

DESIGN E ANÁLISE ESTRUTURAL PARA A MELHORIA E DESEMPENHO DO SUPORTE DE ESTEIRAS ERGOMÉTRICAS COM USO DE SIMULAÇÃO CAD 3D E CAE

DESIGN AND STRUCTURAL ANALYSIS FOR THE IMPROVEMENT AND PERFORMANCE OF TREADMILL SUPPORTS USING 3D CAD AND CAE SIMULATION

Recebido em: 28/03/2025

Aceito em: 08/06/2025

Publicado em: 03/08/2025

Italo da Cunha Pereira ¹ 
Centro Universitário SENAI

Leandro Cardoso da Silva ² 
Centro Universitário SENAI

Guilherme Turra ³ 
Centro Universitário SENAI

Lucas Almeida Willenshofer ⁴ 
Centro Universitário SENAI

Edgard Gonçalves Cardoso ⁵ 
Centro Universitário SENAI

Manuel Patricio da Silva Bisneto ⁶ 
Centro Universitário SENAI

Resumo: Este estudo analisou e otimizou o suporte de telas em esteiras ergométricas por meio de simulações estáticas, modais e harmônicas com ferramentas CAD e CAE. A análise estática mostrou que o design original, feito em Structural Steel, atingiu 128,58 MPa, enquanto a substituição pelo material YS355 elevou a tensão para 136,54 MPa. No design otimizado, a rigidez estrutural aumentou, resultando em 208,16 MPa (Structural Steel) e 221,12 MPa (YS355). A análise modal indicou que a massa da tela reduziu a frequência natural de 29,95 Hz para 13,92 Hz no design original e de 39,79 Hz para 16,89 Hz no otimizado. Já a análise harmônica revelou que a frequência necessária para um deslocamento de 8 mm aumentou no design otimizado, indicando maior rigidez. Por fim, a análise de fadiga apontou que o design original com YS355 teve maior vida útil ($1,8 \times 10^8$ ciclos), enquanto o design otimizado apresentou fator de segurança de 0,41, inviabilizando sua aplicação. Conclui-se que a otimização trouxe ganhos estruturais, mas a resistência à fadiga deve ser reavaliada para garantir a viabilidade em longo prazo.

Palavras-chave: Simulação; CAD; CAE; Análise de tensões; Esteira Ergométrica, Otimização de design

¹ Aluno do Programa de Pós-graduação Projetos de Mecânica Industrial pelo Centro Universitário Senai SP – Campus Roberto Simonsen. E-mail: italopereira515@gmail.com

² Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade de São Paulo. E-mail: leandro.cardoso@sp.senai.br

³ Bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade de São Paulo. E-mail: guilherme.turra@gmail.com

⁴ Mestre em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal de São Paulo. E-mail: lucas.willenshofer@sp.senai.br

⁵ Mestre em Energia pela Universidade Federal do ABC (UFABC). E-mail: edgard.cardoso@sp.senai.br

⁶ Doutor em Nano Ciências e Materiais Avançados pela Universidade Federal do ABC (UFABC). E-mail: manuel.bisneto@sp.senai.br

Abstract: This study analyzed and optimized the screen support in treadmills through static, modal, and harmonic simulations using CAD and CAE tools. The static analysis showed that the original design, made of Structural Steel, reached 128.58 MPa, while replacing it with YS355 increased the stress to 136.54 MPa. In the optimized design, structural stiffness improved, resulting in 208.16 MPa (Structural Steel) and 221.12 MPa (YS355). The modal analysis indicated that the screen mass reduced the natural frequency from 29.95 Hz to 13.92 Hz in the original design and from 39.79 Hz to 16.89 Hz in the optimized one. The harmonic analysis revealed that the frequency required for an 8 mm displacement increased in the optimized design, indicating greater stiffness. Finally, the fatigue analysis showed that the original design with YS355 had a longer lifespan (1.8×10^8 cycles), while the optimized design had a safety factor of only 0.41, making its application unfeasible. In conclusion, the optimization brought structural improvements, but fatigue resistance must be reassessed to ensure long-term viability.

Keywords: Simulation; CAD; CAE; Stress Analysis; Treadmill; Design Optimization.

INTRODUÇÃO

O avanço tecnológico tem impulsionado a evolução no design e no desempenho de equipamentos ergométricos, como esteiras e bicicletas, com foco na melhoria da experiência do usuário e na durabilidade dos produtos. No caso específico das esteiras ergométricas, a Design de suporte da tela é um componente essencial, cuja integridade estrutural é crucial para suportar as cargas dinâmicas e estáticas aplicadas durante a operação.

No entanto, a exposição constante a tensões elevadas em áreas críticas pode resultar em deformações e falhas estruturais, comprometendo a segurança e a funcionalidade do equipamento. Assim, identificar e mitigar esses pontos de fragilidade é essencial para garantir a qualidade e a confiabilidade das esteiras.

Neste contexto, a aplicação de ferramentas de CAD (Computer-Aided Design) e CAE (Computer-Aided Engineering) desempenha um papel estratégico. Essas tecnologias permitem desde a modelagem detalhada do design até a realização de simulações avançadas para prever comportamentos estruturais e propor soluções otimizadas de design.

Este artigo busca abordar esses desafios por meio de análises estáticas, modais e harmônicas, com o objetivo de compreender o comportamento estrutural do design de suporte e implementar melhorias que reduzam a concentração de tensões e aumentem sua rigidez. A partir de simulações detalhadas e de técnicas de otimização, este estudo propõe soluções que contribuem para o desenvolvimento de componentes ergonômicos e seguros, alinhados às demandas do mercado por equipamentos de alta performance e durabilidade.

A utilização extensiva de esteiras ergométricas como uma ferramenta essencial para a prática de exercícios físicos impõe desafios significativos aos fabricantes no que diz respeito à durabilidade e desempenho dos componentes. Um dos principais problemas enfrentados é a concentração de tensões em áreas específicas das Designs de suporte das telas, resultando em pontos críticos de falha que comprometem a integridade estrutural do equipamento. Essas

tensões excessivas podem levar a deformações indesejadas, reduzindo a vida útil do produto e impactando negativamente na experiência do usuário. Portanto, a compreensão aprofundada desses desafios e a implementação de melhorias são essenciais para garantir a qualidade e longevidade das esteiras ergométricas.

O objetivo central deste estudo é realizar uma análise abrangente das tensões nas Designs de suporte de telas de 27" em esteiras ergométricas, identificando áreas de concentração de tensões e propondo soluções eficazes para otimizar o design desses componentes. Buscamos, por meio de métodos avançados de simulação, não apenas mitigar os problemas existentes, mas também estabelecer um padrão de excelência na resistência estrutural dessas peças. Ao atingir esse objetivo, contribuímos para a melhoria geral da qualidade das esteiras ergométricas, promovendo uma experiência de usuário mais confiável e duradoura.

A otimização estrutural das Designs de suporte de telas em esteiras ergométricas é um passo crucial para melhorar a durabilidade e a segurança desses equipamentos, essenciais para a prática de atividades físicas. As Designs de suporte, que são submetidas a cargas dinâmicas e estáticas durante o uso, desempenham um papel fundamental na integridade do produto. No entanto, a concentração excessiva de tensões em regiões específicas pode comprometer a resistência da estrutura, resultando em falhas prematuras e afetando a experiência do usuário.

Este estudo justifica-se pela necessidade de identificar e corrigir essas áreas de vulnerabilidade, utilizando técnicas avançadas de simulação para analisar o comportamento das Designs de suporte. A aplicação das ferramentas CAD e CAE permite realizar uma análise detalhada, identificando pontos críticos de falha e possibilitando a adoção de soluções de design para melhorar a rigidez estrutural. Além disso, a escolha de materiais mais resistentes e adequados para essas peças é essencial para garantir maior longevidade aos componentes.

A busca pela otimização estrutural, aliada ao uso de tecnologias de simulação, não apenas contribui para a melhoria do desempenho das esteiras, mas também atende à crescente demanda por equipamentos mais duráveis e seguros. Assim, este trabalho se justifica pela sua contribuição para o aprimoramento contínuo do design de produtos ergométricos, assegurando maior confiabilidade e eficiência no uso diário.

REVISÃO DE LITERATURA

Durante a pandemia com o medo da propagação da coronavírus e o aumento significativo do número de óbitos, conforme Herrera (2021) esses dados obtiveram um

acréscimo significativo no número de vendas de produtos voltados para exercícios em casa. De acordo com Pinho (2020) as principais redes de varejo sentem a crise da pandemia, entretanto itens como esteiras, bicicletas ergométricas, tapetes e halteres triplicaram mais que triplicaram suas vendas.

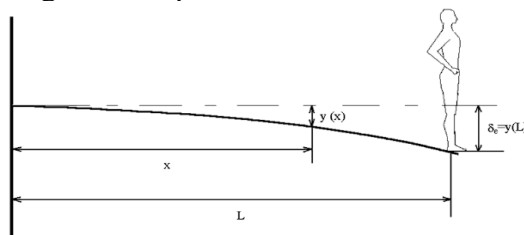
A importância das ferramentas CAD/CAM/CAE na indústria permite elaborar peças com perfis específicos, na identificação de problemas potenciais antes da construção onde são amplamente utilizadas no mercado (Pelisser *et al.*, 2021). Entretanto de acordo com Sant' Anna (2008) por problemas de falta de cultura, essas ferramentas são limitadas no Brasil, contendo um potencial de vendas para softwares de simulação.

A utilização dos softwares CAD/CAE, são ferramentas de grande importância para o projetista, onde com a evolução tecnológica sendo possível analisar peças em 3D, podendo girar e verificando a sua complexidade (Jung, 2014), essas facilidades minimizam o tempo de trabalho e potencializam o detalhamento dos projetos. O CAE utilizando o método de análise por elementos finitos, como estabelecido por Damoulis (2011) Na década de 1960, começaram a ser empregados os métodos de cálculo em programas comerciais, resultando na diminuição do tempo necessário para inovar em componentes complexos. Isso implicou na eliminação do tempo previamente consumido por abordagens baseadas em "tentativa e erro".

Segundo Rao (2008, p. 6), "qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo é denominado vibração ou oscilação. A teoria de vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles."

As vibrações mecânicas também podem ser descritas pelo exemplo dado por Ripper Neto (2007), onde um trampolim é modelado como uma viga engastada. Quando o indivíduo de Peso P caminha até a extremidade e permanece imóvel, o trampolim assume uma configuração deformada estática. Se o material do trampolim permanecer no regime elástico, as tensões e deformações específicas medidas na região do engaste serão proporcionais ao peso do indivíduo, assim como a deflexão na extremidade onde ele se encontra (Ripper Neto, 2007, p. 9).

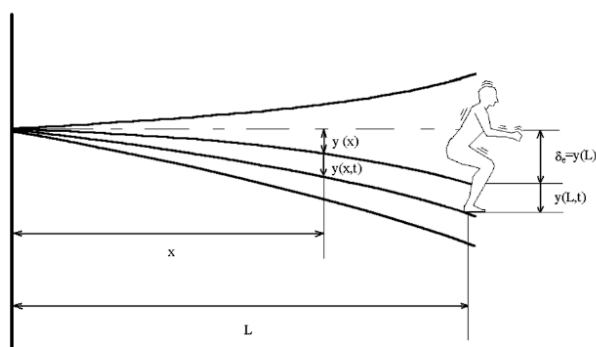
Imagem 1 - Equilíbrio Estático em um Trampolim.



Fonte: Ripper Neto (2007, p. 9).

Conforme Ripper Neto (2007), quando o indivíduo começa a flexionar as pernas de forma rítmica, o trampolim passa a oscilar em torno de seu equilíbrio estático, assumindo uma configuração dinâmica que varia no tempo, representada por $y(x,t)$, enquanto sua extremidade apresenta uma deflexão $y(L,t)$. Nesse cenário, as tensões e deformações no trampolim deixam de ser proporcionais apenas ao peso do indivíduo, passando a depender das características dinâmicas do sistema e da maneira como o indivíduo flexiona as pernas.

Imagem 2 - Oscilação Dinâmica em um Trampolim.



Fonte: Ripper Neto (2007, p. 11).

as vibrações mecânicas podem causar problemas como ruídos, desgaste e falhas em máquinas. Na maioria dos casos, elas são indesejáveis, pois aumentam as tensões e desperdiçam energia. Por isso, entender e controlar as vibrações é essencial na engenharia.

Existem três tipos principais de vibrações mecânicas:

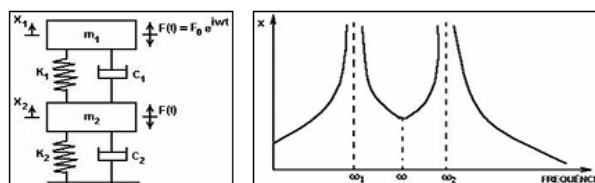
Vibrações livres: Ocorrem quando um sistema é deslocado de sua posição de equilíbrio e oscila sozinho, sem forças externas.

Vibrações forçadas: Acontecem quando uma força externa faz o sistema vibrar em uma frequência específica.

Vibrações ressonantes: Surgem quando um sistema vibra em sua frequência natural, amplificando as oscilações (Costa *et al.*, 2023, p. 4).

Para que a amplitude de vibração do sistema principal (X_1) seja anulada, a equação $K_2 - \omega^2 m_2$ deve ser atendida. Nesta equação, m_2 representa a massa do sistema secundário, K_2 é a rigidez do sistema secundário, X_1 corresponde ao deslocamento do sistema primário, ω indica a frequência de excitação do sistema e m_1 é a massa do sistema primário. Essa relação é utilizada para o dimensionamento de sistemas de absorvedores dinâmicos, com o objetivo de reduzir a vibração do sistema principal (Vale *et al.*, 2005).

Imagem 3 - Modelo (Esquerda) e Resposta (direita) de um Sistema com 2 Graus de Liberdade (ω_1 e ω_2 são suas 2 Frequências Naturais).

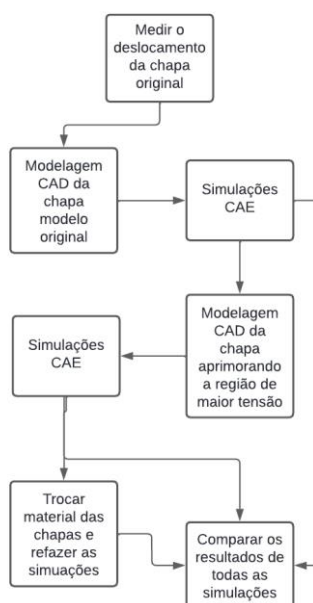


Fonte: Vale *et al.* (2005).

PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Os materiais e métodos empregados neste estudo foram cuidadosamente selecionados para garantir uma análise detalhada e a otimização das tensões nas Designs de suporte de telas de 27 polegadas em esteiras ergométricas. Com o objetivo de ilustrar o comportamento do designe o processo seguido para alcançar um resultado satisfatório, foi desenvolvido o seguinte fluxograma de trabalho.

Imagem 4 - Fluxograma de Processo.



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

PARAMETRIZAÇÃO DA ESTEIRA

Nesta fase do estudo, o deslocamento da tela foi medido utilizando um relógio comparador com uma capacidade de 10 mm, posicionado no topo do design de suporte. O deslocamento foi monitorado durante o uso da esteira ergométrica por um usuário com um peso aproximado de 100 kg e uma velocidade de 10 km/h. Para determinar o peso da tela, foi empregada uma balança de precisão. Esses dados foram essenciais para avaliar o

comportamento estrutural dos designs sob condições reais de operação e para a análise das tensões envolvidas.

Imagem 5 - Método de medição do deslocamento da tela.

a)



b)



a) relógio comparador 0 a 10mm de 0,01mm com graduação; b) Posicionamento do relógio comparador para medição do deslocamento da tela;

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Ao realizar este teste, obtemos um deslocamento total de aproximadamente 8 mm, sendo composto por 4 mm de deslocamento positivo e 4 mm de deslocamento negativo, conforme ilustrado na imagem abaixo:

Imagem 6 - Deslocamento da Tela.



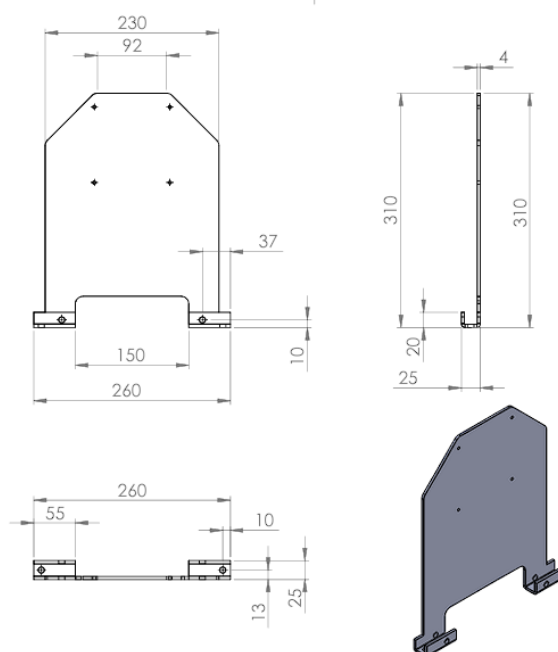
Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Com este resultado, utilizando ferramentas de CAE, seremos capazes de determinar as tensões atuantes na Design e identificar o ponto de maior concentração de tensões. Com base nessa análise, poderemos implementar o reforço adequado na área crítica.

MODELAGEM CAD (COMPUTER-AIDED DESIGN) DO DESIGN ORIGINAL

Com a elaboração de modelos CAD 3D detalhados no Design de suporte. Utilizando o software SolidWorks, incorporamos os parâmetros de design, incluindo especificações dimensionais. A modelagem CAD estabeleceu uma base precisa, assegurando a fidedignidade da geometria do design nas análises subsequentes.

Imagem 7 - Desenho Técnico do Design Original.



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

SIMULAÇÃO CAE (COMPUTER-AIDED ENGINEERING)

Realizamos simulações CAE para avaliar as tensões e deformações no Design do suporte sob diversas condições de carga. Durante a operação normal da esteira, consideramos um corredor com aproximadamente 100 kg correndo a 12 km/h como carga representativa. Utilizamos um relógio comparador na parte posterior do design para medir o deslocamento total. Com o software Ansys, determinamos as tensões atuantes na Design durante a corrida. A análise CAE identificará áreas de concentração de tensões e pontos críticos de falha. Esta etapa proporcionará insights essenciais, fundamentando a otimização do design e o aprimoramento da resistência estrutural.

Iniciamos as simulações com base nos resultados obtidos pelo relógio comparador, que indicaram um deslocamento total de 8 mm, sendo 4 mm positivo e 4 mm negativo. Para analisar as tensões atuantes na Design, foi realizada uma simulação estática do design original. Utilizou-

se o material Structural Steel, modelo padrão do software Ansys para o aço carbono 1020, cujas especificações técnicas são as seguintes:

Tabela 1 - Especificações técnicas Aço Structural Steel.

Resistencia Máxima a Tração	460 MPa
Resistencia ao Escoamento	250 MPa

Fonte: Software Ansys (2025).

Como substituto do aço carbono, foi selecionado o aço de alta resistência e baixa liga LNE 38. Para as simulações, utilizamos um material equivalente já disponível na biblioteca de materiais do Ansys, o YS355. De acordo com os parâmetros fornecidos pela ArmCo de aços de alta resistência e baixa liga, como a tensão de escoamento entre 380 MPa e a tensão máxima de tração entre 460 a 600 MPa, foi possível verificar que os dois materiais possuem propriedades equivalentes, garantindo a fidelidade dos resultados obtidos nas análises.

Tabela 2 - Especificações técnicas Aço YS355.

Resistencia Máxima a Tração	486,30 MPa
Resistencia ao Escoamento	390,20 MPa

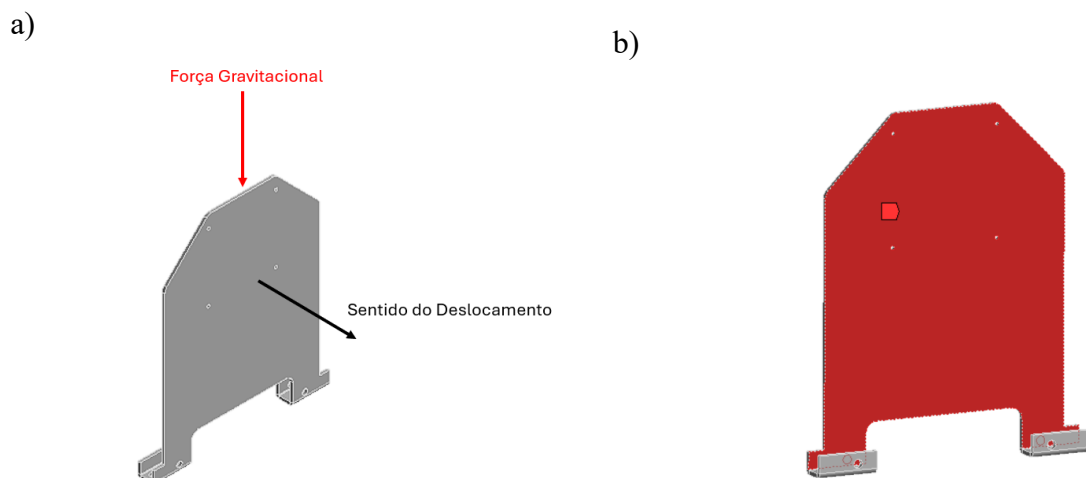
Fonte: Software Ansys (2025).

Para esta simulação e as subsequentes, a Design será fixada nos quatro furos que, no modelo real, são responsáveis por fixar a Design à estrutura da esteira. A malha será configurada com elementos de 6 mm, resultando em um total de 20.022 nós para a estrutura.

Para a fixação da chapa, foi aplicada uma restrição total nos graus de liberdade translacionais e rotacionais na face correspondente aos furos destinados aos parafusos. Dessa forma, foi possível representar de maneira consistente as condições de fixação da chapa, garantindo que a simulação seja realizada de forma coerente com a realidade.

Para reproduzir com maior precisão as condições reais, foi realizada a aplicação de uma carga distribuída na face da chapa com a massa de 6,925 kg, que seria correspondente a massa da tela que é fixada nesse componente. Essa abordagem permite que as simulações representem de forma mais fiel a realidade, considerando a influência da massa da tela nas vibrações da chapa.

Imagem 8 - Condições de contorno para simulação.



a) Sentido da força gravitacional e deslocamento da chapa; b) Face de aplicação da massa da tela na chapa;
Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

SIMULAÇÃO ESTÁTICA

Nas simulações estáticas, considerando as condições de contorno previamente estabelecidas, foram identificadas as regiões de maior concentração de tensões no Design original. Essas informações serviram de base para o desenvolvimento de um novo modelo, com foco no reforço estrutural das áreas críticas indicadas pela análise numérica. O objetivo principal é aumentar a rigidez estrutural da chapa, mitigando possíveis falhas por sobrecarga.

Adicionalmente, foi realizada uma simulação de fadiga utilizando os parâmetros obtidos na análise estática, adotando a configuração *Fully Reversed* para a carga cíclica. Posteriormente, os resultados da análise estática serão comparados com aqueles obtidos na simulação de fadiga, correlacionando-os com os dados provenientes da análise harmônica, a fim de avaliar as diferenças de comportamento estrutural sob diferentes condições de carregamento.

SIMULAÇÕES MODAL E HARMÔNICA

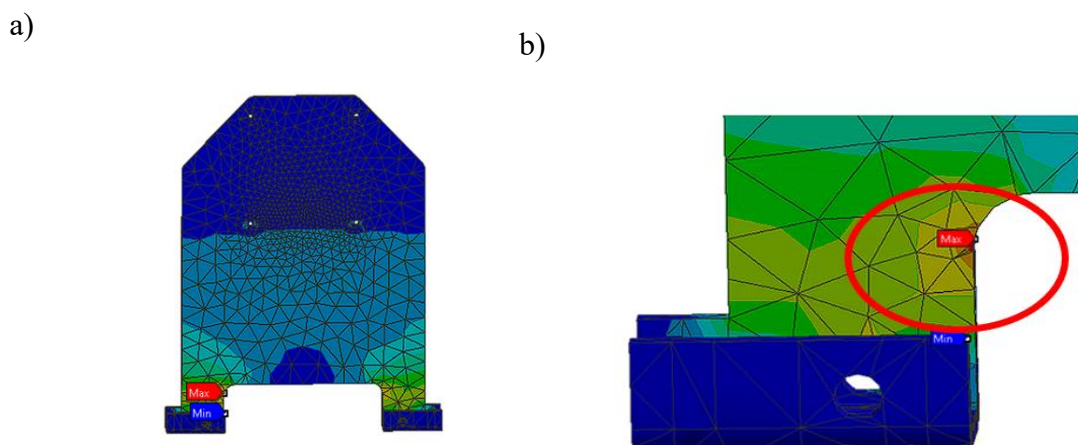
Análise modal foi empregada para identificar as frequências naturais e os modos de vibração do design. Essa etapa é crucial para evitar problemas de ressonância, que podem comprometer a integridade estrutural ou gerar ruídos indesejados durante a operação. A identificação dos modos de vibração permite direcionar melhorias no projeto para evitar que a Design opere em faixas críticas de frequência.

A análise harmônica foi utilizada para avaliar a resposta da chapa quando submetida a excitações periódicas. Essa análise fornece informações sobre deslocamentos, tensões e deformações geradas por cargas dinâmicas aplicadas em diferentes frequências. Com esses dados, é possível identificar regiões críticas que necessitam de reforço e garantir que a estrutura seja resistente a vibrações próximas às frequências naturais

RESULTADOS DA ANÁLISE ESTÁTICA

A imagem 9 apresentam os resultados das tensões resultantes e a identificação da região de maior concentração de tensão com o material original (*Structural Steel*) e com o material proposto (*YS355*), permitindo uma comparação do comportamento estrutural entre os dois materiais. Além disso, as análises consideram as diferenças nos resultados com e sem a massa da tela, possibilitando uma avaliação mais detalhada do impacto desse fator em ambos os materiais

Imagem 9 – Resultado da Análise Estática do Design Original.



a) Vista Frontal da Análise Estática; b) Região de maior concentração de tensão;

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 3 – Resultados da Análise Estático do Design Original

Modelo simulado	Material	Deslocamento total	Tensão Total
Design original com massa da tela	Material original	4 mm	128,58 MPa
Design original sem a massa da tela	Material original		128,1 MPa
Design Original com massa da tela	Material proposto		136,54 MPa
Design Original sem massa da tela	Material proposto		136,06 MPa

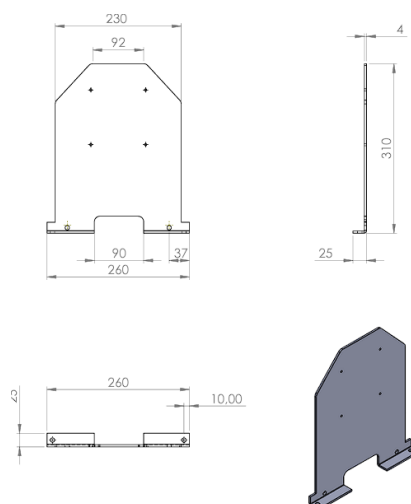
Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Com base nos dados da Tabela 3, foi possível identificar que, para ambos os modelos simulados, tanto utilizando o material original quanto o material proposto, a inclusão da massa da tela não apresentou um impacto significativo nos resultados. No modelo com o design original, a tensão máxima obtida com a consideração da massa da tela foi de 128,58 MPa, enquanto para o material proposto, esse valor foi de 136,54 Mpa.

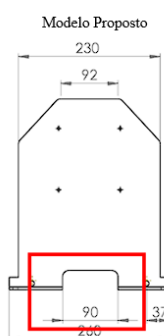
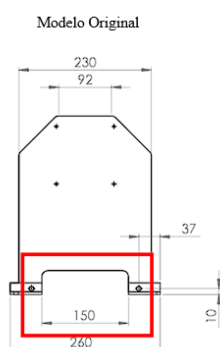
Com base nesses valores, foi possível obter dados para o desenvolvimento de um novo design, focado no reforço das regiões de maior concentração de tensão. O objetivo é aumentar a rigidez estrutural da chapa, de modo que, para um deslocamento de 4 mm, a tensão resultante seja maior. Isso indica que será necessário um maior nível de tensão para atingir o mesmo deslocamento, evidenciando uma melhoria na resistência da estrutura e na sua capacidade de suportar carregamentos sem deformações excessivas.

Imagem 10 - Modelo de Design Proposto.

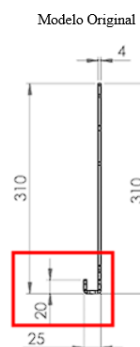
a)



b)



c)



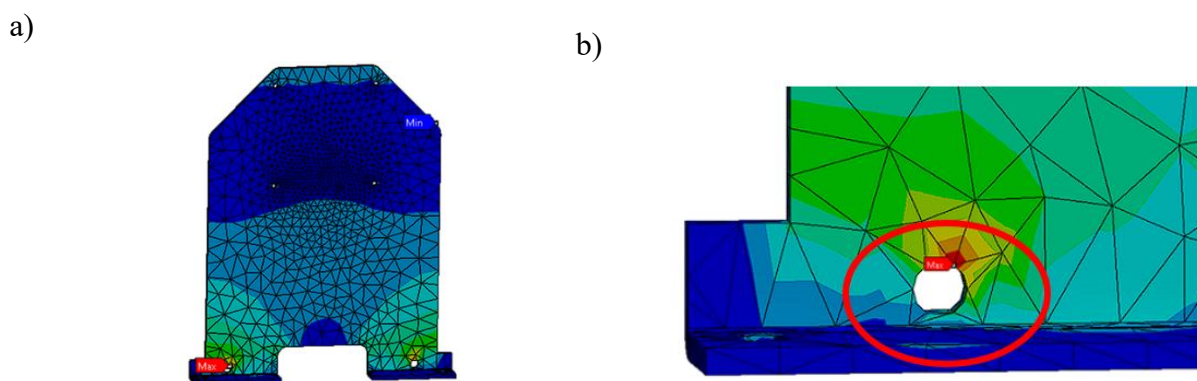
a) Desenho técnico do design proposto; b) Vista frontal comparativa do modelo original e proposto; c) Vista lateral comparativa do modelo original e proposto.

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

No design proposto, foram mantidas as dimensões de espessura, comprimento e largura da chapa. Para aumentar a rigidez estrutural, a base da chapa foi ampliada, conforme ilustrado na imagem 10 item b. Além disso, com base nos resultados das simulações estáticas, verificou-se que a flange em destaque não exerce um impacto significativo na integridade estrutural da peça. Dessa forma, optou-se por sua remoção, conforme apresentado na imagem 9 item c, resultando em uma otimização do design sem comprometer a resistência da estrutura.

Utilizando as mesmas condições de contorno aplicadas na simulação estática do design original, foram obtidos os seguintes resultados para o design proposto. A imagem 11 apresenta os resultados das tensões resultantes e a identificação das regiões de maior concentração de tensão para o material original e proposto.

Imagem 11 - Análise Estática do design Proposto.



a) Vista Frontal da Análise Estática; b) Região de maior concentração de tensão;

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 4 – Resultados da Análise Estático do Design Proposto.

Modelo simulado	Material	Deslocamento total	Tensão Total
Design Proposto com massa da tela	Material original	4 mm	208,16 MPa
Design proposto sem a massa da tela	Material original		136,45 MPa
Design proposto com massa da tela	Material proposto		221,12 MPa
Design proposto sem massa da tela	Material proposto		144,94 MPa

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

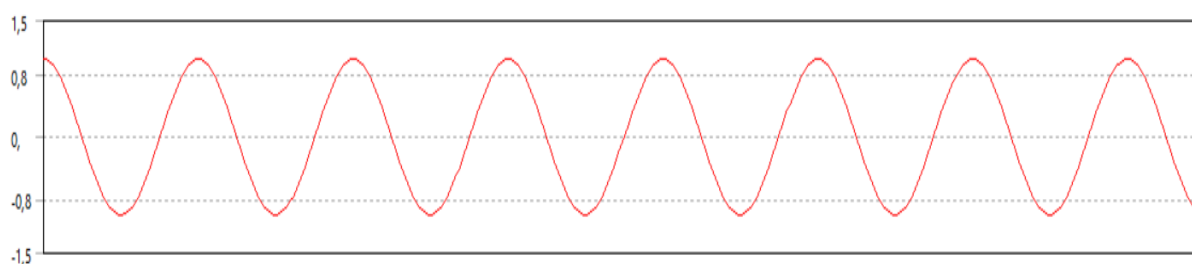
A partir da análise dos dados da Tabela 4, observa-se que, para ambos os materiais utilizados na simulação, houve uma melhoria em relação ao modelo original. No design proposto, a tensão total obtida foi de 208,16 MPa para o material original e 221,12 MPa para o material proposto, evidenciando um aumento na rigidez estrutural.

Além disso, nota-se que, em comparação com o modelo original, a influência da massa da tela no novo design foi mais significativa. No caso do material original, a tensão total considerando a massa da tela foi de 136,45 MPa, enquanto para o material proposto, sem a massa da tela, o valor obtido foi de 144,94 MPa. Esses resultados indicam que a nova configuração do design apresenta maior sensibilidade à presença da massa da tela, influenciando diretamente a distribuição das tensões na estrutura.

ANÁLISE DE FADIGA BASEADA NA SIMULAÇÃO ESTÁTICA

Nesta análise, o Fully Reversed é a condição que determina que o deslocamento cíclico aplicado no modelo está entre 1 e -1, ou seja, irá ciclar de +4 mm a -4 mm.

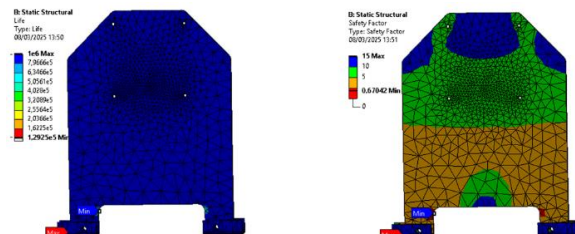
Imagem 12 - Gráfico cíclico Fully Reversed.



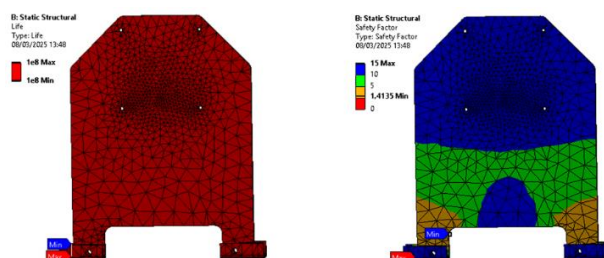
Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

A imagens 13 a 16 apresentam a vida útil do design original e proposto utilizando ambos os materiais para realizar a comparação da vida útil de ambos.

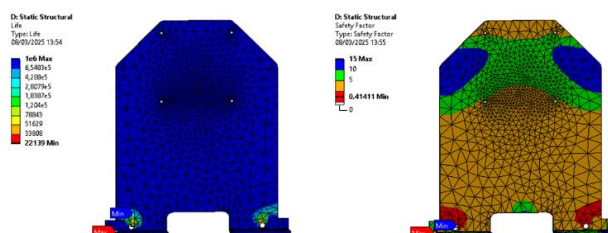
a)



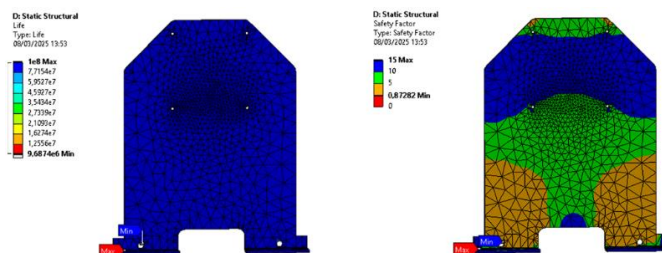
b)



c)



d)



a) Análise Fadiga pela Simulação Estática do Modelo Original e Material Original; b) Análise Fadiga pela Simulação Estática do Modelo Original e Material Proposto; c) Análise Fadiga pela Simulação Estática do Modelo proposto e Material Original; d) Análise Fadiga pela Simulação Estática do Modelo proposto e Material Original.

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 5 – Resultados de Fadiga pela Simulação Estática.

Modelo simulado	Material	Movimento Cíclico	Vida Útil	Fator de segurança
Design Original	Material original	+4 mm a -4 mm	$1,2925 \times 10^3$ ciclos	0,67
Design Original	Material proposto		1×10^8 ciclos	1,41
Design proposto	Material original		22139 ciclos	0,41
Design proposto	Material proposto		$9, \times 10^6$ ciclos	0,87

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

A partir da análise dos dados da Tabela 5, observa-se que o material proposto apresentou uma maior vida útil em ambos os designs. No design original, a vida útil atingiu $1,8 \times 10^8$ ciclos, enquanto no design proposto, foi de $9,6847 \times 10^6$ ciclos.

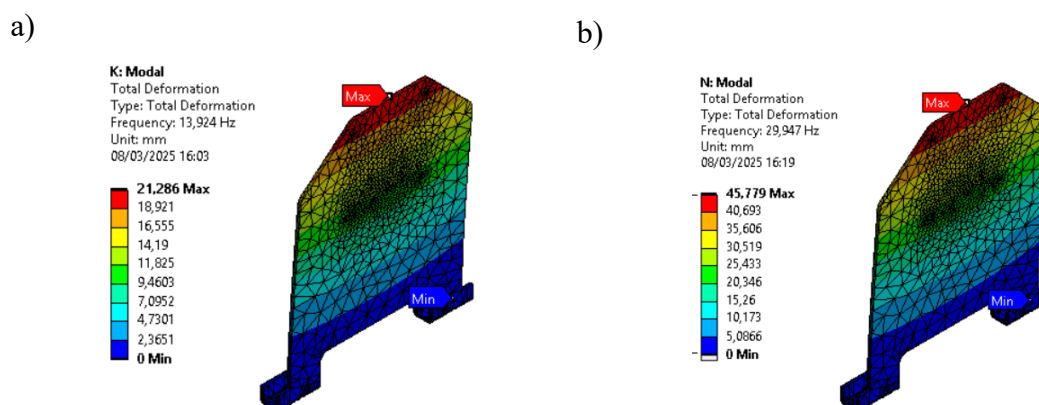
Entretanto, ao comparar os dois modelos de design, verificou-se que, para o movimento cíclico de +4 mm e -4 mm, o design original obteve um melhor fator de segurança em relação ao design proposto. Esse resultado sugere que, apesar das melhorias estruturais implementadas, o novo design pode estar mais suscetível à fadiga.

RESULTADOS DA ANÁLISE MODAL

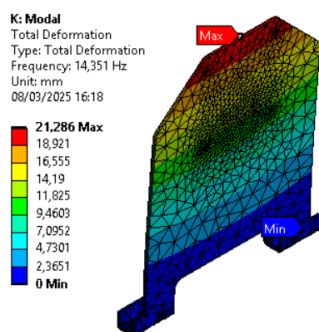
As imagens a seguir apresentam as frequências naturais do design original com e sem a massa da tela, mostram as frequências naturais. Como o sistema possui apenas dois graus de liberdade, a avaliação será focada no primeiro modo de vibração, que corresponde ao deslocamento da chapa metálica quando submetida à excitação.

Essa comparação possibilita a análise do impacto da massa da tela na resposta modal da estrutura, auxiliando na identificação de possíveis alterações no comportamento dinâmico do componente e na compreensão de como essa massa influencia a rigidez e a frequência natural do sistema.

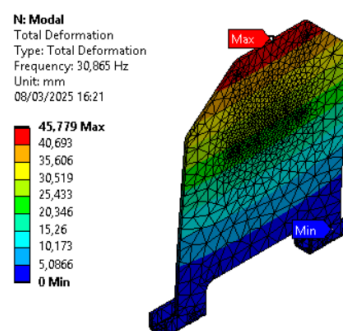
Imagem 13 - Análise Modal do modelo Original.



c)



d)



a) Análise Design Original com Massa da tela com Material Original; b) Análise Design Original sem a Massa da tela com Material Original; c) Análise Design Original com Massa da tela com Material Proposto; d) Análise Design Original sem Massa da tela com Material Proposto.

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 6 – Resultados da Análise Modal do Design Original.

Modelo simulado	Material	Frequência natural	Deslocamento total
Design Original com a massa da tela	Material original	13,924 Hz	21,286 mm
Design Original sem a massa da tela	Material original	29,947 Hz	45,779 mm
Design Original com a massa da tela	Material proposto	14,351 Hz	21,286 mm
Design Original sem a massa da tela	Material proposto	30,865 Hz	45,779 mm

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

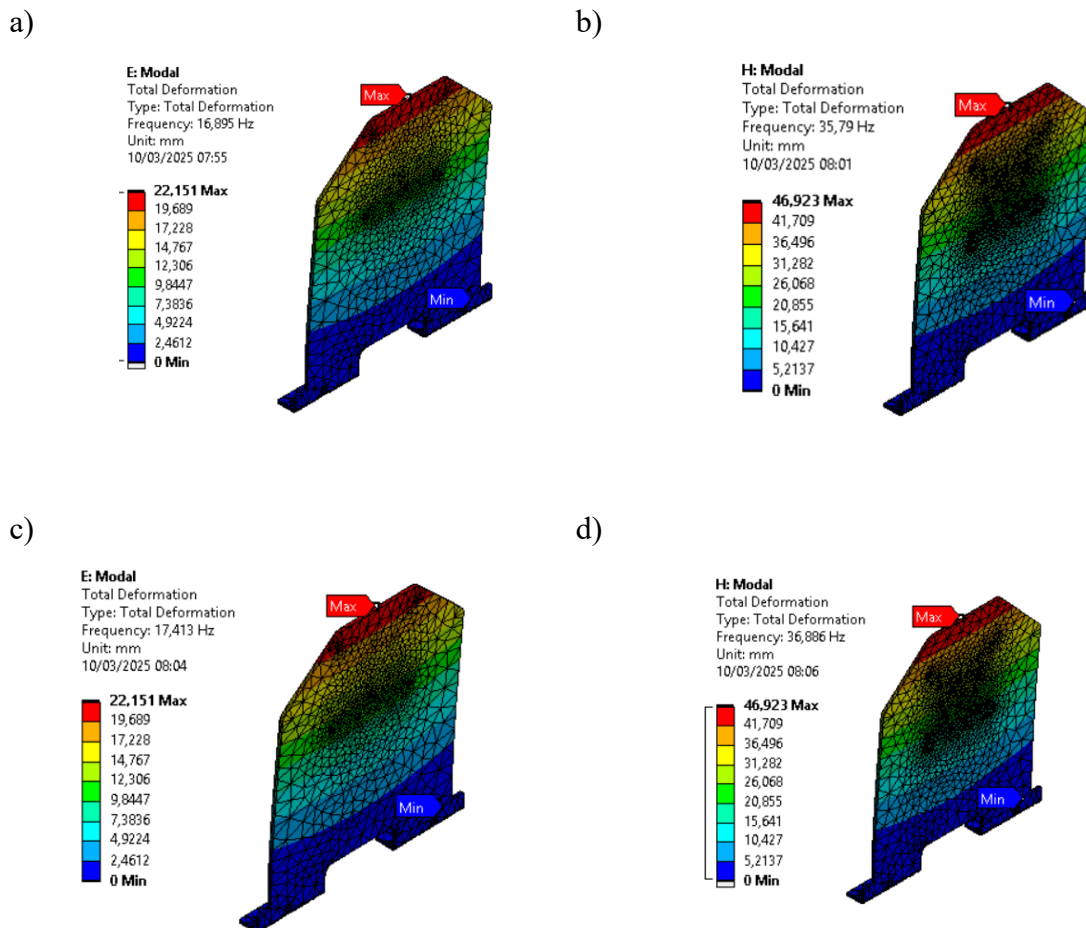
A Tabela 6 apresenta os valores das frequências naturais do design original, evidenciando o impacto significativo da massa da tela nesses resultados. Observa-se que a presença da massa da tela resulta em um aumento expressivo na frequência natural em comparação com o modelo sem a massa da tela, tanto para o material original quanto para o material proposto.

Além disso, verifica-se que o material proposto apresentou uma frequência natural superior em relação ao material original, indicando um aumento na rigidez estrutural do componente.

A imagem 18 apresenta os resultados da análise modal do design proposto, considerando os cenários com e sem a influência da massa da tela. Com esses valores, será possível realizar uma comparação direta com as frequências naturais obtidas para o modelo original e,

posteriormente, analisar as diferenças em relação ao design proposto. Essa comparação permitirá avaliar o impacto das modificações estruturais na resposta dinâmica do componente.

Imagem 14 - Análise Modal Design Proposto.



a) Análise Design Proposto com Massa da tela com Material Original; b) Análise Design Proposto sem a Massa da tela com Material Original; c) Análise Design Proposto com Massa da tela com Material Proposto; d) Análise Design Proposto sem Massa da tela com Material Proposto.

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 7 – Resultados da Análise Modal do Design Proposto.

Modelo simulado	Material	Frequência natural	Deslocamento total
Design Proposto com a massa da tela	Material original	16,895 Hz	22,151 mm
Design proposto sem a massa da tela	Material original	35,79 Hz	46,923 mm
Design proposto com a massa da tela	Material proposto	17,413 Hz	22,151 mm
Design proposto sem a massa da tela	Material proposto	36,923 Hz	46,923 mm

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Com base nos valores da Tabela 7, observa-se que o design proposto apresentou uma melhoria na rigidez estrutural em relação ao design original. No entanto, ao comparar os resultados entre o material original e o material proposto, verifica-se que não houve uma melhoria significativa nos valores de frequência natural e deslocamento, uma vez que ambos os materiais apresentaram resultados muito próximos. Isso sugere que, apesar das alterações no design, a escolha do material não teve um impacto expressivo na resposta modal da estrutura

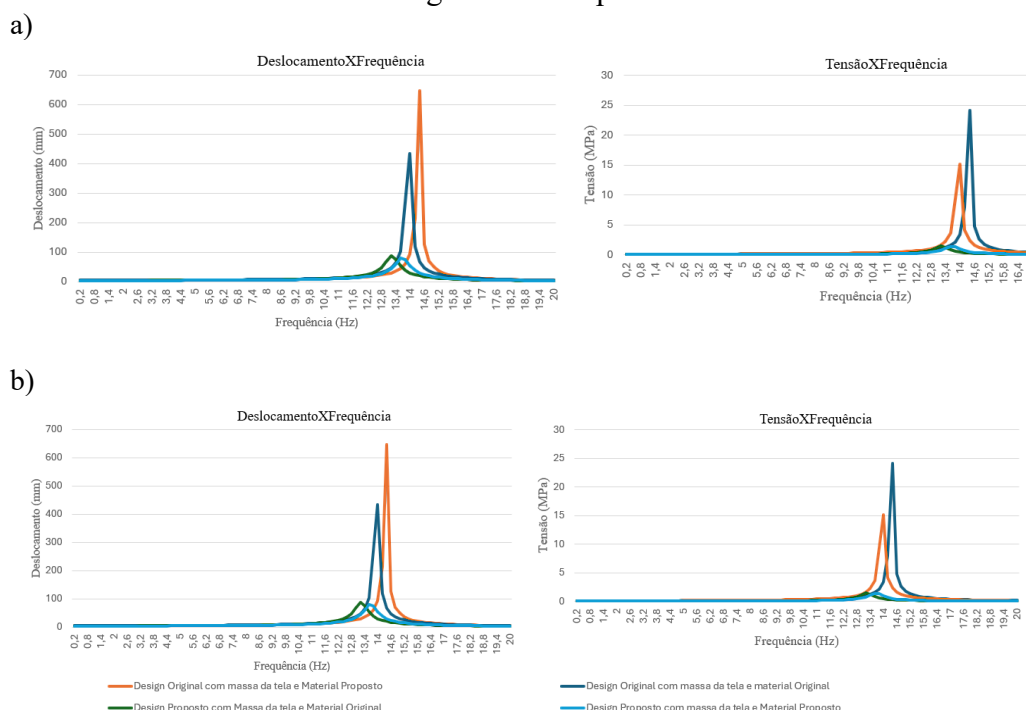
RESULTADOS DA ANÁLISE HARMÔNICA

Utilizando a frequência natural obtida no primeiro modo de vibração de cada análise, foi realizada a análise harmônica, permitindo a obtenção de dados sobre a resposta dinâmica da tela. A partir dessa análise, foram determinados os valores da amplitude de tensão (MPa) e da amplitude de deslocamento em diferentes frequências.

Com esses resultados, foi possível identificar a frequência específica na qual o modelo atinge uma amplitude de deslocamento de 8 mm, valor correspondente ao deslocamento total do sistema estudado.

A imagem 15 apresenta o gráfico resultante das análises harmônicas do design original e proposto, considerando os cenários com e sem influência da massa da tela.

Imagem 15 - Resposta Harmônica.



a) Resposta harmônica com influência da massa da tela; b) Resposta harmônica sem influência da massa da tela.

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 8 – Resultados da Resposta Harmônica com a massa da tela.

Modelo simulado	Material	Frequência	Deslocamento	Tensão
Design Original com a massa da tela	Material original	8,8 Hz	8,0229 mm	0,26587 MPa
Design Original com a massa da tela	Material proposto	9,6 Hz	8,1981 mm	0,28993 MPa
Design Proposto com a massa da tela	Material original	12,76 Hz	8,2175 mm	0,13293 MPa
Design proposto com a massa da tela	Material proposto	13,48 Hz	8,2801 mm	0,14273 MPa

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 9 – Resultados da Resposta Harmônica sem a massa da tela.

Modelo simulado	Material	Frequência	Deslocamento	Tensão
Design Original sem a massa da tela	Material original	30,8 Hz	0,10209 mm	3,5866e-003 MPa
Design Original sem a massa da tela	Material proposto	31,5 Hz	0,13355 mm	4,9761e-003 MPa
Design proposto sem a massa da tela	Material original	36 Hz	0,16612 mm	2,7303e-003 MPa
Design proposto sem a massa da tela	Material proposto	36,8 Hz	0,3935 mm	6,8694e-003 MPa

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

A partir dos valores apresentados na Tabela 8 e 9, observa-se novamente o impacto significativo da massa da tela na frequência necessária para que a chapa atinja um deslocamento de 8 mm. Verifica-se que, na ausência da massa da tela, a chapa não alcança esse deslocamento, evidenciando a influência dessa massa na resposta dinâmica do sistema e no comportamento estrutural do modelo sob excitação harmônica.

Além disso, nota-se que a substituição do material original pelo material proposto resultou em uma pequena melhoria na frequência necessária para o deslocamento de 8 mm, indicando um leve aumento na rigidez estrutural do modelo.

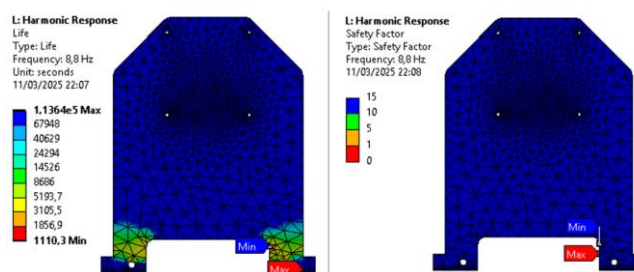
De acordo com os valores apresentados na Tabela 9, observa-se que o design proposto apresentou uma melhoria significativa na rigidez estrutural, tanto ao utilizar o material original quanto o material proposto, quando comparado ao modelo original.

ANÁLISE FADIGA PELOS RESULTADOS DA ANÁLISE HARMÔNICA

As imagens 25 a 26 apresentam os resultados da análise de fadiga, baseados nos dados obtidos na análise harmônica. Observa-se que, sem a influência da massa da tela, a chapa não atingiria o deslocamento de 8 mm.

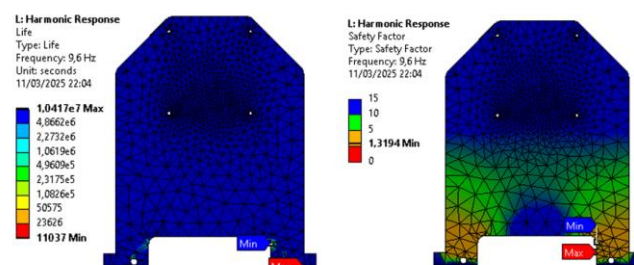
Dessa forma, para a análise de fadiga, foram considerados apenas os modelos que incluem a massa da tela, garantindo que os resultados reflitam o comportamento real da estrutura sob as condições de carregamento cíclico estudadas.

Imagem 16 - Análise De Fadiga Pela Simulação Harmônica Do Design Original (Material Original).



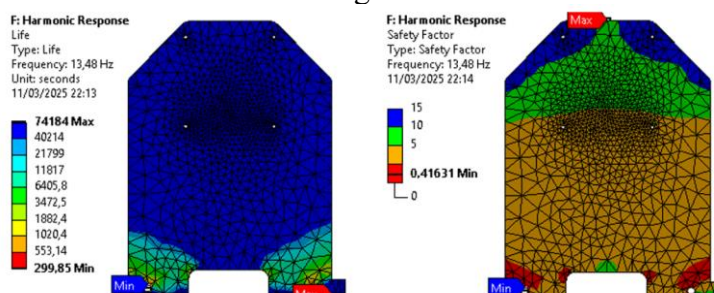
Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Imagem 17 - Análise Fadiga Pela Simulação Harmônica Do Design Original (Material Proposto).



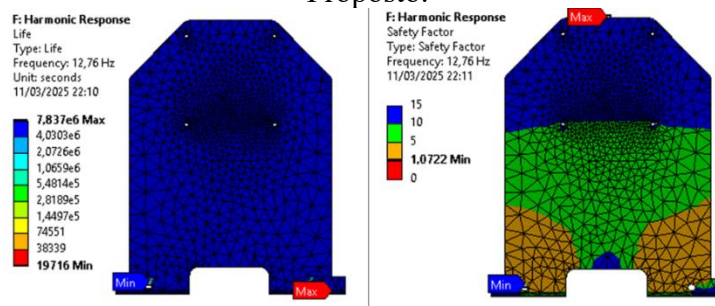
Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Imagem 18 - Análise de Fadiga pela Simulação Harmônica Design Proposto com Material Original.



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Imagem 19 - Análise De Fadiga Pela Simulação Harmônica Design Proposto Com Material Proposto.



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 10 – Resultados da Análise de Fadiga pela Resposta Harmônica.

Modelo simulado	Material	Frequência	Fator de segurança
Design Original	Material original	8,8 Hz	15
Design Original	Material proposto	9,6 Hz	1,3194
Design proposto	Material original	13,48 Hz	0,41
Design proposto	Material proposto	12,76 Hz	1,0722

Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

A Tabela 10 mostra que o design original apresenta o maior fator de segurança entre todos os modelos simulados. Além disso, observa-se que o design proposto com o material original resultou em um fator de segurança de 0,41, um valor extremamente baixo, tornando sua aplicação inviável devido ao risco de falha estrutural.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente estudo demonstrou a importância da integração das ferramentas CAD e CAE na análise e otimização estrutural do suporte de telas em esteiras ergométricas. Através das simulações estáticas, modais, harmônicas e de fadiga, foi possível avaliar o comportamento da estrutura sob diferentes condições de carga e identificar melhorias no design para aumentar sua rigidez e resistência.

Na análise estática, verificou-se que o design original, com o material Structural Steel, apresentou uma tensão máxima de 128,58 MPa com a massa da tela e 128,1 MPa sem a massa da tela. Com a substituição pelo material YS355, esses valores aumentaram para 136,54 MPa e 136,06 MPa, respectivamente. No design proposto, a rigidez estrutural foi aumentada, resultando em uma tensão total de 208,16 MPa (material original) e 221,12 MPa (material YS355), indicando uma redistribuição das tensões que impactou a resistência da estrutura.

A análise modal mostrou que a presença da massa da tela reduziu a frequência natural de 29,95 Hz para 13,92 Hz no design original e de 39,79 Hz para 16,89 Hz no design proposto, evidenciando o impacto significativo da massa na resposta dinâmica da estrutura.

Na análise harmônica, identificou-se que, no design original, a frequência necessária para atingir um deslocamento de 8 mm foi de 8,8 Hz para o material original e 9,6 Hz para o material YS355. Já no design proposto, esses valores foram 12,76 Hz (material original) e 13,48 Hz (material YS355), demonstrando um aumento na rigidez estrutural.

Por fim, a análise de fadiga indicou que o design original com o material YS355 apresentou a maior vida útil ($1,8 \times 10^8$ ciclos), enquanto o design proposto com o material original teve apenas 22.139 ciclos, resultando em um fator de segurança de 0,41, o que inviabiliza sua aplicação devido ao alto risco de falha estrutural.

Os resultados evidenciam que a otimização geométrica trouxe ganhos estruturais significativos, especialmente na rigidez e resistência à tensão. No entanto, a resistência à fadiga do design proposto precisa ser reavaliada para garantir sua viabilidade em aplicações de longo prazo. Como continuidade do estudo, recomenda-se explorar novos materiais e ajustes geométricos, de forma a equilibrar a rigidez estrutural, a vida útil e o fator de segurança do suporte.

REFERÊNCIAS

HERRERA, Silvia. Venda de produtos "home fitness" dispara na pandemia. **Estadão**, 01 de maio de 2021, 10h27. Disponível em: <https://www.estadao.com.br/esportes/corrida-para-todos/venda-de-produtos-home-fitness-dispara-na-pandemia/>. Acesso em: 02 de dezembro de 2023.

PINHO, Márcio. Em crise, comércio vê vendas para ginástica em casa dispararem. **R7**, 02 de abril de 2020. Disponível em: <https://noticias.r7.com/economia/em-crise-comercio-ve-vendas-para-ginastica-em-casa-dispararem-29062022>. Acesso em: 02 de dezembro de 2023.

PELISSER, C.; CAPELETTO, A. .; MARTINI, J.; BET, F. J.; HOELSCHER, F. F.; MUNER ZILIO, D. CAD/CAE/CAM aplicados ao layout, design e modelagem industrial: uma revisão. **Revista e-TECH: Tecnologias para Competitividade Industrial** - ISSN - 1983-1838, [S. l.], v. 14, n. 1, 2021. DOI: 10.18624/etech.v14i1.1143. Disponível em: <https://etech.sc.senai.br/revista-cientifica/article/view/1143>. Acesso em: 02 dez. 2023.

SANT ANNA, Jose Paulo. **CAE, CAD e CAM: Softwares garantem eficiência no desenvolvimento das peças**. Plásticos Moderno, 30 de novembro de 2008. Disponível em: <https://www.plastico.com.br/cae-cad-cam-sofware-garantem-eficiencia-no-desenvolvimento-das-pecas/>. Acesso em: 02 dez. 2023.

JUNG, Frieder. **A Evolução na Engenharia de Desenho**. E3 Series Centers [online], Disponível em: <https://www.e3seriescenters.com/pt/blog-engenharia-eletrica-moderna/a-verdadeira-evolu%C3%A7%C3%A3o-da-engenharia>. Acesso em: 09 dez. 2023.

DAMOULIS, Gleiton Luiz. **Análise do processo de conformação de Designs utilizando simulação computacional e engenharia reversa como ferramentas integradas no desenvolvimento e construção de estampas automotivos**. 2010. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica de Projeto de Fabricação) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010. doi:10.11606/T.3.2011.tde-10012011-110510. Acesso em: 2023-12-09.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Person Education do Brasil, 2008.

COSTA, Rogério Gondim; FERNANDES, Antonio de Padua Lima; LIMA, Bruno Rodrigues; GONCALVES, Carla Maria Montanari; PAULA, Edmar Mendes de; GONÇALVES, Giselle Aline dos Santos; ALVES, Ítalo Colins; GONCALVES DE OLIVEIRA, Raquel Kenya Ferreira. **Vibrações Mecânicas**. Londrina: Editora Científica, 2023. Disponível em: <https://repositorio.pgsscogna.com.br/bitstream/123456789/52490/1/Vibra%C3%A7%C3%B5es%20Mec%C3%A2nicas.pdf>. Acesso em: 4 mar. 2025

RIPPER NETO, Arthur Palmeira. **Vibrações mecânicas**. Rio de Janeiro: E-Papers, 2007.

VALE, Alan R. M. do; SOEIRO, Newton S.; ALVES, Erlison C.; MARINHO, Fábio L. C.; SILVA, José A. B. da. **Redução de Vibração em Design e Viga Metálicas Através de Absorvedores Dinâmicos Não-Amortecidos**. XII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, Ilha Solteira - SP, 22 a 26 de agosto de 2005.

ARMCO. Aços de Alta Resistência e Baixa Liga – Especificações Técnicas NBR 14965:2017. São Paulo: Armco, 2023. Disponível em: <https://www.armco.com.br/wp-content/uploads/2023/10/Especificacao-tecnica-Alta-Resistencia-e-baixa-liga.pdf>. Acesso em: 03 dez. 2024.