Anais do Congresso Brasileiro de Iniciação Científica
(https://periodicos.unisanta.br/COB)

ISSN 2317-1316

VIABILIDADE ESTRUTURAL DE UMA TURBINA DE TESLA FABRICADA POR DEPOSIÇÃO DE FILAMENTO PLA

STRUCTURAL FEASIBILITY OF A TESLA TURBINE MANUFACTURED BY PLA FILAMENT DEPOSITION

Bruno Mauricio Souza, Guilherme Pomar Costa, Kauê da Silva Duarte, Pedro Henrique de Oliveira Caribé, Willy Ank de Moraes

Universidade Santa Cecília, Faculdade de Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica
E-mail para contato: brunomauriciosouza@hotmail.com

RESUMO – Este trabalho avalia a viabilidade estrutural de uma turbina de Tesla com carcaça, discos e eixo fabricados por deposição de filamento em PLA. Em ensaio com ar comprimido, observou-se contato entre rotor e carcaça próximo de 8.000 rpm, seguido de recuperação da forma após a parada. A análise contemplou parâmetros de fatiamento, medições dimensionais por grupo e análises por elementos finitos do conjunto e do eixo isolado. Estimou-se matematicamente a expansão centrífuga de um disco idealizado, considerando folgas, expansão e retração do material e flexão do eixo, diante de uma folga nominal de 500 µm. Os resultados direcionam a investigação para desvios de fabricação e flexão do eixo sob desbalanceamento, corroborados pelas análises de elementos finitos.

Palavras-chave: turbina de Tesla; processo aditivo; PLA; análise de elementos finitos; flexão do eixo.

ABSTRACT – This study evaluates the structural feasibility of a Tesla turbine with housing, disks, and shaft manufactured through filament deposition using PLA. During compressed-air testing, contact between the rotor and housing was observed at approximately 8,000 rpm, followed by shape recovery after shutdown. The investigation included slicing parameters, dimensional measurements, and finite element analyses (FEA) of the assembly and the isolated shaft. Centrifugal expansion of an idealized disk was estimated analytically, considering clearances, material expansion and shrinkage, and shaft deflection under a nominal clearance of 500 µm. The results indicate that further investigation should focus on manufacturing deviations and shaft deflection under rotor imbalance, as supported by the FEA.

Keywords: Tesla turbine; additive manufacturing; PLA; finite element analysis; shaft bending.

ISSN 2317-1316

1 INTRODUÇÃO

A possibilidade de fabricar uma turbina de Tesla com técnicas de manufatura aditiva, como a impressão 3D, motivou o desenvolvimento deste estudo. A impressão das peças utilizando o filamento PLA como material base permite construir e modificar o conjunto com os recursos disponíveis em um laboratório de ensino. Entretanto, o funcionamento depende de uma condição que o modelo digital, por si só, não garante: os discos precisam girar sem tocar a carcaça. Essa exigência envolve as dimensões obtidas na fabricação, o ajuste dos rolamentos e a rigidez do rotor.

Durante o ensaio com ar comprimido, foi observado contato entre os discos e a parede interna da carcaça a aproximadamente 8.000 rpm. Após a parada, o conjunto recuperou a forma. Inicialmente, associamos o contato à expansão centrífuga dos discos. A análise matemática e comparação entre folga prevista no projeto e a folga real após produção, porém, levaram à investigação de tolerâncias e componentes, também produzidos pelo processo da impressão 3D.

Na fabricação por adição de filamento, a peça resfriada pode apresentar diferenças de dimensão e forma em relação ao CAD. Luis-Pérez, Buj-Corral e Sánchez-Casas (2021) mostram que esses desvios dependem dos parâmetros de impressão. Em um rotor, somam-se a esse problema os efeitos das massas montadas, das condições dos apoios e da rigidez do eixo sobre a resposta vibratória (Srivastava, 2017). Assim, o material e o percentual de preenchimento precisam ser avaliados dentro da configuração em que foram utilizados.

O objetivo deste estudo é avaliar a viabilidade estrutural da turbina construída, considerando a manutenção da folga entre o rotor e carcaça. Para isso, foram relacionadas as observações do ensaio às dimensões do projeto, às medições dos encaixes e à estrutura interna do eixo. A hipótese principal a investigar é o deslocamento lateral do rotor por flexão do eixo sob desbalanceamento, em conjunto com as variações dimensionais de fabricação.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

O estudo compreendeu a avaliação experimental e analítica de uma turbina de Tesla fabricada por impressão 3D em PLA (ácido poliláctico), associando observações do funcionamento do protótipo, ilustrado na Figura 1, medições dimensionais, cálculos de

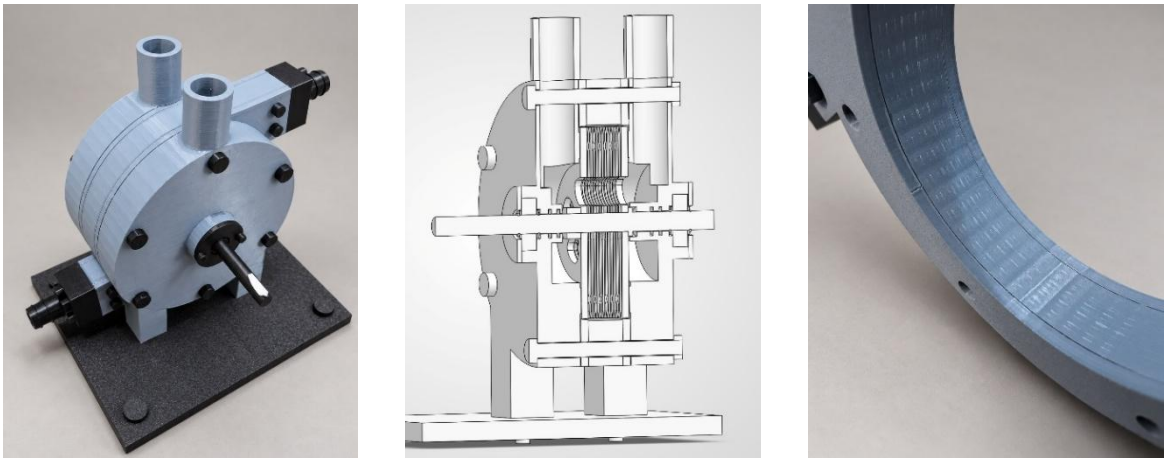
ISSN 2317-1316

resistência dos materiais e simulações computacionais para investigar as possíveis causas do contato entre o rotor e a carcaça.

O acionamento foi realizado por meio de ar comprimido. A pressão de alimentação foi estimada em 4 bar, e a rotação foi medida com um tacômetro óptico, utilizando-se fita refletiva no conjunto rotativo. Foi constatado contato entre o rotor e a carcaça em uma rotação próxima de 8.000 rpm. Após o ensaio, foram identificadas marcas na parede cilíndrica interna ao longo da região ocupada pelos discos, incluindo as posições correspondentes ao primeiro e ao último disco, conforme Figura 1.c.

A inspeção realizada após a parada indicou recuperação da forma original, sem deformação permanente visualmente perceptível. Essa observação foi considerada um indício de comportamento reversível do conjunto. Entretanto, o ensaio não contemplou a medição direta dos deslocamentos durante a rotação, da temperatura ou das forças transmitidas aos apoios. Dessa forma, a interpretação mecânica dos resultados concentra-se no contato observado e nas hipóteses físicas capazes de explicá-lo.

Figura 1: Ilustração da turbina de tesla (a) protótipo construído (a), (b) vista de corte do modelamento com 14 discos sendo 2 discos de encosto e 12 discos centrais e (c) marcas na parede cilíndrica interna ao longo da região ocupada pelos discos.



(a) (b) (c)

Fonte: Modelo produzido pelos autores em PLA.

Os principais softwares utilizados durante a elaboração do artigo foram: Microsoft Excel, *Autodesk Fusion*, *SolidWorks* e *Ansys*.

ISSN 2317-1316

2.1 Fabricação e Montagem do Protótipo

O protótipo foi projetado via *Autodesk Fusion* e *SolidWorks*. Foi utilizado filamento em PLA Premium da F3D (cores variadas entre branco, cinza e preto), gerando várias partes separadas para montagem posterior a finalização da impressão 3D, são elas: Carcaça, eixo, discos (dois discos com maior espessura nas extremidades e doze discos de menor espessura no meio), espaçadores, juntas, anéis elásticos, porcas, retentores, parafusos e bocais. O único componente que não foi fabricado de PLA foi o par de rolamentos 608-Z da SKF. As principais dimensões estão presentes na Tabela 1.

Tabela 1. Dimensões nominais do protótipo.

Característica	Dimensão
Diâmetro externo dos discos	80,0 mm
Diâmetro interno da parede cilíndrica	81,0 mm
Folga radial entre disco e carcaça	0,50 mm
Diâmetro do furo dos discos	8,0 mm
Espessura do corpo dos discos internos	0,80 mm
Espessura dos discos de extremidade	3,0 mm
Espaçamento axial entre discos	0,50 mm
Diâmetro principal e comprimento do eixo	8,0 mm × 130,0 mm
Distância entre os centros dos rolamentos	70,5 mm
Rolamentos 608 — diâmetros e largura	8,0 mm × 22,0 mm × 7,0 mm

Fonte: CAD do protótipo. Espessura local dos discos internos com ressaltos: 1,30 mm.

O eixo foi impresso em pé, com o seu eixo longitudinal alinhado à direção de construção, camadas de 0,08 mm e preenchimento giróide de 15%. Nos discos internos, foi utilizado 100% de preenchimento, e nos dois discos de extremidade, 15%. O fatiamento do eixo foi analisado para identificar a distribuição de material entre as paredes externas e o núcleo. Essa distribuição é relevante para a rigidez da flexão e não é descrita apenas pelo percentual de preenchimento.

Os rolamentos entraram como ajuste indeterminado nos alojamentos da carcaça, enquanto o encaixe do eixo na pista interna do rolamento apresentou ajuste com folga. Para caracterizar esse ajuste, foram realizadas 32 leituras do diâmetro do eixo nas regiões de assentamento dos rolamentos. Foi utilizado um micrômetro Mitutoyo 0-25mm. As posições de medição variaram ao longo da região de encaixe e em torno do eixo, com incrementos angulares de aproximadamente 15°.

ISSN 2317-1316

Foram calculados a média aritmética, o desvio-padrão amostral e os valores mínimo e máximo de cada grupo de medições. As leituras do eixo não foram separadas por assento. Dessa forma, os resultados caracterizam estatisticamente a amostra analisada, mas não permitem determinar individualmente os ajustes dimensionais de cada assento. A dispersão observada pode refletir tanto as variações geométricas das peças quanto os efeitos associados ao processo de medição.

A carcaça apresentou empenamento decorrente do processo de impressão, dificultando a determinação de um único valor para o diâmetro interno. A dilatação após a impressão foi considerada como o desvio entre a dimensão da peça após o resfriamento e a dimensão definida no modelo CAD. Não foi adotado um fator de correção percentual único para todas as peças, uma vez que tal abordagem não representaria adequadamente o empenamento nem as diferenças dimensionais entre furos e superfícies. Por sua vez, a dilatação térmica durante o funcionamento depende da variação de temperatura, cuja magnitude ainda não foi determinada experimentalmente.

2.2 Material e carregamentos

Foram adotados como valores de referência a massa específica de 1.240 kg/m³ e a resistência à tração de 50 Mpa, informadas na ficha técnica da F3D citada neste estudo. Para o módulo de elasticidade, utilizou-se E = 3,027 GPa, valor apresentado na ficha de PLA da MCPP Netherlands, empresa do grupo Mitsubishi Chemical (2021). O coeficiente de Poisson adotado foi υ = 0,33, conforme o valor aproximado relatado por Kuentz et al. (2016). Como os dados provêm de fontes e materiais distintos, constituem parâmetros de referência para a modelagem e não uma caracterização experimental do PLA F3D impresso nas condições deste protótipo.

A rotação produz tensões internas mesmo em um rotor perfeitamente balanceado. Para que exista uma força lateral periódica por desbalanceamento, é necessário que o centro de massa esteja afastado do eixo de rotação. A amplitude dessa força é dada pela Equação (1), em que m é a massa excêntrica equivalente, e é a excentricidade e U é o desbalanceamento. A direção da força acompanha o giro do rotor (Srivastava, 2017).

$$F_U = U \cdot \omega^2 = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (1)$$

ISSN 2317-1316

Para n = 8.000 rpm, a velocidade angular é ω = 837,76 rad/s e a frequência de rotação é 133,33 Hz. Nessas condições, cada 1 g·mm de desbalanceamento equivale a uma força de 0,702 N. Essa relação foi utilizada como carregamento de referência, sem atribuir ao protótipo um valor de excentricidade ainda não mensurado. A folga entre o eixo e o rolamento é uma característica do encaixe e não substitui a excentricidade do centro de massa.

A flexão é a resposta do eixo às forças transversais. No protótipo, o pacote de discos é apertado entre o ombro do eixo e a porca. Esse aperto pode tracionar o trecho do eixo que prende o pacote, enquanto comprime os discos e espaçadores.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Folgas e desvios de fabricação

A diferença entre os diâmetros nominais de 81,0 mm e 80,0 mm fornece 0,50 mm de folga radial. Na peça impressa, essa folga é alterada pelos desvios dos dois componentes. Para uma seção circular e concêntrica, a Equação (2) relaciona a folga geométrica aos desvios ΔD_c e ΔD_r dos diâmetros da carcaça e do rotor em relação ao CAD.

$$g_{geom} = g_{CAD} + \frac{|\Delta D_c - \Delta D_r|}{2} \tag{2}$$

Um diâmetro interno menor na carcaça ou um diâmetro externo maior nos discos reduz a folga disponível. O empenamento acrescenta uma variação com a posição, de modo que a menor distância local entre as superfícies passa a ser mais útil que um diâmetro médio como demonstrado na Tabela 2. A literatura sustenta a influência dos parâmetros de impressão nesses desvios, mas não fornece um valor único que possa substituir a medição deste protótipo (Luis-Pérez, Buj-Corral e Sánchez-Casas, 2021).

Tabela 2: Resultados das leituras nas regiões de encaixe.

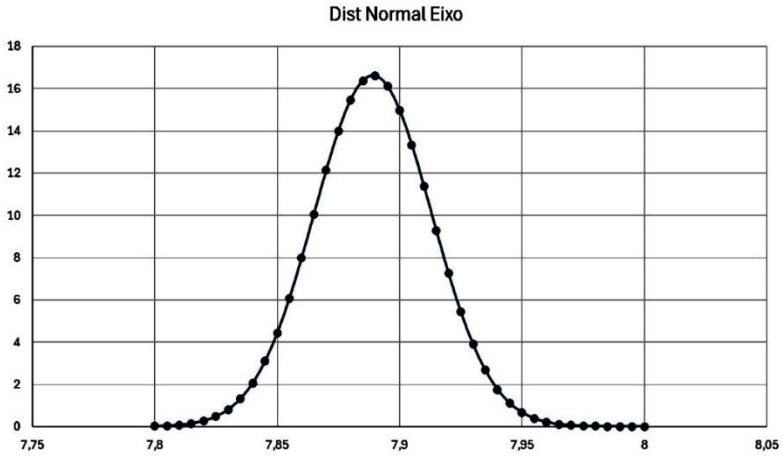
Grandeza	**Eixo**
Número de leituras	32
Diâmetro médio (mm)	7,889
Desvio-padrão amostral (mm)	0,024
Mínimo (mm)	7,82
Máximo (mm)	7,94

ISSN 2317-1316

A diferença entre o diâmetro nominal interno do rolamento e o diâmetro médio medido do eixo, conforme Figura 2 e Tabela 2, foi de 0,111 mm, correspondendo a uma folga radial equivalente de 0,0555 mm, sob a hipótese de superfícies circulares e concêntricas. Embora esse valor represente aproximadamente 11,1% da folga radial nominal entre discos e carcaça, as duas folgas correspondem a interfaces distintas e não devem ser diretamente somadas. O ajuste observado pode favorecer deslocamentos relativos do conjunto, mas não permite, isoladamente, explicar o contato durante a operação.

A condição de funcionamento depende da folga restante depois que o rotor se desloca. Para avaliá-la, a simulação será executada com a menor folga medida no conjunto parado, nas mesmas posições dos discos. Essa medida já incorpora os desvios de fabricação e a posição inicial de montagem. Assim, o movimento lateral calculado durante a operação será descontado uma única vez, sem somar novamente os erros já presentes na geometria medida.

Figura 2: Curva normal de referência para as leituras do diâmetro do eixo, com média de 7,889 mm e desvio-padrão amostral de 0,024.



Fonte: elaboração própria a partir das estatísticas da Tabela 2. As casas decimais das estatísticas resultam do cálculo e não expressam a exatidão do micrômetro.

3.2 Expansão centrífuga dos discos

Foi estimado o crescimento radial de um disco anular fino e homogêneo, com bordas interna e externa livres, pequenas deformações e estado plano de tensão. Para raios internos R_i e externo R_o, a solução elástica fornece o deslocamento da borda externa pela Equação (3). Essa idealização segue a formulação de discos rotativos discutida por Lubarda e Lubarda (2025).

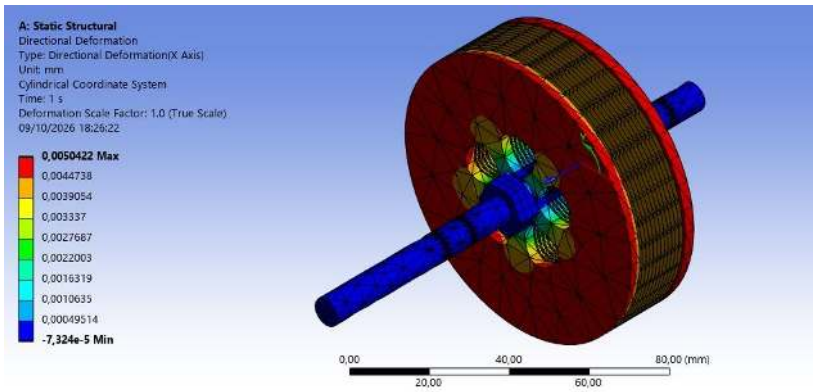
ISSN 2317-1316

$$u_r(R_o) = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot R_o}{4 \cdot E} \cdot [(1-\nu) \cdot R_o^2 + (3+\nu) \cdot R_i^2] \quad (3)$$

Com R_i = 4 *mm*, R_o = 40 *mm* e os parâmetros da seção 2.2, obtivemos crescimento radial de 3,23 µm para E = 3,027 GPa, υ = 0,33, a 8.000 rpm. Esse valor é inferior a 1% dos 500 µm de folga nominal. O cálculo não inclui os furos de saída, os ressaltos e o aperto do disco real, mas mostra que a expansão de um disco uniforme, com esses módulos de referência, é pequena diante da folga prevista.

A simulação por elementos finitos, realizada no ANSYS 2026 R1 e como ilustrada na Figura 3, apresentou deslocamento radial máximo de aproximadamente 5,04 µm, superior aos 3,23 µm estimados pelo modelo analítico simplificado. Apesar dessa diferença, ambos os resultados correspondem a aproximadamente 1% ou menos da folga radial nominal de 500 µm, indicando que a expansão centrífuga dos discos, nas condições e hipóteses consideradas, não é suficiente para explicar isoladamente o contato observado.

Figura 3: Simulação de elementos finitos – deformação direcional do conjunto rotativo.



Fonte: simulação dos autores no Ansys 2026 R1.

As marcas físicas ao redor da parede cilíndrica não permitem distinguir a expansão dos discos de movimento lateral do rotor. Um eixo fletido pode fazer o rotor descrever uma trajetória excêntrica, em torno da posição central, e produzir contato em diferentes pontos da parede. Da mesma forma, a recuperação após a parada é compatível com flexão elástica. Essas observações justificaram ampliar a análise para o conjunto, sem atribuir a causa apenas ao aumento do diâmetro dos discos.

ISSN 2317-1316

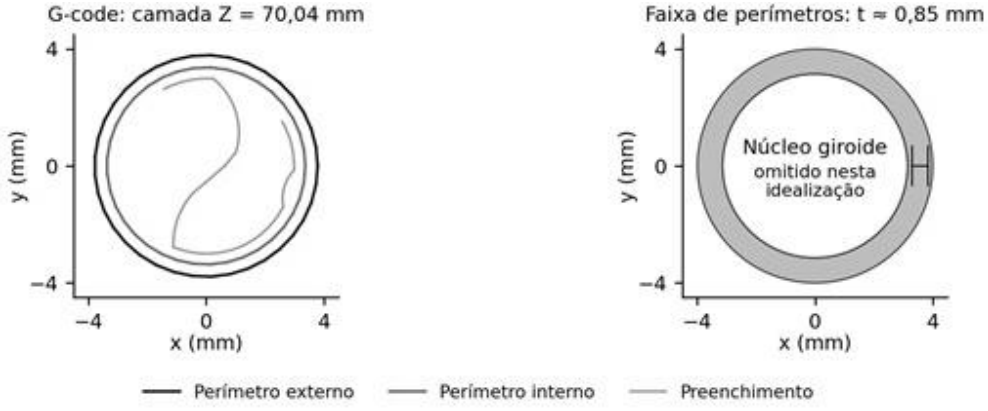
3.3 Preenchimento e flexibilidade do eixo

A Figura 4 mostra uma seção de percurso de impressão extraído do arquivo de fatiamento e a faixa anular usada como referência para as paredes. No trecho de diâmetro próximo de 8mm, o arquivo contém um perímetro externo, um interno e trajetórias de preenchimento giróide. A espessura conjunta estimada das paredes nessa seção é de aproximadamente 0,85 mm.

Na flexão, a contribuição de uma região da seção cresce com o quadrado de sua distância à linha neutra. Por isso, as paredes externas podem conservar uma parcela importante da rigidez mesmo com um núcleo pouco preenchido. Para a seção anular contínuo, o segundo momento de área é dado pela Equação (4), em que D e d são os diâmetros externo e interno.

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) \tag{4}$$

Figura 4: Percurso de impressão e idealização das paredes do eixo.



Fonte: elaboração a partir do G-code do eixo. O núcleo giróide está representado no percurso à esquerda e foi omitido apenas na referência anular à direita.

As dimensões aproximadas extraídas do fatiamento resultam em I = 124 mm^4 para a faixa de paredes, diante de 201 mm^4 para uma seção maciça de 8 mm. Portanto, essa faixa corresponde a cerca de 62% do segundo momento de área maciço. O resultado é geométrico: não inclui a contribuição do giróide, as interfaces entre camadas ou os vazios entre linhas de extrusão. Ele mostra por que um eixo com 15% de preenchimento não deve ser modelado simplesmente com 15% da rigidez do eixo maciço.

ISSN 2317-1316

Para estimar a escala dos deslocamentos, consideramos uma viga uniforme, bi-apoiada, com vão L = 70,5 mm e uma força transversal F no meio do vão. Pela teoria de flexão de vigas, o deslocamento central é dado pela Equação (5) (Roylance, 2000). A tabela 3 compara a seção maciça com a referência formada pelas paredes, mantendo os dois módulos adotados no estudo.

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \tag{5}$$

Tabela 3: Deslocamento central analítico de uma viga biapoiada sob força transversal de 1 N, com L = 70,5 mm e E = 3,027 GPa

Seção uniforme de referência	**I (mm^4)**	**δ (µm)**
Maciça com diâmetro de 8 mm	201	11,998
Faixa anular das paredes	124	19,449

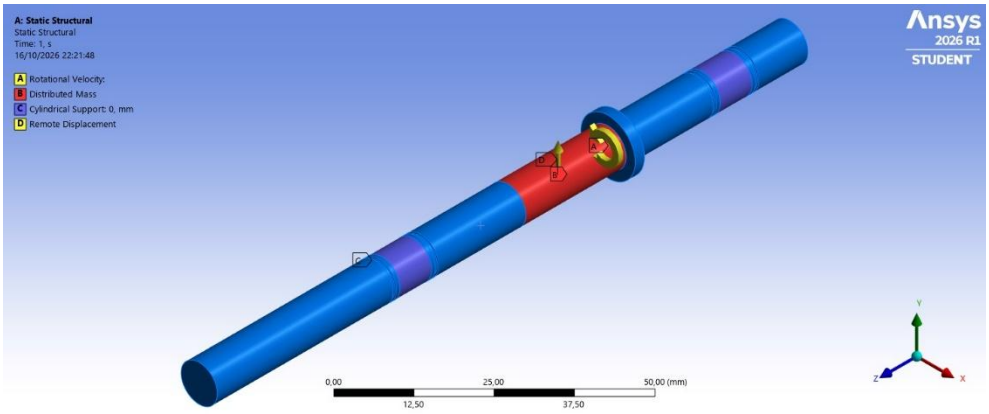
Fonte: cálculo analítico com valores arredondados de I apresentados na tabela. A seção anular apresenta somente as paredes, sem a contribuição do núcleo giróide.

A referência anular apresentou aproximadamente 1,62 vez o deslocamento da seção maciça sob a mesma força. Esse cálculo isola o efeito da seção em uma viga idealizada. O eixo real possui ombro, canais e o pacote de discos preso por espaçadores, que alteram sua resposta.

Para examinar a influência da flexibilidade do eixo, com sua geometria específica, sobre a manutenção da folga entre rotor e carcaça, realizou-se uma análise estrutural estática por elementos finitos. Adotou-se como critério um deslocamento transversal de 0,50 mm da região de montagem dos discos, correspondente à folga radial nominal entre a periferia dos discos e a parede cilíndrica interna da carcaça. A análise foi orientada pela determinação da força transversal necessária para atingir esse deslocamento, considerando a geometria, as propriedades do material e as condições de contorno estabelecidas no modelo, conforme Figuras 5 e 6.

ISSN 2317-1316

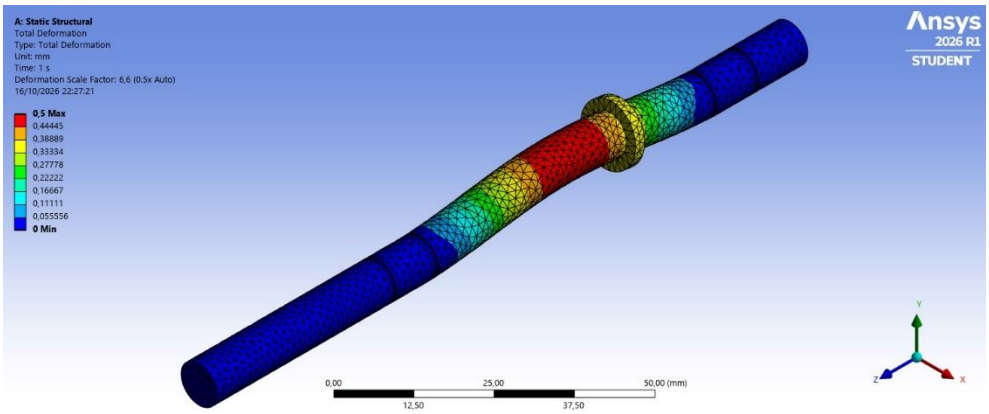
Figura 5: Carregamentos e restrições do modelo do eixo: A, força transversal; B, apoios fixos; C, velocidade de rotação; D, massa distribuída.



Fonte: modelo dos autores no Ansys 2026 R1. Velocidade de rotação de 8.000 rpm e massa distribuída de 0,066kg

A análise indicou que uma força de 210,54 N produz o deslocamento de 0,50 mm na região dos discos. Esse resultado quantifica o carregamento necessário para atingir o critério de deslocamento adotado, nas condições específicas da modelagem. A associação desse deslocamento ao início do contato pressupõe que o movimento lateral dos discos acompanhe o deslocamento do eixo e que o movimento da carcaça e as deformações próprias dos discos sejam desprezíveis. Como o critério utiliza a folga nominal, desvios de fabricação e de montagem podem modificar o deslocamento necessário para o contato no protótipo.

Figura 6: Magnitude do deslocamento total do eixo no caso de carga da Figura 5, com máximo de 0,50 mm e forma deformada ampliada 6,6 vezes.



Fonte: simulação dos autores no Ansys 2026 R1. A ampliação da forma deformada é apenas visual e não altera os valores da escala em milímetros.

ISSN 2317-1316

A força determinada constitui uma referência numérica para a avaliação da flexibilidade do eixo, e, portanto, o resultado permite relacionar o carregamento transversal à manutenção da folga, mas não comprova isoladamente a causa do contato observado no ensaio.

4 CONCLUSÃO

A turbina de Tesla fabricada em PLA apresentou contato entre o rotor e a carcaça próximo de 8.000 rpm. Os cálculos e as simulações indicaram que a expansão centrífuga dos discos é pequena em relação à folga nominal de 0,50 mm, enquanto a flexibilidade do eixo, associada aos desvios de fabricação e às condições de montagem, constitui uma possível causa do contato. Os resultados apontam para a necessidade de avaliar o aumento da rigidez do eixo e ajustes nas folgas do conjunto, considerando seus efeitos sobre o desempenho da turbina.

5 AGRADECIMENTOS

Agradece-se à Universidade Santa Cecília e ao coordenador do curso, Dr. Carlos Alberto Amaral Moino, pelo apoio; ao Me. Willy Ank de Morais, pelas orientações durante a elaboração do estudo; e aos colegas, pelo companheirismo ao longo de seu desenvolvimento.

6 DECLARAÇÃO DE USO DE IA

Durante a elaboração deste trabalho, utilizou-se a ferramenta ChatGPT – OpenAI (GPT-6 Astra - Esforço Máximo) com as seguintes finalidades: revisão gramatical e estrutural do documento; verificação de contexto, coerência e coesão do conteúdo; e estruturação das referências bibliográficas conforme as normas do edital. O conteúdo e a veracidade das informações geradas foram revisados, editados e validados pelos autores, que assumem total responsabilidade pelo texto final.

7 REFERÊNCIAS

ANSYS, Inc. Rotordynamic Analysis Guide. 2025.

ANSYS Practice. ANSYS | Stress Strain analysis | Tunnel | Ansys Practice Beginner. YouTube. 2022 Jul 1. Acesso em: 9 out. 2026.

Engineers Edge. Stresses in rotating disks (annular rings) of constant thickness equation and calculator. Engineers Edge, LLC. s.d. Acesso em: 9 out. 2026.

ISSN 2317-1316

F3D. Ficha técnica PLA. s.d.

Kuentz L, Salem A, Singh M, Halbig MC, Salem JA. Additive manufacturing and characterization of polylactic acid (PLA) composites containing metal reinforcements. Cleveland: NASA Glenn Research Center; 2016. NTRS 20160010284. Acesso em: 9 out. 2026.

Lubarda MV, Lubarda VA. A review of the three-dimensional elasticity analysis of a rotating annular disk. Archive of Applied Mechanics. 2025; 95:186. DOI: 10.1007/s00419-025-02896-3.

Luis-Pérez CJ, Buj-Corral I, Sánchez-Casas X. Modeling of the influence of input AM parameters on dimensional error and form errors in PLA parts printed with FFF technology. Polymers. 2021;13(23):4152. DOI: 10.3390/polym13234152.

MatWeb. Mitsubishi PLA 3D Printing Filament. MatWeb, LLC. s.d. Acesso em: 10 out. 2026.

Roylance, D. Beam displacements. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2000.

Srivastava P. How to perform various rotor analyses in the COMSOL software. COMSOL Blog. 2017 Jul 12.