



ANÁLISE ESTRUTURAL DO CHASSI DE VENTILADOR PARA BARRACAS

SCHMITZ JUNIOR, José[1]

ROSA, Fabíola da Silva[2]

RESUMO: O artigo traz a análise estrutural de um chassi, composto inteiramente de ABS injetado, para um ventilador de barracas, que foi projetado de forma empírica para o curso de Design Industrial, sem fazer um dimensionamento estrutural prévio. Após um levantamento detalhado dos carregamentos envolvidos na operação, o modelo tridimensional é submetido a simulações computacionais para verificar as tensões decorrentes. Seguindo as literaturas de referência, define-se o fator de segurança, assim como a tensão admissível para o funcionamento seguro do chassi. O resultado desta análise mostra falhas estruturais no projeto original e possibilidades de otimização. Para tanto, cada situação é analisada individualmente e recebe uma proposta de solução, com um pré dimensionamento que serve de base para novas simulações. Por fim, as propostas permitem a redução do peso da matéria prima, eliminam concentrações de tensão que poderiam iniciar a propagação de fraturas e mantém a operação segura, com um fator de segurança sempre maior do que está definido em projeto.

Palavras - chave: Análise estrutural. Tensão admissível. Pré dimensionamento. Remodelamento.

ABSTRACT: This article brings a structural analysis of one rigid body, composed entirely by ABS, building a fan to shelter, developed on an empirical design, for the Industrial Design course, without a preview structural design. After detailing all the load imposed in its operation, the original tridimensional model is submitted to computational simulations to verify the tensions involved. According to the reference literature, the security factor is defined, as well as the minimum yield stress to a safe body operation. The result of this analysis shows structural failure on the original design and possibilities to optimize it. Therefore, each situation is individually analyzed and receives its own solutions purpose, with a pre-design that is the beginning point for new simulations. Finally, the purposes allow the raw material weight reduction, deny stress concentrations that could start a fracture propagation and still safe the operation, with the security factor always higher than the design definitions

Key words: Structural analysis. Minimum yield stress. Pre design. Model improvement.

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento do projeto de máquinas requer alguns cuidados para que se obtenha sucesso. Norton (2013) diz que é importante “definir forma, dimensões e materiais [...], de modo que ela não falhe em virtude do carregamento e das condições ambientais esperadas em operação”, e reforça que se não é possível prever as cargas externas, deve-se realizar testes reais para obter as informações.

Desta forma é muito importante entender que tipos de esforço o produto está sujeito, para então, prever respostas estruturais que mantenham o produto seguro e economicamente viável. Oliveira (2017) comparou duas estruturas que pretendia usar em seu projeto, e entendeu que “Ao analisar o dimensionamento final,

[1] José Schmitz Junior, graduando do curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário UNISUL, jose.schmitz@hotmail.com

[2] Fabiola da Silva Rosa, Mestre, Orientadora, Professora do curso de Engenharia mecânica do Centro Universitário UNISUL, engfabiolarosa@gmail.com

chega-se à conclusão de que [...] a porcentagem de economia entre as tipologias 2 e 3 é de 56%”. Para este entendimento, ele se baseou na norma NBR 8800/1986, através de um artigo publicado pelo Instituto Brasileiro de Siderurgia/Centro Brasileiro da Construção em Aço (IBS/CBCA 2004) e mesmo assim, muitos projetos não são dimensionados e utilizam apenas métodos empíricos para o projetar.

De acordo com pesquisa divulgada pelo INEP - Instituto Nacional de Estudos e Pesquisas - (INEP 2020), no ano de 2020 aproximadamente 155 mil brasileiros apresentaram monografias na área de “Engenharia, produção e construção”. Adiciona-se a esse contexto a percepção de que alguns projetos realizados não chegam ao nível de detalhamento do cálculo estrutural, uma vez que para cursos como o Design, a ênfase está nas dinâmicas de consumo. Dendasck (2021) afirma que todo assunto abordado em uma monografia “deve ser aprofundado em diversos outros contextos, pois o conhecimento nunca pode ser esgotado, sendo necessário para que a sociedade continue a evoluir”, e que existem oportunidades de melhorias em projetos de graduação realizados.

Assim a escolha da pesquisa desenvolvida por Schmitz Junior (2008), para o curso de Design Industrial da Univali de Balneário Camboriú, foi base para este artigo. Essa pesquisa resultou em um “equipamento próprio para melhorar o conforto térmico de barracas”, (Schmitz Junior 2008), que se trata de um ventilador para barracas. Entretanto, não apresentou dimensionamento estrutural, possibilitando uma evolução do estudo, como sugerido por Dendasck (2021).

Norton (2013) adverte que “Se a ‘máquina’ em questão não possuir peças móveis, a tarefa de projetar torna-se muito mais simples, pois requer somente uma análise estática das forças”. Como a pesquisa desenvolvida por Schmitz Junior (2008) resultou em um chassi, que se acopla a um modelo de ventilador específico, não é necessário dimensionar as partes girantes do mesmo, apenas a estrutura.

O objetivo geral deste artigo é analisar se a estrutura desenvolvida, atende às exigências dos carregamentos as quais o chassi está sujeito através de cálculos e simulações computacionais e propondo alterações, se necessárias, para otimizar o produto apresentado.

Outro objetivos específicos do artigo inclui: 1 - Definir os carregamentos que atuam no produto, descrevendo quais são relevantes para a operação; 2 - Definir o fator de segurança adequado ao produto; 3 - Realizar análise estrutural do produto

proposto, através de simulação computacional com o software de modelagem tridimensional Solidworks e comparar seus resultados com o fator de segurança; 4 - Propor alterações no produto (geométricas, construtivas e produtivas), para otimizar os resultados.

1.1 SÍNTESE - PROJETO OX - VENTILADOR PARA BARRACAS

Para ambientar melhor a respeito da pesquisa, uma breve síntese da monografia de Schmitz Junior (2008) é apresentada a seguir, ressaltando os principais pontos de estudo desta análise.

Schmitz Junior (2008) seguiu uma metodologia de pesquisa dividida em três fases, desenvolvida por Santos (2005), onde a primeira fase é coleta de dados para embasar e justificar as escolhas de projeto. A segunda trata da concepção, onde foram geradas alternativas para solucionar conceitualmente o problema de pesquisa. Na terceira fase os conceitos gerados foram trabalhados em opções de produtos, refinando modelo, criando modelos para teste e protótipos funcionais.

Após realizar a pesquisa bibliográfica, entrevistou campistas que utilizavam barracas regularmente, e 84% dos entrevistados apresentaram queixas em relação ao calor, que poderia ser melhorado com algum tipo de equipamento, e assim, chegou ao conceito de um ventilador. Utilizando técnicas de criatividade o autor definiu que produto teria um formato orgânico, inspirado na natureza, neste caso o ovo. O produto seria fixado na barraca através de ímãs.

Foi adotado um ventilador da empresa Cooler Master com dimensões de Ø80 mm x 25 mm. Peso aproximado de 230 g. Vazão de 26 m³/s. Para a fabricação das peças plásticas do chassi foi escolhida a injeção de acrilonitrila-butadieno-estireno (ABS) por suas propriedades mecânicas, além de ser um material reciclável.

Em relação a usabilidade, o produto funciona como um exaustor, exaurindo o ar da barraca. Ele é dividido em duas peças, sendo que uma fica por dentro e outra por fora da barraca, presas entre si por ímãs de neodímio sobre a tela. O ventilador conta com um botão Liga/Desliga no topo da peça interna. A tampa odorizadora é encaixada no corpo mas permite remoção. Para carregar a bateria, interna ao produto, é necessário remover a uma tampa e acoplar o cabo de alimentação. O peso estimado do produto é de 340 g. Ao final, é necessário separar as duas peças

presas pelo imã de neodímio com força tabelada de 28,5 N para remover o produto da barraca.

O produto final é mostrado abaixo na Figura 1, e deve ser acoplado na saída de ar na parte superior da barraca, fazendo a troca do ar quente acumulado nesta região por ar frio que entra de forma forçada pelas aberturas inferiores.

Figura 1 - Imagem do produto em análise.



Fonte: Schmitz Junior (2008).

2 MATERIAIS E MÉTODOS

Para este artigo foi utilizado a monografia publicada por Schmitz Junior (2008) como entrada de dados para a execução das análises. Foram escolhidas bibliografias clássicas como fonte primária de informação, entre elas as obras: Projeto de Máquinas - Uma abordagem integrada de Norton (2013), para os conceitos de análise estrutural, esforços e tensões; Ciência e engenharia de materiais - Uma introdução de Callister (2001 - 2014) para a avaliação dos materiais e processos de fabricação. *Materials Engineering, Science, Processing and Design* de Ashby (2007) para a análise do ABS. Outras bibliografias foram utilizadas como fonte secundária para subsidiar as fontes primárias.

Para modelagem do produto e simulações de análise estrutural das tensões será utilizado o software de modelagem tridimensional e dimensionamento estrutural *Solidworks* 2020; Os relatórios serão refinados no App Google docs melhorando sua apresentação.

Os dados obtidos nos cálculos computacionais serão confrontados com a bibliografia, para checar se há pontos de melhoria no projeto. Esta fase da análise utiliza a própria definição já estabelecida para reiniciar o ciclo de métodos e bibliografias citadas anteriormente.

3 ANÁLISE ESTRUTURAL DO PRODUTO

O conceito do Comitê de Certificação de Engenharia e Tecnologia dos Estados Unidos (1982) sobre o que é engenharia define a parte que trata especificamente dos julgamentos necessários para adequar matematicamente os efeitos da natureza. :

”é a profissão na qual o conhecimento das ciências matemáticas e naturais, obtido através do estudo, experiência e prática, é aplicado com julgamento no desenvolvimento de novos meios de utilizar, economicamente, os materiais e forças da Natureza para o benefício da humanidade.”.(ABET 1982)

3.1 FORÇAS DE OPERAÇÃO

Quando Norton (2013) descreveu as “análises de primeira ordem”, deixou claro que não existe jeito certo de começar, e que estimativas são necessárias para que o projeto avance. No caso deste artigo já se conhece o produto final, com modelo 3D, possibilitando a aplicação das “equações apropriadas (modelo) para aplicar a determinado problema”, contudo ele ressalta que:

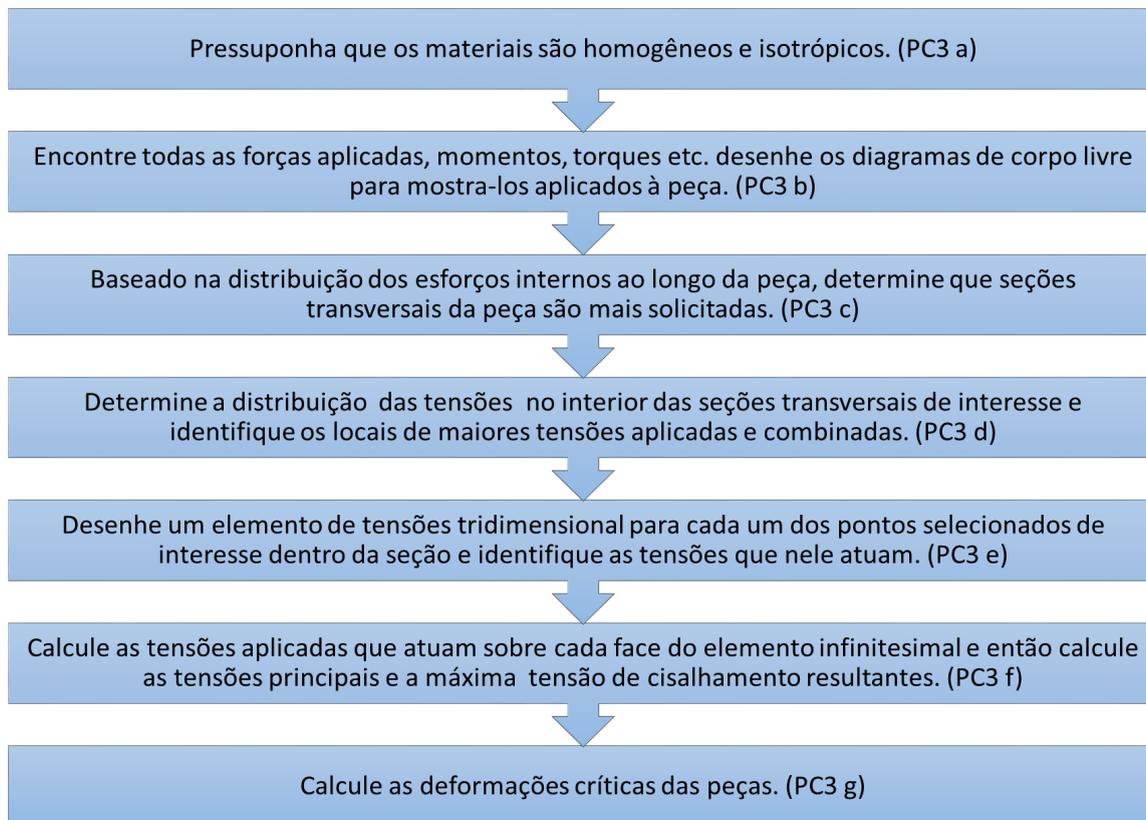
“Fazer uma análise completa das tensões em todos os infinitos pontos interiores à peça exigiria um tempo infinito de que obviamente não dispomos. Então, devemos selecionar inteligentemente poucas regiões para os cálculos, de tal forma que elas representem as piores situações”. (Norton 2013)

A monografia analisada, não apresentou nenhum tipo de cálculo estrutural e nem dados referentes aos carregamentos que o produto estaria sujeito. Apenas descreve a operação do produto, e assim surge a dúvida se o modelo desenvolvido atende aos esforços de operação de forma segura e econômica.

Para isso é necessário modelar o problema e determinar as condições de contorno como dito por Norton (2013) e só então utilizar os recursos de computação para calcular o método dos elementos finitos (MEF). Norton (2013) também apresenta um fluxograma de análise estática de tensões (Figura 2), no qual descreve cada etapa para a realização da análise estrutural, desde a aplicação das

forças até o cálculo das tensões críticas da peça. O relatório desta análise está disponível no Capítulo 3 deste artigo.

Figura 2 - Fluxograma de análise estática de tensões.



Fonte: Adaptado de Norton (2013)

3.1.1 Coeficiente de segurança

Um dos indicadores de sucesso do projeto é o coeficiente de segurança ou fator de segurança. Norton (2013) diz que “ele é tipicamente a razão entre duas quantidades que possuem as mesmas unidades”. Ao falar sobre razão de mesmas unidades, Norton(2013) está descrevendo uma taxa na qual quanto maior o resultado da operação, melhor a resistência do produto. Ele indica alguns exemplos de unidades para comparação, e entre elas foi escolhido o critério de tensão de ruptura que está representado pela Equação 1 abaixo:

$$\text{Fator de segurança } (N) = \text{Tensão de ruptura} / \text{Tensão de serviço} \quad (1)$$

Note que conhecendo as tensões máximas do material (tensão de ruptura), é possível definir as cargas que serão aplicadas para trabalho, calcular as tensões resultantes no chassi (tensão de serviço) para então determinar qual a segurança do objeto e garantir um resultado seguro durante a operação.

Com as indicações da tabela “fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança” de Norton (2013 p.19), que considera os materiais, as condições de uso e o modelo de tensões, aplicadas ao projeto de Schmitz Junior (2008), o fator de segurança adotado foi $N = 1,5$, o que significa dizer que o produto deverá resistir ao limite de ruptura e mais 50% a mais desta tensão.

3.1.2 Tensões

Quanto às tensões que podem ser encontradas num objeto, Norton (2013) as classifica em dois tipos básicos e predominantes:

“Há dois tipos de tensões aplicadas que interessam, tensão normal σ e tensão de cisalhamento τ . Ambas podem estar presentes no mesmo elemento infinitesimal de tensões, que combinadas criam um conjunto de tensões [...] essas tensões principais que precisamos calcular de modo a determinar a segurança do projeto”.(Norton 2013)

A ideia de tensão normal e tensão de cisalhamento, diz que os momentos fletores decompõem suas forças em tensões normais e acrescenta ainda que tensões de compressão podem resultar em flambagem. Para cisalhamento os principais carregamentos “são momento torçor, força cortante pura e força cortante na flexão” (Norton 2013). Exemplificando um pouco mais, o autor cita que vigas estão mais sujeitas a flexão, enquanto elementos de fixação trabalham em tração, e mancais estão sujeitas ao esmagamento.

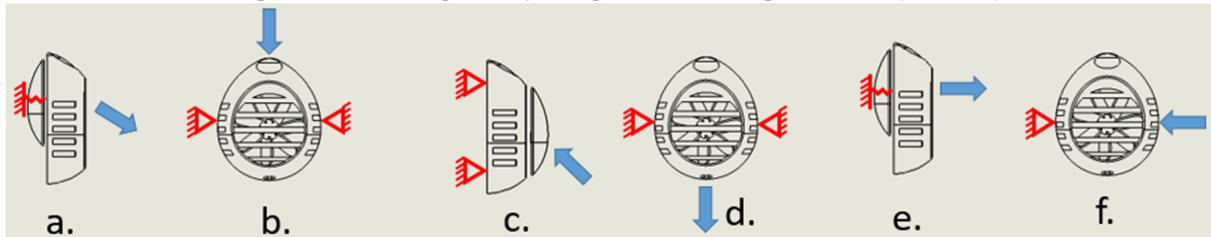
Para entender onde irá ocorrer a aplicação das forças, ou carregamentos, através da descrição de operação do produto, o Quadro 1 e a Figura 3 mostram uma relação do carregamento com a operação e a tensão causada.

Quadro 1 - Relação Operação X Carregamento (PC3 b).

Item	Operação	Carregamento
a	O peso (massa) estimado do produto é de 340 g	3,3 N
b	Pressionar o botão Liga/Desliga no topo da peça interna	267 N
c	Abrir a tampa do odorizador que é encaixada	267 N
d	Remoção da logo encaixada no plug e acoplamento do cabo de alimentação	267 N
e	Separação das duas peças presas pelo imã de neodímio 2,91 kg (atualizado conforme catálogo 2022)	28,5 N
f	Aperto durante a operação	267 N

Fonte: Autor.

Figura 3 - Relação Operação X Carregamento (PC3 b).



Fonte: Autor.

Norton (2013) sugere algumas simplificações de cálculo, portanto, alguns carregamentos serão desprezados e outros agrupados posteriormente (Figura 4) de forma a reduzir a quantidade de cálculos. Norton (2013) fala que uma mão humana pode gerar 267 N quando em alavanca, desta forma todos os carregamentos causados pelas mãos durante a operação receberam esta intensidade.

Por se tratar de peso próprio, o carregamento de 3,3 N do item a será incorporado ao carregamento do item e, que por sua vez imprime uma força de 28,5 N na tampa traseira da peça. O carregamento acumulado será de 31,8 N.

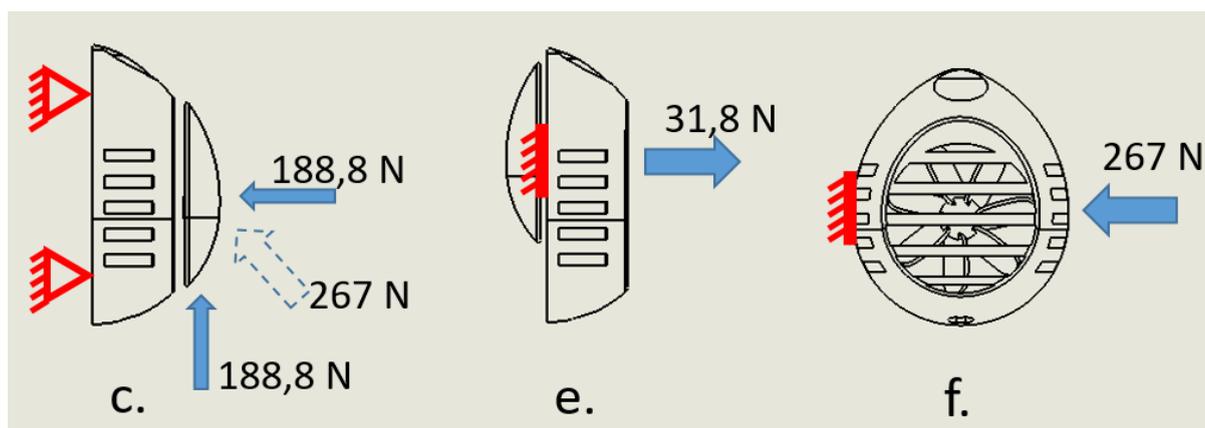
O carregamento apresentado no item c diz respeito a uma carga de compressão, causada pela mão humana durante a operação, logo esta carga deve ser considerada no dimensionamento do produto.

O carregamento do item f trata da pega do produto durante a operação, assim sempre que o usuário for manusear o equipamento, ele fará esta força, pressionando as laterais do produto, causando uma combinação de flexão e flambagem dos elementos estruturais.

Serão desprezados os carregamentos dos itens b e d, uma vez que as tensões resultantes após a decomposição de suas forças é de menor intensidade ou idêntica ao carregamento dos outros itens citados anteriormente.

É importante ressaltar que na Figura 3e a estrutura se apresenta hipoestática e portanto não está em equilíbrio, sendo necessário mais uma reação de apoio externa para fins de cálculos. Neste caso, a reação de apoio considerada era de segunda ordem ou rotulado, ou seja, ele permite a rotação da estrutura ao redor do ponto. Para manter a estrutura em equilíbrio será removido este grau de liberdade e substituído por engaste. O resultado final das simplificações pode ser visto abaixo na Figura 4.

Figura 4 - Carregamentos de análise.



Fonte: Autor.

3.2 MATERIAIS

Com a intenção de fabricar um produto reciclável e resistente ao ambiente desejado, Schmitz Junior (2008) optou por matérias primas provenientes de reciclagem optando por ABS, que segundo Callister (2014) faz parte dos materiais poliméricos, e ainda classifica o material como termoplástico, pois permite a fusão a temperaturas relativamente baixas e quando resfriado solidifica retornando ao seu estado anterior sem perder suas propriedades físicas. Enquanto ele está liquefeito permite ser moldado através de diversos processos de fabricação.

Segundo Ashby (2007) o ABS é um material de boa resistência física e de fácil moldagem, por esse motivo ele é utilizado em carcaças de ferramentas elétricas. Este tipo de material está amplamente difundido no mercado por possuir um limite de deflexão melhor que muitos metais, e também apresenta um gráfico do quociente de resistência à fratura pelo módulo de elasticidade, mostrando que o ABS só é menos resistente à fratura do que alguns compósitos e metais em geral.

Callister (2014) descreve a injeção como a melhor maneira para moldar os termoplásticos. Quando o material é fundido e se torna um líquido viscoso, ele pode ser empurrado a alta pressão através de um cilindro, assumindo o formato do molde que se deseja. Esta técnica é rápida durando em média 30 segundos por ciclo, permite repetição em larga escala e para o ABS, os refugos gerados durante o processo podem retornar ao início para fazer parte de peças futuras.

A deterioração do ABS geralmente está relacionada a altas temperaturas, exposição a líquidos ou reações devido a exposição ao sol. O principal problema

nesta aplicação seria a variação de temperatura. Callister (2014) diz que a variação repetitiva pode enfraquecer as ligações moleculares do ABS a ponto de causar deformação permanente ou microfissuras que podem aumentar durante a operação. No levantamento de Schmitz Junior (2008), barracas podem esquentar mais que o ambiente externo, chegando a temperaturas de 47 °C quando à sombra. Ashby (2007) indica que a temperatura de serviço para o ABS pode chegar a 92 °C, portanto nessas condições e sem exposição ao sol sua aplicação é viável.

Na curva de tensão vs. deformação do ABS é possível determinar quais as tensões de trabalho seguras para o objeto. Como citado, o coeficiente de segurança adotado é 1,5. Nos dados retirados da Ashby (2007) o limite de escoamento elástico é de 51 MPa. Ao aplicar os dados na Equação (1) obtém-se o Quadro 2 abaixo:

Quadro 2 - Aplicação do coeficiente de segurança.

Propriedade	Tensão de ruptura	Coeficiente de segurança (N)	Tensão admissível
Limite de escoamento elástico	51 MPa	1,5	34 MPa
Resistência à compressão	86 MPa		57 MPa
Resistência à tração	55 MPa		36 MPa

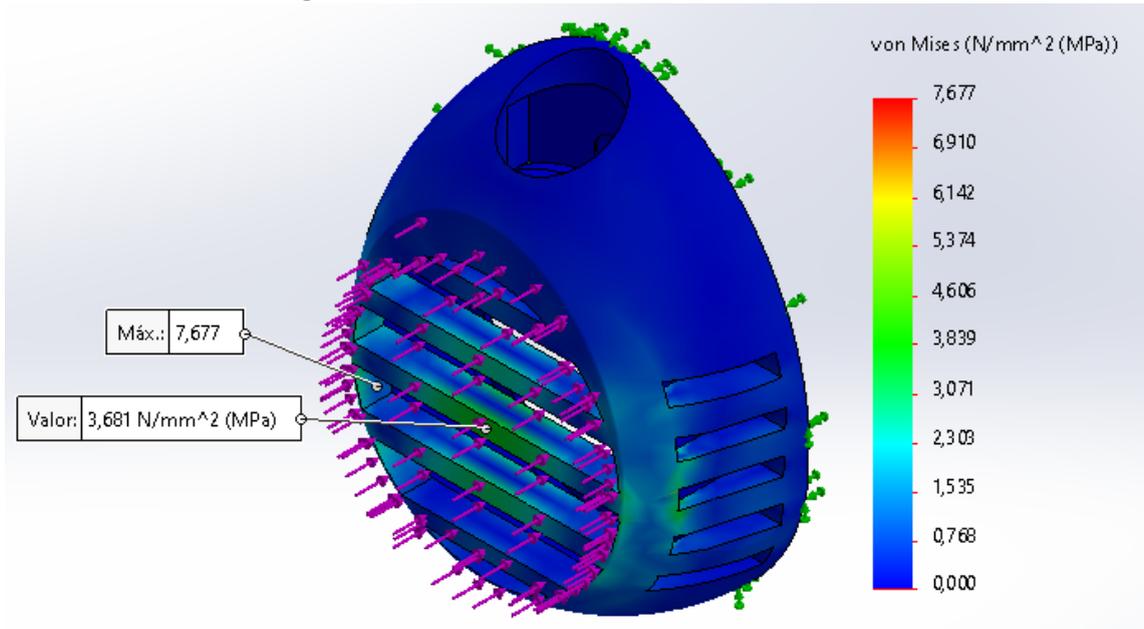
Fonte: Autor.

4 ANÁLISE ESTRUTURAL DO MODELO

Com as ferramentas de análise computacional de tensões vs. deformações do Solidworks, aplicando as cargas conforme o sistema equivalente, modelo mostrado na Figura 4 verificou-se as seguintes situações.

A análise de abertura da tampa superior, mostrado na Figura 4c foi dividida em duas, conforme as decomposições de forças nos eixos x e y. Foi definido que seria verificado os esforços de flexão causados pela aplicação da força perpendicular aos elementos estruturais, e assim, realizou-se apenas a análise do carregamento em X. Esta análise mostrou que as tensões máximas de flexão nos elementos estruturais ficaram em 7,7 MPa, como visto na Figura 5 abaixo, logo, também está adequada aos coeficientes de segurança definidos em projeto (ver Tabela 2).

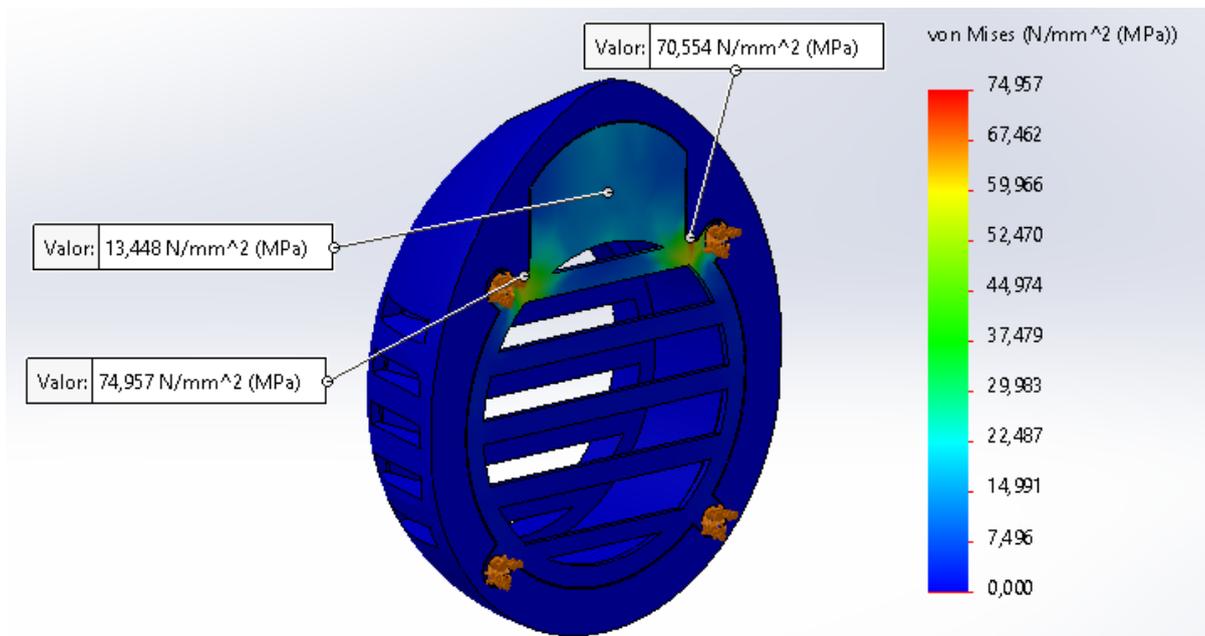
Figura 5 - Análise das tensões de abertura.



Fonte: Autor.

Para a análise da ação de separação do ímã, apresentado na Figura 4e, obteve-se como resultado tensões máximas de 74,9 MPa, mostrado abaixo na Figura 6. Estas tensões ficaram acima dos limites determinados para a tensão admissível da Tabela 2.

Figura 6 - Análise das tensões em função das forças de atração do ímã.

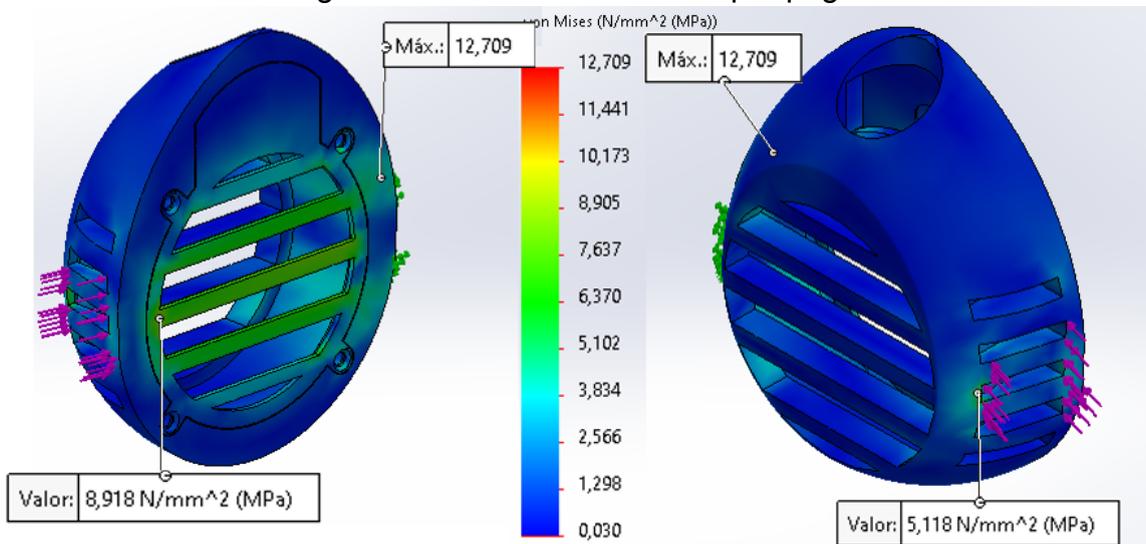


Fonte: Autor

Para analisar as pegas do produto durante a operação, foi realizada outra análise com o modelo de teste, com base na Figura 4f, onde os carregamentos

acontecem lateralmente à peça. Nesta simulação (Figura 7), as tensões limite ficaram em torno de 12,7 MPa, portanto adequado ao coeficiente da Tabela 2.

Figura 7 - Análise das tensões por pega.



Fonte: Autor.

4.1 ANÁLISE ESTRUTURAL DO MODELO ORIGINAL (2008)

De acordo com as análises realizadas, o produto reprova na operação de separação dos corpos com o ímã (Figura 6), onde a tensão alcançou 74,9 MPa, maior que as tensões nominais de tração e deformação elástica. Respeitando os critérios de “tensão segura”, definidos anteriormente, este carregamento falha e irá causar a provável ruptura da peça. O mais indicado para este caso é revisar os conceitos envolvidos, entender o que está causando esta tensão elevada. O capítulo 4.2 deste relatório trabalha as condições de contorno para alcançar um valor aceitável nas tensões de projeto.

Apesar dos demais carregamentos e tensões estarem adequados à proposta, todas as tensões máximas que foram calculadas nesta análise, estão próximas a “concentradores de tensão”. Nas Figuras 5 e 7 a tensão máxima ocorre numa aresta com canto vivo, e segundo Norton (2013) “nas mudanças na geometria a distribuição de tensão é não linear e maior em magnitude [...] e devem ser evitadas ou pelo menos minimizadas tanto quanto possível em um projeto”. Segundo ele, apesar de não ser prático, aliviar tais tensões traz muito benefício, uma vez que podem iniciar a propagação de trincas.

Mesmo identificando as tensões máximas nos pontos mais suscetíveis, as duas ficaram abaixo dos 34 MPa, então é possível ajustar estes parâmetros da peça a fim de alcançar resultados mais satisfatórios, aproximando o fator de segurança da peça, obtido nas simulações, do fator de segurança proposto pré dimensionamento do cálculo estrutural. Os capítulos 4.1 e 4.3 deste artigo, apresentam proposições para a redução de matéria prima mantendo a segurança durante a operação.

O Quadro 3 mostra a relação de coeficiente de segurança para cada uma das simulações, o valor destacado em vermelho representa o ponto frágil, que deve ser reforçado. Já os valores em preto mostram oportunidade de redução de material.

Quadro 3 - Cálculo do coeficiente de segurança real.

Análise	Tensão de ruptura	Tensão encontrada	Coeficiente de segurança (N)
Item c - Figura 5	51 MPa	7,7 MPa	6,6
Item e - Figura 6		74,9 MPa	0,7
Item f - Figura 7		12,7 MPa	4,0

Fonte: Autor.

5 OTIMIZAÇÃO DO PRODUTO

Visitando Norton (2013) ele diz que “o projetista pode escolher deixar a peça mais leve para reduzir as forças, sem comprometer excessivamente sua resistência”, e confrontando o coeficiente de segurança de 1,5, determinado na Tabela 2 com os coeficientes apresentados na Tabela 3, fica evidente a possibilidade de otimização do produto.

Abaixo serão apresentadas sugestões de otimização para cada uma das análises realizadas anteriormente, visando sempre aproximar o coeficiente de segurança das peças de 1,5 ou a tensão de deformação dos 34 MPa como sugerido na Tabela 2.

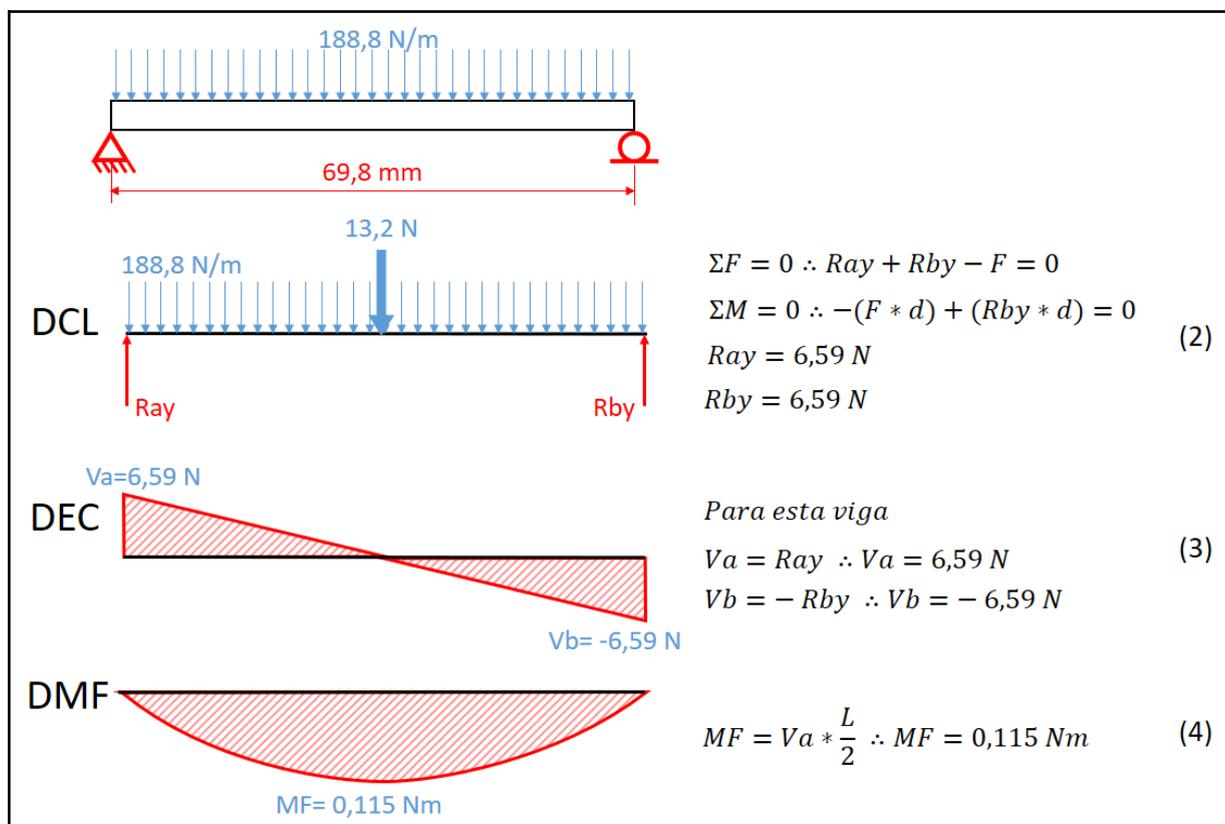
5.1 ALETAS

As aletas estavam com uma espessura de 8 mm, tornando-as elementos estruturais extremamente resistentes, por distribuir a carga em uma seção de área

maior. O mesmo acontece em todo o chassi do produto, onde a espessura média é de 6 mm.

Para estimar a nova seção do perfil foi utilizado a situação de maior carregamento, com a aleta de maior comprimento e carga distribuída. Na Figura 8 são apresentados o Diagrama de Corpo Livre (DCL) junto com os cálculos das reações (Equação 2), o Diagrama de Esforço Cortante (DEC) com cálculos de cortante máxima (Equação 3) e o Diagrama de Momento Fletor (DMF) com seu cálculo de momento fletor máximo (Equação 4). O desenvolvimento destes cálculos será a base para o cálculo do pré-dimensionamento da nova estrutura.

Figura 8 - DCL (Diagrama de Corpo Livre).



Fonte: Autor

Para chegar a nova seção mínima para este elemento, será utilizado o conceito de módulo de resistência (Equação 5), para então se calcular a flexão no elemento (Equação 6). O conceito de módulo de resistência, é apresentado por Norton (2013) pela letra Z e serve para estimar quanto que um perfil ou seção resiste à flexão. Ele utiliza a relação de distância entre a fibra mais distante (para cálculo de flexão máxima) e a linha neutra com o momento de inércia da seção. Diversos catálogos de perfis costumam utilizar a letra W com a unidade em cm^3 para a mesma relação.

$$Z = \frac{I}{c} \quad (5)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{Z} \quad (6)$$

Substituindo os valores definidos pela Tabela 2 e pela Figura 9, é possível determinar o valor mnimo de Z (Equaao 7).

$$Z = \frac{M}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad \therefore \quad Z = \frac{0,115}{34 \cdot 10^6} \quad \therefore \quad Z = 3,38 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 \quad (7)$$

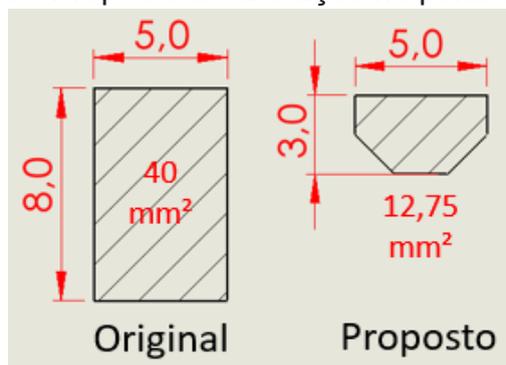
Visando no alterar o design do produto, a base do perfil deve permanecer com 5 mm, isso significa que apenas a altura do perfil deve sofrer alteraao. Considerando *c*  a metade do valor de *h* ou *h/2* e substituindo a equaao do momento de inrcia do retngulo (Equaao 8), em funao de *h*, na Equaao 5, obtm-se o valor mnimo de *h*, e portanto, de *c* (Equaao 9).

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (8)$$

$$Z = \frac{\left(\frac{bh^3}{12}\right)}{\frac{h}{2}} \quad \therefore \quad h = \sqrt{\frac{6Z}{b}} \quad \therefore \quad h = \sqrt{\frac{6 \cdot 3,38 \cdot 10^{-9}}{0,005}} \quad \therefore \quad h = 2,02 \text{ mm} \quad (9)$$

Com o valor mnimo de 2,02 mm para a nova altura da seao do perfil, foi elaborada a proposta vista na Figura 9, com a reduao de 68% de rea. No foi adotado o perfil de formato retangular, para evitar perda de carga no fluxo de ar, mas manteve-se o mdulo de resistncia acima do valor encontrado na Equaao (7), com Z de $5,04 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$ j que o momento de inrcia $I_y = 8,32 \text{ mm}^4$ e a maior distncia entre a linha neutra e a fibra externa $c = 1,65 \text{ mm}$.

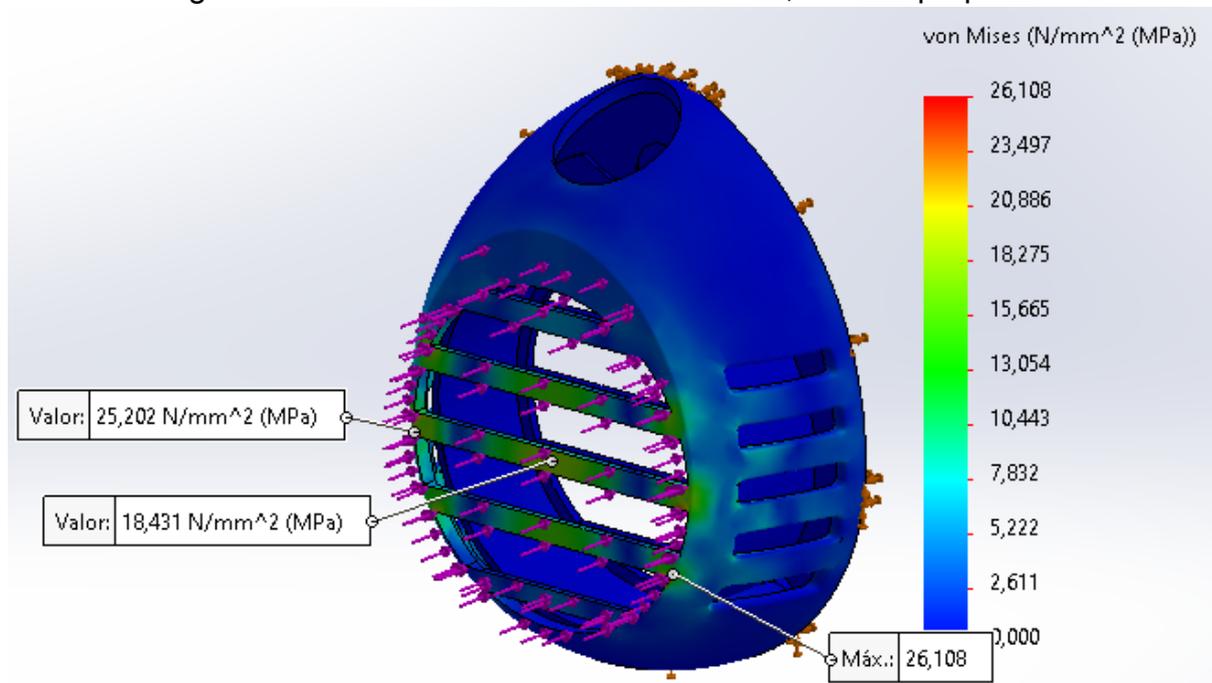
Figura 9 - Proposta de alteraao no perfil da aleta.



Fonte: Autor.

Após a realização do pré dimensionamento o novo elemento foi analisado nas mesmas condições anteriores, com carregamento de 188,8 N perpendicular ao elemento, gerando flexão. A nova tensão resultante foi de 26,1 MPa, como apresentado na Figura 10.

Figura 10 - Análise das tensões de abertura, modelo proposto.



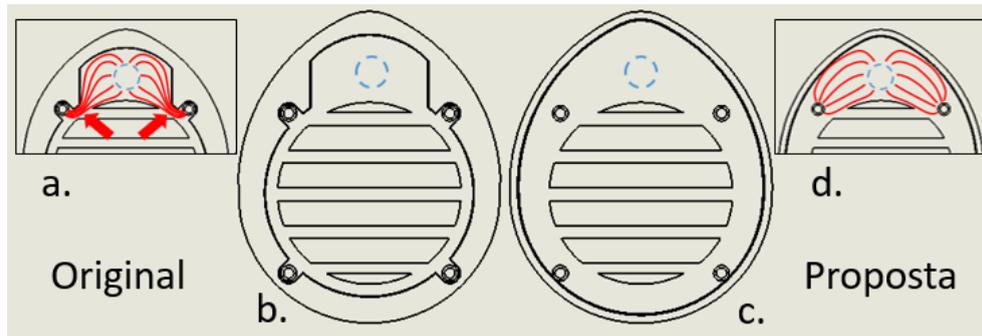
Fonte: Autor.

5.2 TAMPA POSTERIOR

Na tampa posterior do produto aconteceu a maior tensão do projeto. Norton (2013) esclarece, de forma gráfica, porque as mudanças abruptas de seção tendem a concentrar tensões, este modelo foi adaptado para mostrar como ocorre o fluxo de força, e como isso resulta na concentração de tensão.

As setas vermelhas da Figura 11a indicam o ponto de maior concentração de tensão no modelo original, que se encontra em uma variação de seção entre os parafusos e o ímã representado pelo círculo pontilhado. Seguindo as indicações de Norton (2013), a nova proposta deixa apenas um formato fluido na tampa, removendo os cantos agudos para suavizar “linhas de força” geradas da relação Ímã X parafuso. Essa proposta é apresentada na Figura 11c. A Figura 11d mostra como a nova proposta melhora o fluxo de forças para aliviar as tensões.

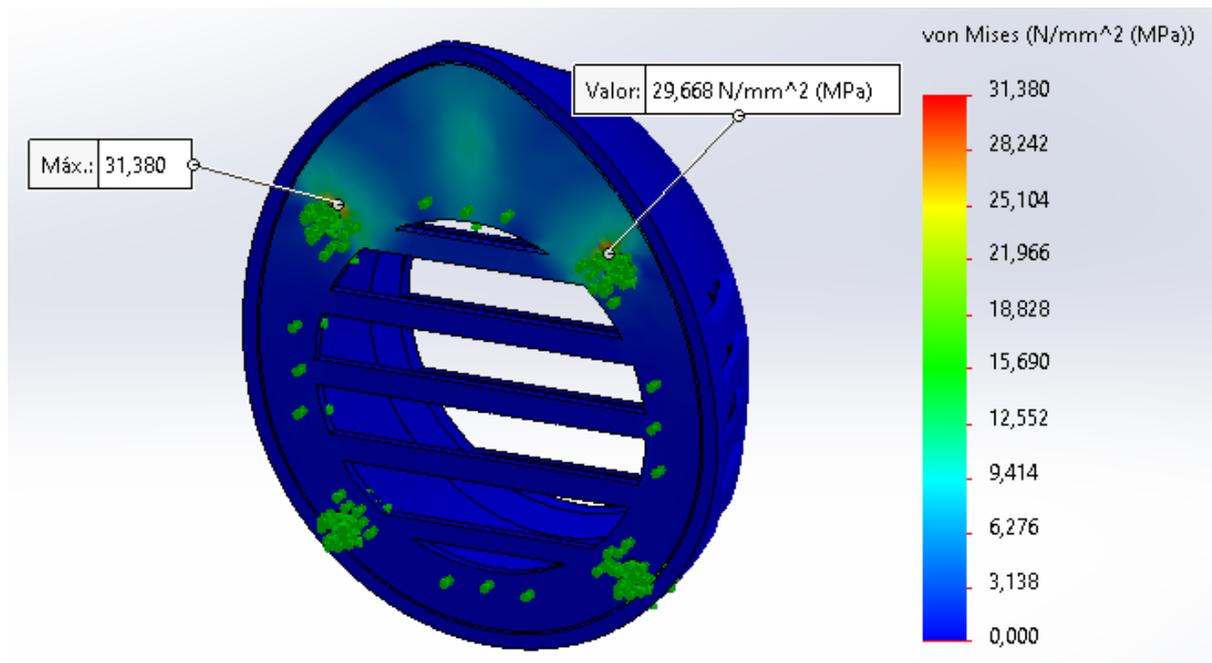
Figura 11 - Análise do fluxo de força para variação de contorno.



Fonte: Adaptado de Norton (2013)

Após o modelamento da situação proposta, realizou-se nova análise estrutural utilizando os mesmos parâmetros no Solidworks, chegando à tensão máxima de flexão de 31,4 MPa (Figura 12).

Figura 12 - Análise das tensões em função das forças do ímã, modelo proposto.



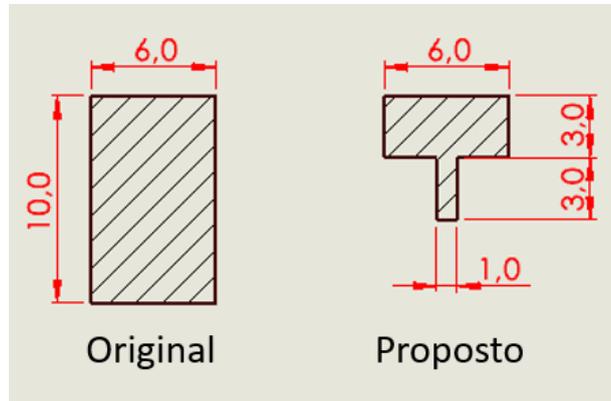
Fonte: Autor

5.3 TENSÕES DE PEGA

O cálculo da tensão de pega da Figura 7, utilizava uma inércia de 500 mm⁴, extremamente alta devido às dimensões do elemento, o que garantia boa resistência à compressão. Seguindo o pré dimensionamento das aletas, manteve-se a espessura de 3 mm para todo o chassi e nas laterais, entre as aberturas de entrada de ar, foi adicionado um reforço paralelo a aplicação da força, deixando a

inércia do elemento em $54,24 \text{ mm}^4$. Essa alteração resultou na redução de 56,5% de área, o comparativo dos dois perfis pode ser visto na Figura 13.

Figura 13 - Alteração no perfil lateral Original X Proposta.

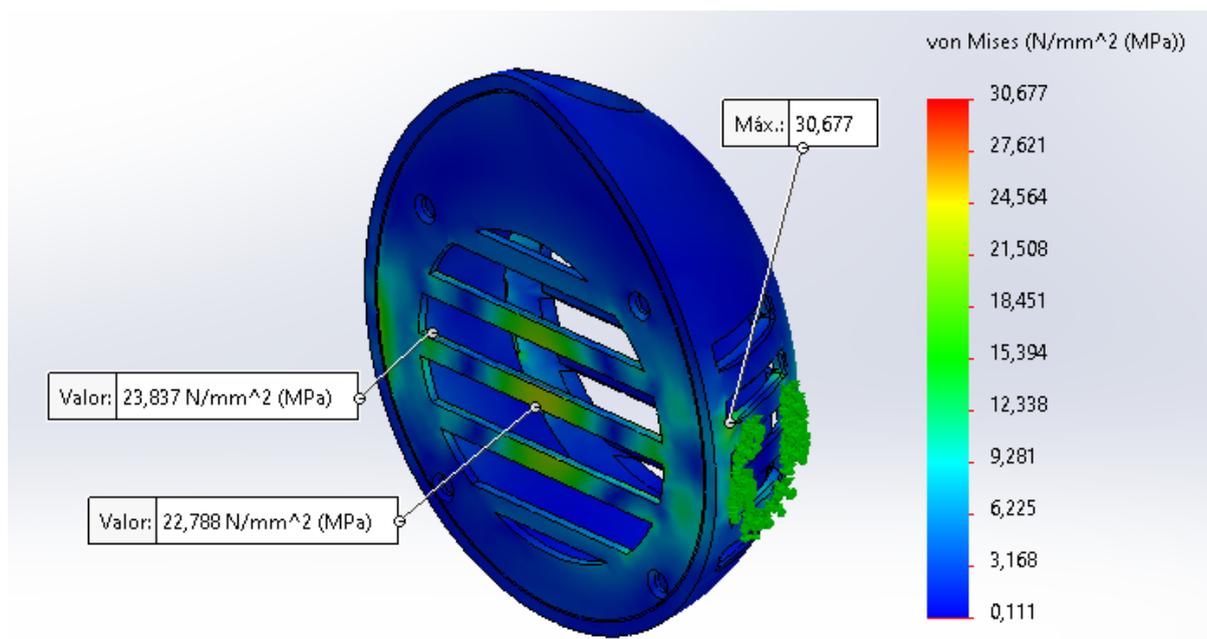


Fonte: Autor

Repetindo o cálculo do módulo de resistência, equações 5 e 6, para o elemento proposto na Figura 13, chegou-se ao valor de Z de $1,35 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, portanto maior que os $3,43 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$ necessário.

Com o pré dimensionamento o novo perfil foi realizada nova análise com carregamento de 267 kN perpendicular ao elemento, gerando flexão a tensão resultante máxima de 30,7 MPa, como apresentado na Figura 14.

Figura 14 - Análise das tensões por pega, modelo proposto.



Fonte: Autor.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este artigo ajudou a aprofundar os resultados apresentados na pesquisa de Schmitz Junior (2008), introduzindo conhecimentos técnicos e novas respostas aos problemas levantados, auxiliando na evolução do trabalho anterior mas longe de esgotar as possibilidades de pesquisa, como descrito por Dendasck (2021).

O modelo criado pelo autor em 2008 não havia sido dimensionado e portanto apresentou valores altos nas tensões no ato de separar as peças unidas por ímã, não atendendo as exigências estruturais do projeto. Para os demais carregamentos o produto resistiu às cargas, pois estava superdimensionado.

Assim foi possível otimizar o modelo, reduzindo a quantidade de material no chassi, mantendo a integridade estrutural e corrigindo os problemas encontrados no decorrer da análise, principalmente as concentrações de tensão.

O peso anterior do chassi, considerando apenas as peças de ABS, era de 96,6 g e a proposta atualizada ficou com 59,7 g, o que representa uma redução de 38,2% tanto em massa quanto em custo de matéria prima. Porém a redução de peso no produto final foi de apenas 10,8% e o peso final aproximado ficou 303,3 g.

Após as novas análises, os fatores de segurança calculados e apresentados no Quadro 4 abaixo, ficaram acima de 1,5 como estabelecido anteriormente.

Quadro 4 - Cálculo do coeficiente de segurança real.

Análise	Tensão admissível	Tensão encontrada	Coeficiente de segurança (N)
Item e - Figura 11	51 MPa	26,1 MPa	1,9
Item c - Figura 13		31,4 MPa	1,6
Item f - Figura 15		30,7 MPa	1,7

Fonte: Autor

Com os preços atualizados de ABS granulado, fornecidos pela empresa Mil Plásticos (2022), os ganhos financeiros obtidos na fabricação do produto, após o remodelamento, ficaram na ordem de R\$ 5,28 por peça.

Para comparar os ganhos, é necessário corrigir os valores sugeridos por Schmitz Junior (2008), devido aos reajustes nos preços entre 2008 e 2022. Com dados retirados do site dos fabricantes, (alguns itens estão fora de linha e foram substituídos) o custo final do produto será R\$ 138,71, como apresentado no Quadro 5 abaixo, então a economia real foi de 3,8%.

Quadro 5 - Cálculo do custo atualizado.

Componente	Valor atual (R\$)
Cooler Tech Storm 80mm	18,62
Chassi ABS injetado	8,54
Bateria recarregável 3,5V Welch Allyn	0,65
Carregador solar Power Bank Tollcuuddâ 10000mAh	110,90
Valor total atualizado	138,71

Fonte: Autor

A análise estrutural deste artigo, demonstrou que haviam deficiências na monografia apresentada por Schmitz Junior (2008), em decorrência da falta de dimensionamento estrutural, o que poderia resultar em prejuízos financeiros ao fabricante devido a problemas de qualidade, o que evidenciou a importância de dimensionar estruturas.

O entendimento das condições de contorno, envolvendo a aplicação dos carregamentos e a mecânica por trás das ações e reações, se demonstrou fundamental, de tal forma que a simples manipulação das informações de operação do produto trouxe dados relevantes o suficiente para a obter um resultado final satisfatório, atendendo todos os critérios de projeto.

O pré dimensionamento das tensões de flexão, feito a partir dos conceitos de módulo de resistência Equação (5) citado por Norton (2013), trouxe muita velocidade para o pré projeto, pois estabelece uma relação entre inércia e as dimensões da peça, determinando as dimensões mínimas.

Como trabalhos futuros recomenda-se dimensionar os demais itens como por exemplo os elementos de fixação, fluxo e vazão do ventilador e eficiência do sistema. Além disso, algumas divergências a respeito das definições adotadas pelo autor sobre ventilação, exaustão e resistência térmica não foram abordadas neste artigo e ficam como sugestão para análises futuras.

Referências

ASHBY, Michael; SHERCLIFF, Hugh; CEBON, David. **Materials Engineering, Science, Processing and Design**. Oxford: Elsevier Ltd, 2007.

ABNT NBR 8800. **Projeto e execução de estruturas de aço de edifícios**. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1986.

ATENDIMENTO@MILPLASTICOS.COM.BR. **Cotação ABS granulado**. [mensagem pessoal]
Mensagem recebida por: <jose.schmitz@hotmail.com>. em: 21 abr. 2022.

CALLISTER, William D.; RETHWISCH, David G.. : **Fundamentals of Materials Science and Engineering: an integrated approach**. 9. ed. Utah: Wiley, 2014.

DENDASCK, Carla. **MONOGRAFIA: POSSO APROVEITAR UM TRABALHO COMO ESSE EM UM CURSO DE MESTRADO OU DE DOUTORADO? – VAMOS GANHAR TEMPO COM ESSE TRABALHO?**. 2021. Disponível em: <https://www.nucleodoconhecimento.com.br/blog/monografia/posso-aproveitar>. Acesso em: 3 mar. 2022

Instituto Brasileiro de Siderurgia **Galpões para usos gerais** /Instituto Brasileiro de Siderurgia. - Rio de Janeiro: IBS/CBCA, 2004.

Instituto Nacional de Estudos e Pesquisas - INEP, 2020, Brasília. **Censo da educação superior 2020: Principais resultados**. Brasília: Ministério da Educação, 2020. Disponível em: https://download.inep.gov.br/educacao_superior/censo_superior/documentos/2020/tabelas_de_divulgacao_censo_da_educacao_superior_2020.pdf. Acesso em: 19 mar. 2022

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Worcester: Bookman, 2013. 1029 p.

OLIVEIRA, Hallef Clemente de; GONÇALVES, Leticia de Souza. **Estudo de desempenho e viabilidade econômica em Estruturas Metálicas de coberturas com vigas de alma cheia ou treliçadas de um galpão industrial**. TCC, Curso de Engenharia Civil, UniEvangélica, Anápolis, GO, 137p. 2017.

SANTOS, Flávio Anthero Nunes Vianna dos. **MD3E (Método de Desdobramento em 3 Etapas): uma proposta de método aberto de projeto para uso no ensino de design industrial**. 2005. Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-graduação em Engenharia de Produção - Tese (doutorado)

SCHMITZ JUNIOR, José. **OX: ventilador sustentável para barracas**. 2008. 1 v. TCC (Graduação) - Curso de Design Industrial, Universidade do Vale de Itajaí, Balneário Camboriú, 2008.