da estrutura com alívio de massa.



Fonte: Os autores.

O posicionamento dos componentes se manteve para o correto funcionamento do conjunto, e a estrutura continua sendo projetada para ser fixada no lado interno da parede da cafeteira. A Figura 5.25 mostra a montagem do conjunto, agora com a estrutura com alívio de massa.

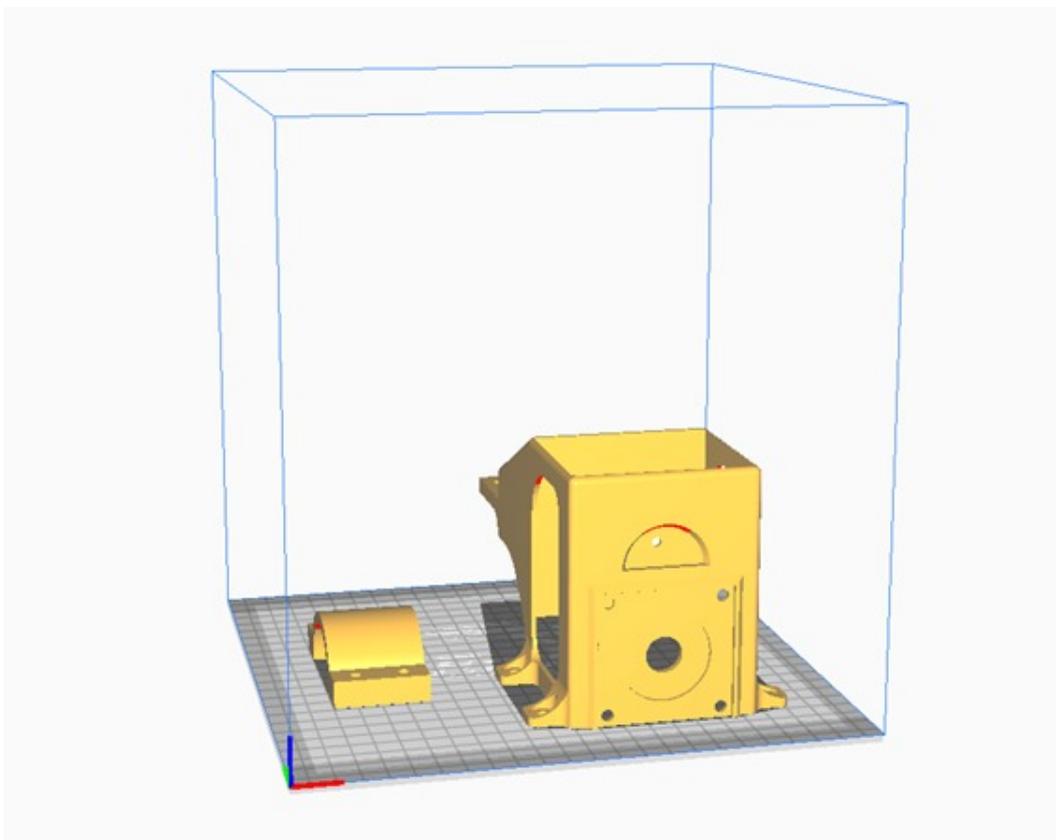
Figura 5.25 – Montagem do conjunto com estrutura com alívio de massa.



Fonte: Os autores.

Através do mesmo *software* utilizado anteriormente, foi feita outra estimativa da quantidade de material necessário para a impressão do modelo refinado. O valor obtido foi de aproximadamente 250g de PETG, o que representa uma redução de 51% em relação à estrutura inicialmente projetada. A Figura 5.26 mostra que o posicionamento da peça na mesa de impressão permanece o mesmo da primeira análise.

Figura 5.26 – Montagem do conjunto com estrutura com alívio de massa.



Fonte: Os autores.

5.4 Convergência de malha

A fim de aprimorar e tornar o resultado mais próximo da realidade, foi realizada a convergência de malha para observar o comportamento da tensão de Von Mises com diferentes tamanhos de elementos de malhas. Ressalta-se que para a convergência de malha, utilizou-se o mesmo tipo de malha mencionado anteriormente.

Para a realização da convergência de malha, foi criado malhas com tamanhos de elementos que vão do 2 até 1,3, decrescendo o tamanho de malha em uma casa decimal, devido ao limite máximo de números de nós ser atingido pela versão estudantil do *software* (100 mil números de nós). Após a criação das 8 malhas, foi possível contar a quantidade de números de nós e também realizar uma análise linear estática utilizando as seguintes forças aplicadas: força peso do motor de passo, do motor escovado e do moedor, além da força de atrito de contato da superfície com o motor e as mesmas restrições mencionadas anteriormente com a finalidade de determinar a curva de convergência.

Com os dados obtidos, também foi possível determinar o erro relativo para cada tensão de Von Mises, de acordo com a Equação 5.2:

$$Erro_{relativo} = \frac{\sigma_i - \sigma_{i-1}}{\sigma_{i-1}} \quad (5.2)$$

Sendo:

- Erro relativo ($Erro_{relativo}$);
- Máxima tensão de Von Mises da malha atual na estrutura (σ_i);
- Máxima tensão de Von Mises da malha anterior na estrutura (σ_{i-1}).

Com os valores do número de nós, a tensão de Von Mises e o erro relativo, foi determinada a Tabela 5.1:

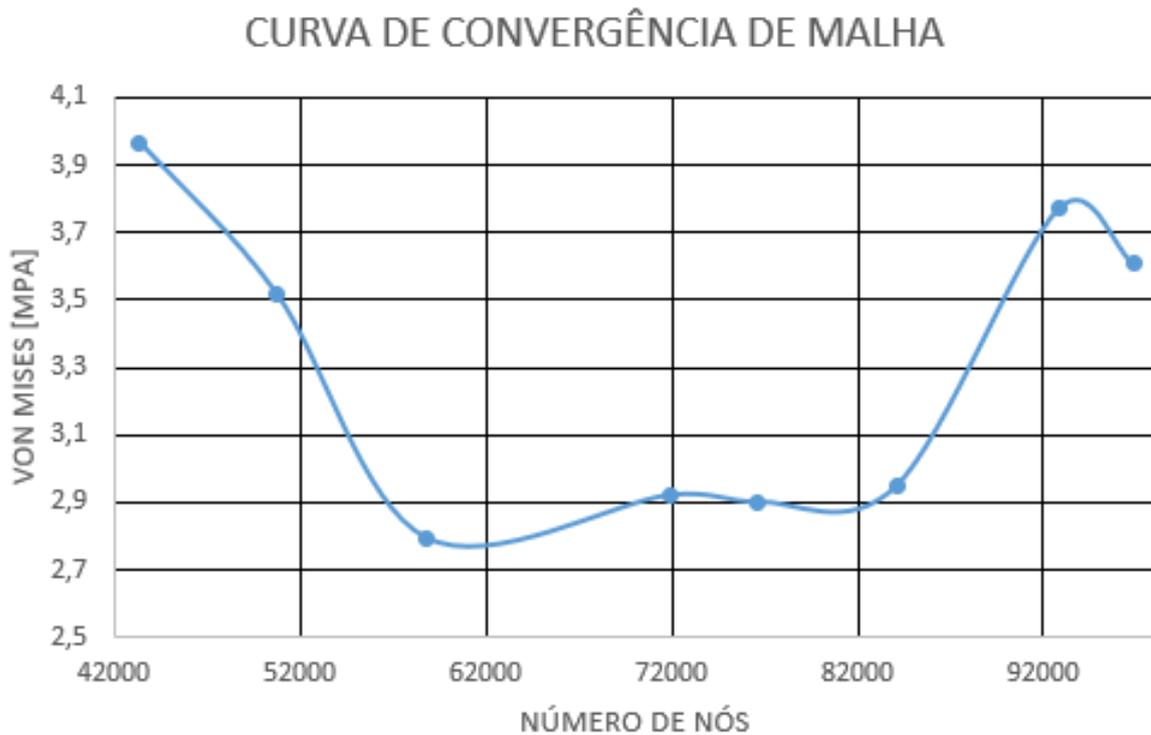
Tabela 5.1 – Convergência de Malha

Tamanho de malha	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3
Número de nós	43339	50699	58744	71909	76636	84103	92904	96875
Von Mises (MPa)	3,967	3,520	2,796	2,922	2,902	2,948	3,772	3,607
Erro (%)		11,30	20,55	-4,50	0,68	-1,58	-27,95	4,37

Fonte: Os autores

Através da Tabela 5.1, foi possível verificar que os erros relativos entre os tamanhos de malha 1,8 a 1,5 referente aos tamanhos das malhas anteriores convergiram, pois os erros relativos foram menores que 5%, garantindo um valor satisfatório do resultado. Além disso, obteve-se o gráfico de convergência de malha a seguir:

Figura 5.27 – Gráfico de convergência de malha.

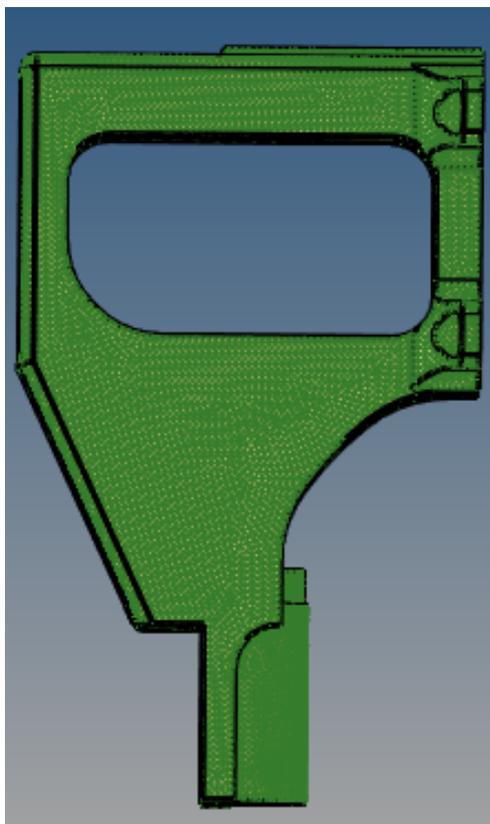


Fonte: Os autores.

Com esse gráfico pode-se também verificar que não há uma diferença discrepante entre os valores obtidos da tensão de Von Mises referente aos respectivos tamanhos de malha: 1,8, 1,7, 1,6 e 1,5.

De acordo com essa metodologia, afim de obter os resultados para a geometria com alívio de massa, utilizou-se a malha de tamanho 1,5, pois é a malha que apresenta menor discrepância do erro relativo entre tais tamanhos de malha citados anteriormente. Nota-se também que após as malhas superarem 90 mil número de nós a curva obteve-se um novo comportamento, portanto, conclui-se que a partir daí, as malhas com tamanhos de nós menores podem obter resultados das análises divergentes do valor mais próximo da realidade. O tamanho de malha adotado pode ser visualizado através da Figura 5.28

Figura 5.28 – Representação da malha com tamanho de elemento igual à 1,5.



Fonte: Os autores.

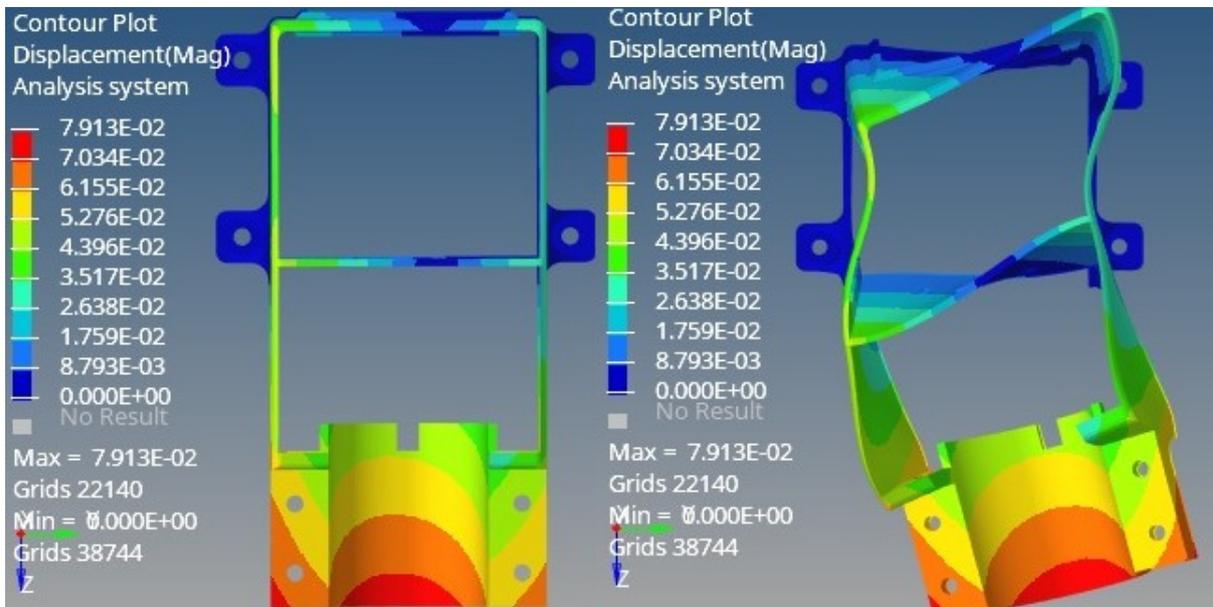
5.5 Estrutura com alívio de massa

Após a realização da redução de massa da estrutura, foram repetidas as mesmas análises anteriores. Também foi utilizado o tamanho de malha 1,5, que apresentou os melhores resultados na convergência de malha.

5.5.1 Resultados da análise linear estática para geometria com alívio de massa para o primeiro caso

Foi obtido um novo resultado para deslocamento e tensão Máxima Principal. A Figura 5.29 representa o deslocamento da estrutura em escala normal e ampliado 500 vezes, em milímetros, da estrutura quando são aplicadas as cargas.

Figura 5.29 – Deslocamento da estrutura em escala normal e ampliado 500 vezes, em mm.

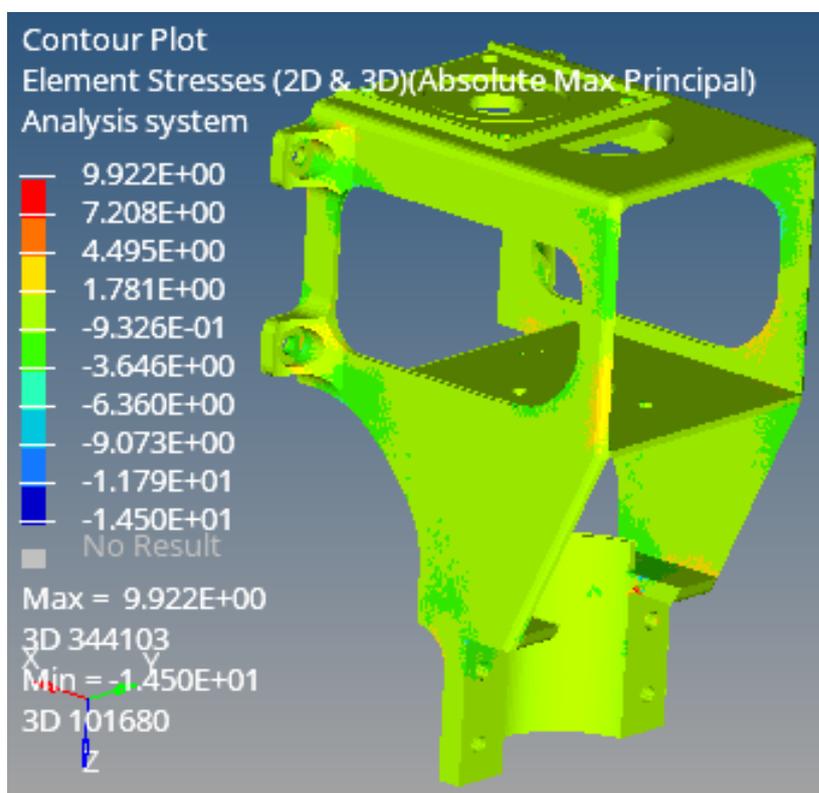


Fonte: Os autores.

Nota-se em comparação com o resultado da estrutura normal, que o valor máximo de deslocamento foi de 53 vezes maior, chegando a 0,07913 mm. Apesar da mudança, pode-se dizer que é um valor desprezível para causar alguma determinada falha no sistema.

A Figura 5.30 determinam as tensões Máxima Principal aplicada em toda a estrutura. Nota-se que também houve uma diferença no local de maior tensão, que agora é na região dos furos laterais, pois é onde há maior influência da força aplicada.

Figura 5.30 – Tensão Máxima Principal na estrutura, em MPa.



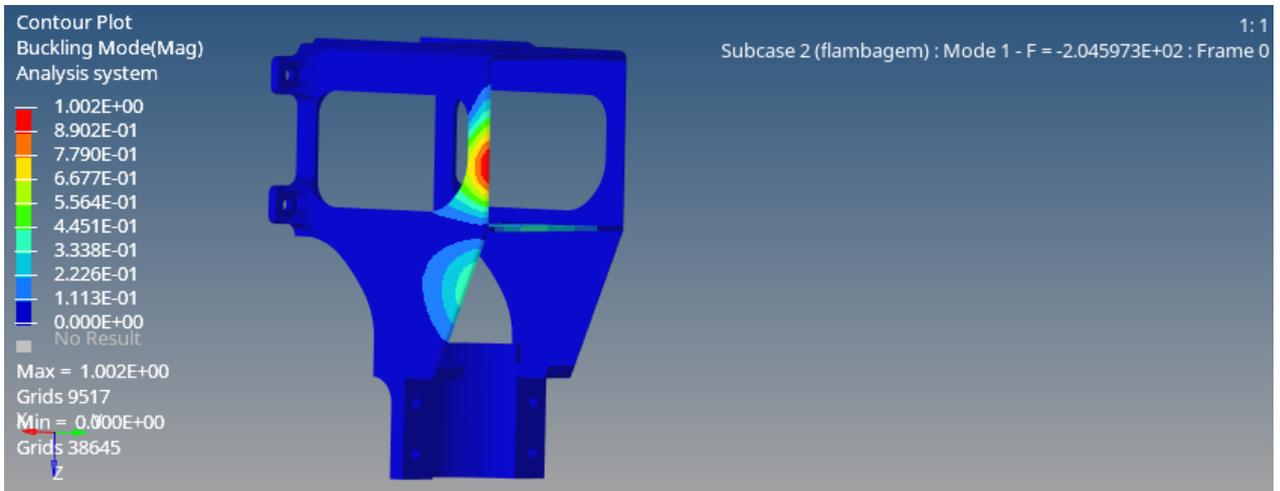
Fonte: Os autores.

O maior valor de tensão Máxima Principal foi igual à 9,922 MPa. Com este valor e sabendo o limite de escoamento do material PETG, pode-se determinar o coeficiente de segurança da estrutura, através da Equação 4.2, que foi de 1,87. Que seria aproximadamente 6,34 vezes menor que o coeficiente de segurança da estrutura normal. Vale ressaltar, que apesar de diminuir o coeficiente de segurança, ainda é um valor relativamente alto, portanto, não há nenhum risco de ocorrer alguma falha neste tipo de análise. No entanto, pode-se observar, que essa redução demonstra que apesar de não ocorrer a falha, é possível demonstrar que houve um redução significativa de material da estrutura.

5.5.2 Resultados da análise de flambagem para geometria com alívio de massa no primeiro caso

Na Figura 5.31, nota-se que o primeiro autovalor obtido é igual à 204,59. Sabe-se que esse autovalor crítico é um multiplicador da carga aplicada, em que se for menor que 1, ocorrerá a falha por flambagem. Portanto, o componente não falhará.

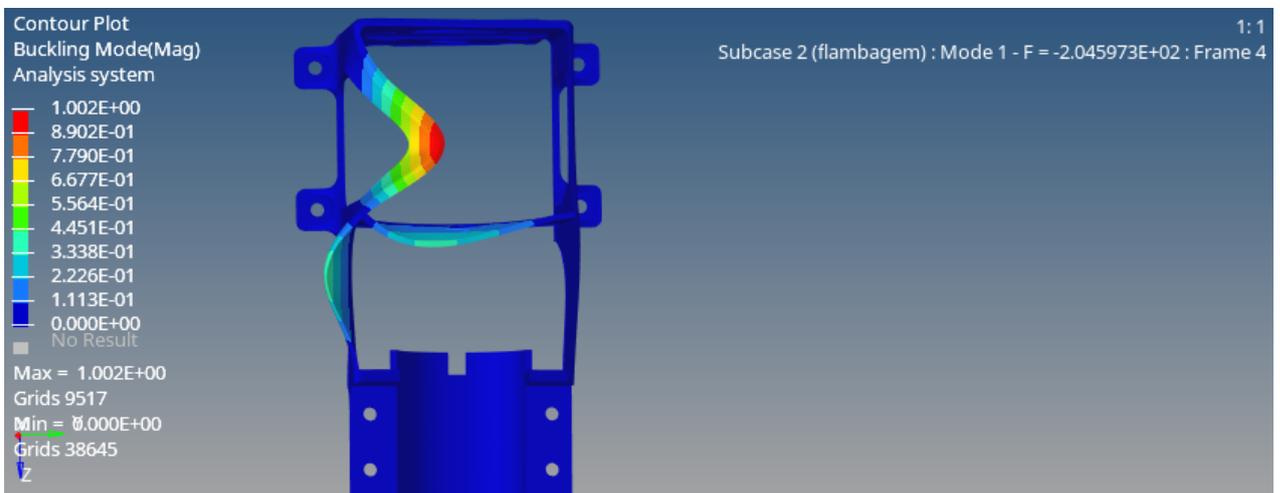
Figura 5.31 – Modo de flambagem.



Fonte: Os autores.

Para uma melhor representação caso houvesse a falha por flambagem, utilizou-se um fator de escala 30, como determinado na Figura 5.32:

Figura 5.32 – Modo de flambagem com fator de escala 30.



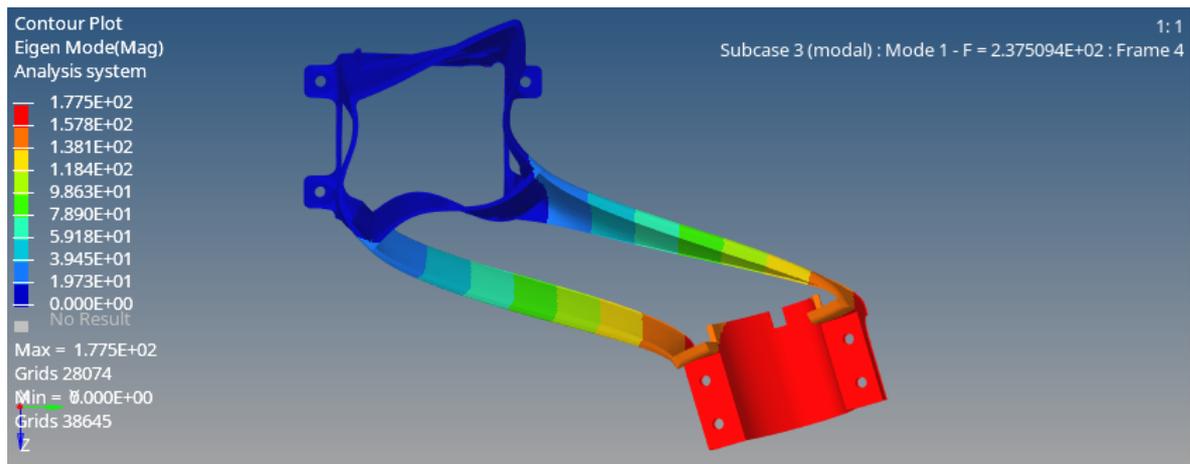
Fonte: Os autores.

A região onde possivelmente ocorreria a falha por flambagem seria na coluna superior onde foi realizado o furo. Isso poderia ocorrer em ambos os lados, como seria visto no segundo modo de flambagem. Tal região, a coluna superior, é mais suscetível a esse tipo de falha, pois é a região mais frágil da estrutura, com a menor espessura e largura. Além disso não há nenhuma restrição de movimento, comparando-as com as colunas inferiores que recebem um determinado apoio da restrição dos parafusos que estão localizados na 4 orelhas da geometria.

5.5.3 Resultados da análise modal para geometria com alívio de massa no primeiro caso

O primeiro modo de frequência do componente é o modo mais crítico, portanto foi feita uma análise para determinar seu valor, e garantir que o componente não sofrerá o efeito de ressonância.

Figura 5.33 – Primeiro modo de frequência.



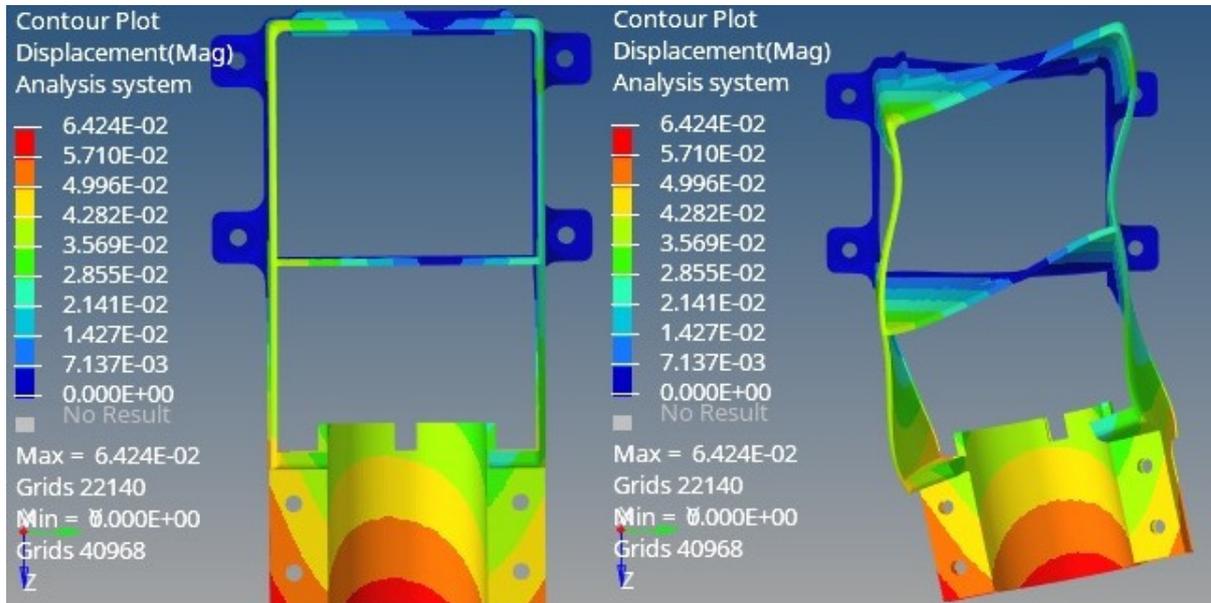
Fonte: Os autores.

Nota-se que o primeiro modo de frequência da estrutura é de 237 Hz, portanto, não há possibilidade de ocorrer tal fenômeno, pois sabe-se que a faixa de operação do motor é entre 16 a 67 Hz para operação de rotação do motor do moedor.

5.5.4 Resultados da análise linear estática para geometria com alívio de massa no segundo caso

A Figura 5.34 mostra o resultado do deslocamento da estrutura.

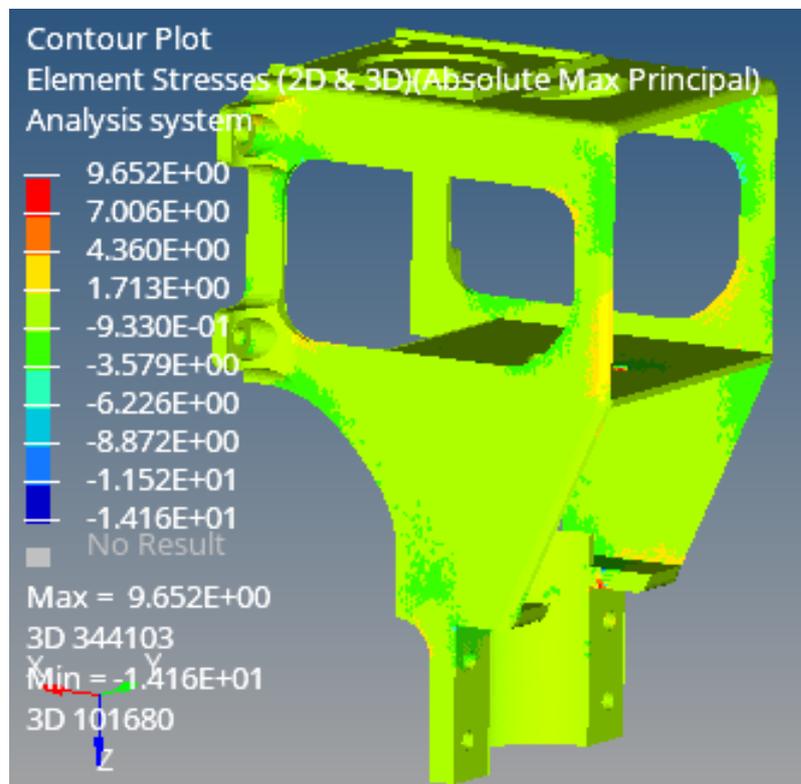
Figura 5.34 – Deslocamento da estrutura em escala normal e ampliado 500 vezes, em mm.



Fonte: Os autores.

A Figura 5.35 determina a tensão de Máxima Principal aplicada em toda a estrutura.

Figura 5.35 – Tensão Máxima Principal na estrutura, em MPa.



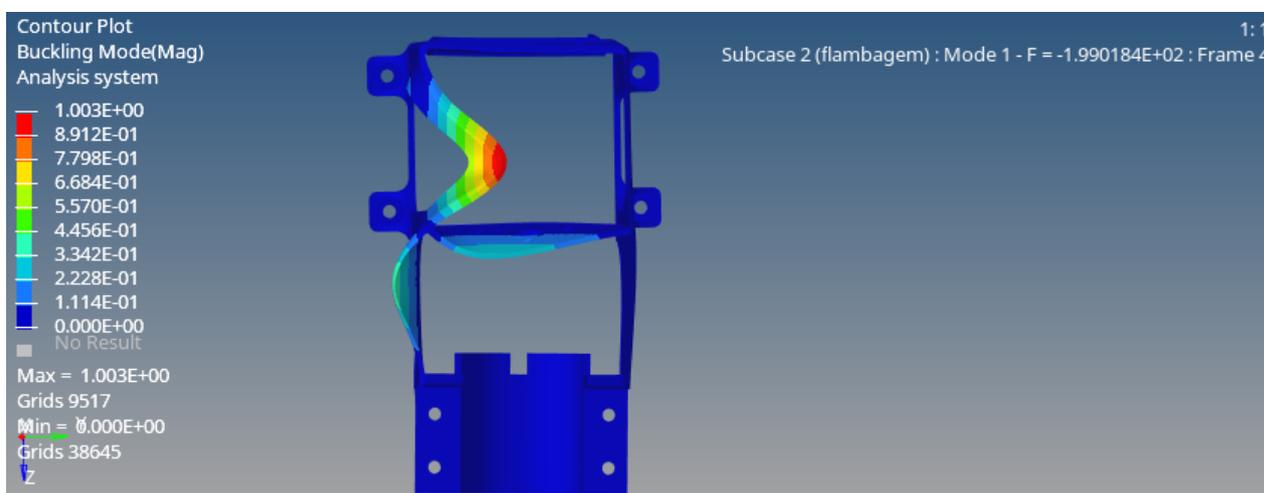
Fonte: Os autores.

Para o segundo caso, o coeficiente de segurança foi igual à 1,93, pois o valor máximo de tensão Máxima Principal foi igual à 9,652 MPa.

5.5.5 Resultados da análise de flambagem para geometria com alívio de massa no segundo caso

O valor obtido para o segundo caso do primeiro autovalor foi igual à 199. A Figura 5.36 exemplifica a flambagem com um fator de escala igual à 30.

Figura 5.36 – Modo de flambagem com fato de escala igual à 30.

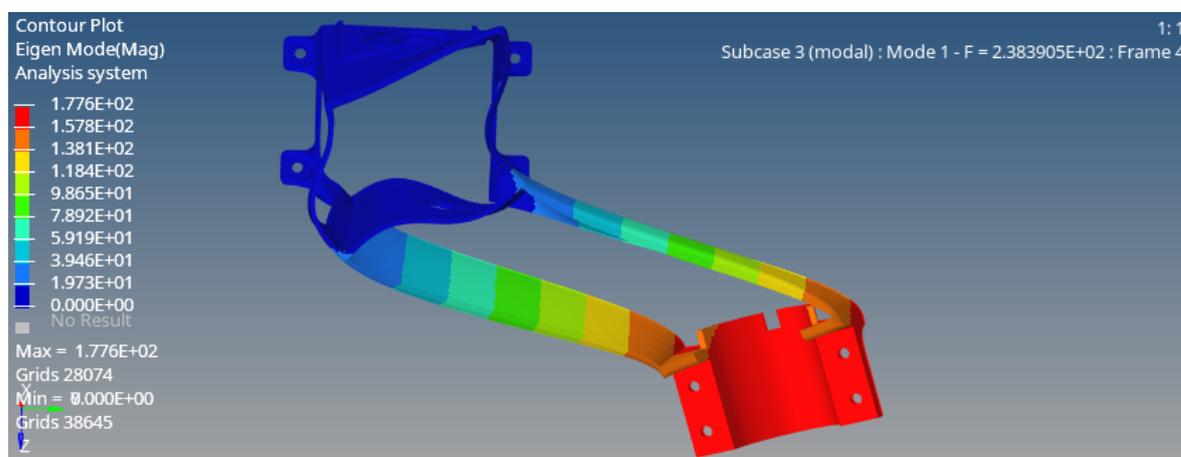


Fonte: Os autores.

5.5.6 Resultados da análise modal para geometria com alívio de massa no segundo caso

O primeiro modo de frequência do componente é o modo mais crítico, portanto foi feita uma análise para determinar seu valor, e garantir que o componente não sofrerá o efeito de ressonância.

Figura 5.37 – Primeiro modo de frequência.



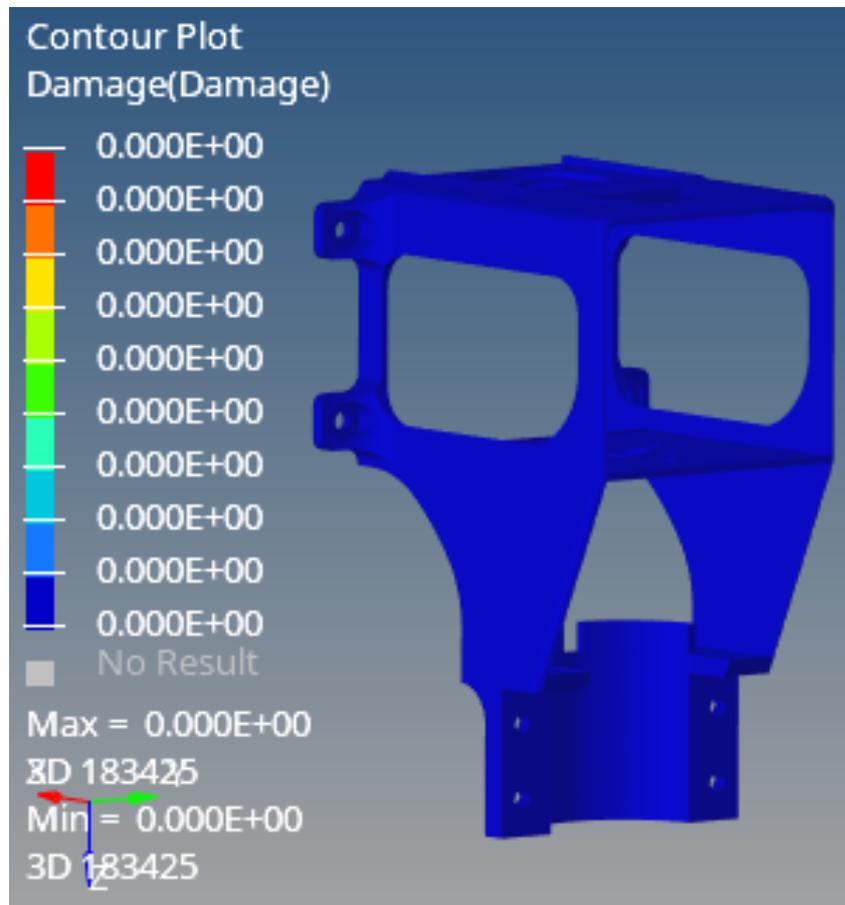
Fonte: Os autores.

Nota-se que o primeiro modo de frequência da estrutura é de 238 Hz, portanto, não há possibilidade de ocorrer tal fenômeno, pois sabe-se que a faixa de operação do motor é entre 16 a 67 Hz para operação de rotação do motor do moedor.

5.5.7 Resultados da análise de fadiga para geometria com alívio de massa

O resultado da análise de fadiga, indicado na Figura 5.38, mostra que não houve dano na estrutura quando aplicada a carga cíclica alternada da quebra do grão de café. Para o caso de aços, isso permite afirmar que ela teria uma vida infinita para essa aplicação, no entanto, considerando um polímero pode-se dizer que ela suporta um alto número de ciclos, mas tende a falhar em algum momento.

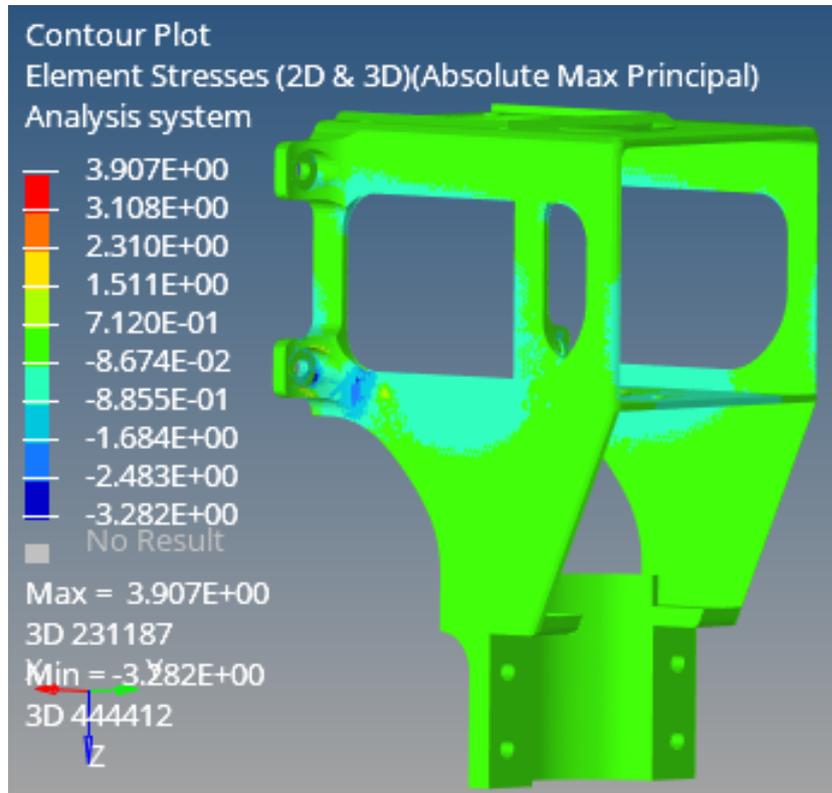
Figura 5.38 – Dano na estrutura para geometria com alívio de massa.



Fonte: Os autores.

A tensão máxima principal absoluta gerada na estrutura pela carga cíclica está representado na Figura 5.39 sendo igual à 3,907 MPa.

Figura 5.39 – Tensão máxima principal para geometria com alívio de massa.

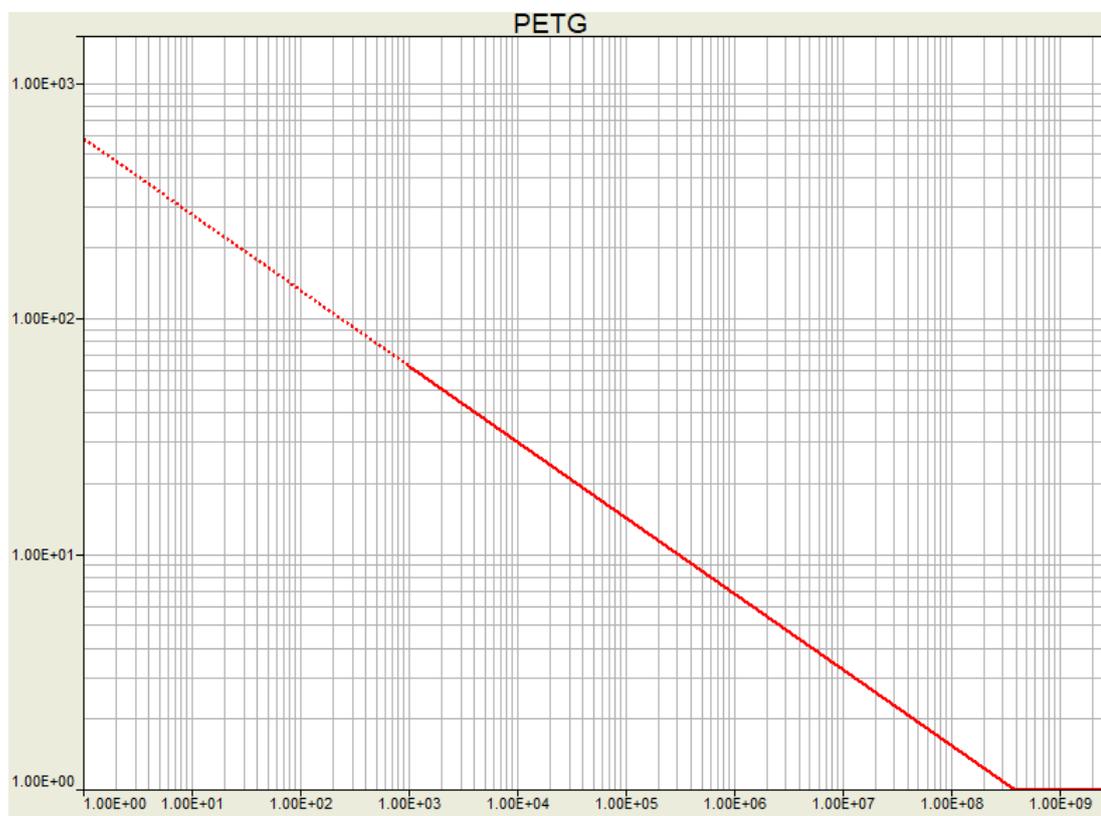


Fonte: Os autores.

5.6 Curva SN

Foi gerada a curva SN, da Figura 5.40, para entender qual a relação entre a carga aplicada e o número de ciclos que a estrutura suporta tanto na geometria normal, quanto na geometria com alívio de massa.

Figura 5.40 – Curva SN.



Fonte: Os autores.

A partir da curva SN, determinou-se que ambos os carregamentos da geometria normal e com alívio de massa, que são, respectivamente, de 1,283 MPa e 3,907 MPa da tensão de máxima principal estão na região acima do um milhão de ciclos, portanto, é possível dizer que obtiveram valores satisfatórios de vida útil do equipamento, sendo considerada de vida infinita, caso tivesse sido utilizado algum aço. No entanto, por mais que seja um valor bem elevado de ciclos até a falha, por ser um polímero, este mesmo material tende a falhar em algum momento de sua vida útil, como demonstrado na mesma Figura.

5.7 Comparativo entre os resultados

A Tabela 5.2 mostra o comparativo entre os resultados para ambas geometrias e ambos os casos.

Tabela 5.2 – Comparativo dos resultados

	Desl. (mm)	Tensão (MPa)	CS	Autovalor	Freq. (Hz)
Normal - Caso 1	0,00149	1,57	11,85	11735,28	1407,36
Normal - Caso 2	0,00109	2,01	9,25	7310,18	1413,00
Com alívio de massa - Caso 1	0,07913	9,922	1,87	204,60	237,51
Com alívio de massa - Caso 2	0,06424	9,652	1,93	199,02	238,39

Fonte: Os autores

Nela pode-se observar que as tensões foram maiores para a geometria com redução de massa e houve uma redução da frequência e do autovalor de flambagem, devido a redução de material utilizado através dos furos e da redução das dimensões de espessura das paredes. Porém esses resultados mostram ainda que a estrutura suporta todos os carregamentos e também um alto número de ciclos.

6 CONCLUSÃO

A partir dos resultados das análises da primeira estrutura 3D realizada, que mostraram o seu comportamento quando submetida a carregamentos estáticos, pôde-se observar que grande parte de sua área teve baixos valores de tensão e deslocamento máximo. Os resultados também demonstraram que a estrutura suporta os carregamentos com um alto coeficiente de segurança, e que o PETG é ideal para a aplicação. Os altos coeficientes de segurança concluíram que seria possível refinar a estrutura, reduzindo a quantidade de material nas áreas de baixa tensão, mantendo seu funcionamento.

Após o refinamento foi obtido um menor coeficiente de segurança, porém a estrutura continua suportando os carregamentos anteriores. Ela também se mostrou resistente aos carregamentos cíclicos aplicados, visto que não apresentou dano estrutural nas análises de fadiga.

Com isso é possível concluir que a estrutura projetada é ideal para a cafeteira pois permite a fixação dos motores e do moedor, possibilitando o controle da granulometria do café, e resiste aos carregamentos de sua operação. A redução de material a torna competitiva no mercado, e o método de fabricação faz com que ela seja acessível para a construção do protótipo.

Também se conclui que novos trabalhos serão necessários para adaptar um sistema de transmissão entre o moedor e o motor de passo, e a partir deles poderão ser necessárias novas análises estruturais, visto que novos carregamentos podem ser incluídos nas condições de contorno. Outro trabalho que pode ser necessário é sobre o método de impressão FDM, pois é um método em que o componente pode ter problemas como laminação, mal acabamento, e outros, portanto pode ser necessário um trabalho futuro com foco nesses problemas.

7 REFERÊNCIAS

ABUEIDDA, Diab W. et al. Mechanical properties of 3D printed polymeric Gyroid cellular structures: Experimental and finite element study. Elsevier, Materials Design, v. 165, 2019.

ALMEIDA, Wagner José de. Otimização estrutural de protótipos fabricados pela tecnologia fdm utilizando o método dos elementos finitos. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos, 2007.

AUGUSTO, Lucas Duarte; SANTOS, Vinícius Rodrigues dos. Análise de Viabilidade Econômica e Proposta de um Sistema de Controle de um Moedor para uma Cafeteira Inteligente. Orientador: Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia de Controle e Automação) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2019.

BAZANT, G.; CEDOLIN, L. Stability of structures: Elastic, Inelastic, Fracture and Damage Theories. [S.l.]: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2010.

BHUSHAN, B. Introduction to Tribology. Ed. John Wiley Sons, Inc., 2002.

BORGES, Larissa. Impressão 3D: o que é e quais seus tipos e benefícios?. SI, 22 out. 2018. Disponível em: <https://inteligencia.rockcontent.com/impressao-3d/>. Acesso em: 13 jun. 2020.

BRANCHEAU, J. E. Practical Aspects of Finite Element Simulation: A Study Guide. 5th ed. Academic Program. Altair, April, 2019.

CAFEPPOINT. Exportadora acredita que a safra de café 2020/2021 ultrapassará os 60 milhões. 2020. URL: <https://www.cafepoint.com.br/noticias/giro-de-noticias/exportadora-acredita-que-asafra-de-cafe-20202021-ultrapassara-os-60-milhoes-217833>.

CALLISTER, William. D. J. Ciência e Engenharia dos materiais: uma introdução – 5ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2000.

CAMPOS, Paulo. Elementos Finitos: Teoria na Prática: Estabilidade de Estrutura (Flambagem). Altair, 2016. Disponível em: <https://altair-2.wistia.com/medias/phxi486946>. Acesso em: 30 jul. 2020.

CANEVAROLO JR., Sebastião Vicente. Ciência dos Polímeros: Um texto básico para tecnólogos e engenheiros. 2. ed. rev. São Paulo: Artliber, 2006.

CARVALHO, Jhonathan Josafá. Análise Estrutural de um Componente de um Moedor de Grãos de Café. Orientador: Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira. 2019. Trabalho de Conclusão

de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2019.

CECAFÉ. Folia do brasil nas exportações globais de café deve aumentar. 2019. URL: <https://www.cecafe.com.br/publicacoes/folia-do-brasil-nas-exportacoes-globais-decafe-deve-aumentar-201901161>

CECAFÉ. Relatório mensal. 2020. URL: <https://www.cecafe.com.br/publicacoes/relatorio-de-exportacoes/>

CONHEÇA AS PROPRIEDADES TÉCNICAS DOS MATERIAIS PARA IMPRESSORA 3D. 2020. Disponível em: <https://www.3dlab.com.br/propriedades-dos-materiais-para-impressora-3d/>. Acesso em: 10 jul. de 2020.

DOLZYK, Grzegorz; JUNG, Sungmoon. Tensile and fatigue analysis of 3D-printed polyethylene terephthalate glycol. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, v. 19, n. 2, p. 511-518, 2019.

DUARTE, Lucas C. Impressão 3D: uma alternativa para fabricação de dispositivos analíticos miniaturizados. 2016. 104 f. Dissertação (Mestre em 44 Química) - Universidade Federal de Goiás, Goiânia, 2016.

EDGAR, T. F.; HIMMELBLAU, D. M.; LASDON, L. S. *Optimization of Chemical Process*. Second edition. New York: McGraw-Hill Chemical Engineering Series, 2001.

ENGINEERING TOOLBOX. 2004. *Friction - Friction Coefficients and Calculator*. Disponível em: <https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d778.html>/. Acesso em: 14out.de2021.

FOGGIATTO, José Aguiomar; VOLPATO, Neri; BONTORIN, Ana Carolina Bueno. Recomendações para modelagem em sistemas CAD 3D. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA DE FABRICAÇÃO, 4., 2007, Curitiba: UTFPR, 2007.

GALIOTTO, A. Estudo da sinterabilidade de materiais ferrosos contendo elevados teores de sulfetos como aditivos. 2005. 76p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA, 2005.

GORNI, A.A. Introdução à Prototipagem Rápida e Seus Processos. *Revista Plástico Industrial*, v. 3, n. 31, p.230-239. 2001.

HALLIDAY, David; RESNIK, Robert; KRANE, Denneth S. Física 1, volume 1, 4 Ed. Rio de Janeiro: LTC, 1996.

HAUPT, R. L.; HAUPT, S. E. *Practical Genetic Algorithms*. First edition. INC.: John Wiley Sons, 1998.

HOY, Matthew B. 3D Printing: Making Things at the Library. *Medical Reference Services Quarterly*, Estados Unidos, [s.l.], v. 32, n. 1, p.93-99, jan. 2013. DOI: 10.1080/02763869.2013.749139.

HUTCHINGS, I. M. *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials; Metallurgy Materials Science Series*. Ed. Edward Arnold, 1992.

JANSSEUNE A.; CORTE, W. D. V. R. Column-supported silos: elasto-plastic failure. *thin-walled structures*. Essex, v, p. 158–173, 2013.

LOVO, João Fiore Parreira; FORTULAN, Carlos Alberto. ESTUDO DE PROPRIEDADES MECÂNICAS E ANISOTROPIA EM PEÇAS FABRICADAS POR MANUFATURA ADITIVA TIPO FDM. 1º Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Carlos, 12 set. 2016.

MOTOR DE PASSO NEMA 23-15 kgf.cm/3A - Neoayama. 2020. Disponível em: <https://www.baudaeletronica.com.br/motor-de-passo-nema-23-15-kgf-cm-3a-neoyama.html>. Acesso em: 10 jul. de 2020.

MOTOR DEWALT 18V OLD STYLE DRILL. 2020. Disponível em: <https://www.robocore.net/loja/dewalt-18v-old-style>. Acesso em: 10 jul. 2020.

NASCIMENTO, Maíra. Conheça os tipos de impressão 3D e os seus benefícios. *Betim*, 25 set. 2018. Disponível em: <https://3dlab.com.br/tipos-de-impressao-3d-e-beneficios/>. Acesso em: 25 jun. 2020.

NEDOMOVÁ, Šárka et al. Crushing of roasted Arabica coffee beans. *Acta univ. agric. et silvic. Mendel. Brunen*, v. 58, n. 4, p. 177-181, 2010.

NORTON, Robert L. *Projeto de máquinas*. bookman editora, 2013.

PORTELA, Sérgio. O mercado de impressão 3D e como as empresas precisam se preparar!. [S. l.], 05 fev. 2020. Disponível em: <https://3dlab.com.br/o-mercado-de-impressao-3d/>. Acesso em: 12 jun. 2020.

POSSAMAI, E. R. F. Estudo do comportamento em fadiga do aço SAE 5160 aplicado em feixes de molas automotivas. *Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre*, 2015.

RANKOUHI, Behzad; JAVADPOUR, Sina; DELFANIAN, Fereidoon; LETCHER, Todd. Failure Analysis and Mechanical Characterization of 3D Printed ABS With Respect to Layer Thickness and Orientation. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, v. 16, 3 maio 2016.

SANTANA, Leonardo; ALVES, Jorge Lino; NETTO, Aurélio da Costa Sabino; MERLINI, Claudia. Estudo comparativo entre PETG e PLA para Impressão 3D através de caracterização térmica, química e mecânica. *Revista Matéria*, [s. l.], 2018.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G.. *Projeto de engenharia mecânica*. 7. ed. São Paulo: Bookman, 2005.