

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO
GRANDE DO SUL – IFRS CAMPUS IBIRUBÁ

IGOR ROBERTO DOS SANTOS BERVIG

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**Otimização de um engate de plantadeira com base em análises de elementos
finitos.**

IBIRUBÁ

2024

IGOR ROBERTO DOS SANTOS BERVIG

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Otimização de um engate de plantadeira com base em análises de elementos finitos.

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Tiago Junior de Bortoli

IBIRUBÁ

2024

Otimização de um engate de plantadeira com base em análises de elementos finitos.

Igor Bervig

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Ibirubá, 10 de janeiro de 2024.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Tiago Junior de Bortoli

IFRS campus Ibirubá

Prof. Dr. Cristiano Kulman

Instituição: IFRS campus Ibirubá

Prof. Me. Émerson dos Santos Passari

Instituição: IFRS campus Ibirubá

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha mãe e meu pai, os quais me apoiaram a seguir na vida acadêmica. Em especial à minha noiva, que me incentivou durante a graduação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço meus pais Jorge Felipe Bervig e Iara Cristina dos Santos pelo incentivo durante minha graduação e os esforços que tiveram em me ajudar a concluir esta etapa importante na vida profissional e acadêmica; o apoio de vocês foi muito importante.

Um agradecimento à minha noiva, Carmem Layana Jadischke Bandeira, pois seu incentivo e apoio auxiliaram a desenvolver-me durante a graduação. Agradeço ainda, os inúmeros cuidados em momentos importantes desta trajetória.

Agradeço aos meus avôs, que também contribuíram nesta caminhada.

Aos meus sogros, que sempre estiveram presentes.

Em especial, agradeço à Deus, pela força, proteção e resiliência, pois “se tu podes crer, tudo é possível”.

RESUMO

Este trabalho apresenta a otimização do projeto de um engate hidráulico de plantadeira, utilizando o método de elementos finitos (FEA). O componente original apresentava quebras frequentes devido a falhas por fadiga de baixo ciclo. Para compreender o problema, foram realizadas análises iniciais que indicaram coeficientes de segurança insatisfatórios, com valores mínimos de 0,13 e tensões máximas de até 2310,6 MPa em buchas e pinos. Com o objetivo de melhorar esses índices, foram realizadas mudanças estruturais e de materiais. A versão final do projeto incluiu alterações no diâmetro externo das buchas, que reduziu as tensões máximas para 1792,7 MPa, além do uso de chapas de reforço e aumento do raio de curvatura dos articuladores, melhorando a distribuição de tensões. O novo projeto alcançou coeficientes de segurança na maioria das regiões acima 2, com deformações reduzidas em 35,4%. As simulações realizadas com o *software* Ansys atingiram algumas melhorias iniciais e permitiram que o componente reprojeto atendesse aos requisitos de intercambialidade e funcionalidade, solicitados pelos clientes. O trabalho destaca a importância da otimização de projetos mecânicos e as análises de FEA como ferramenta na otimização, contribuindo para a durabilidade e confiabilidade de equipamentos agrícolas, reduzindo custos e aumentando a satisfação dos clientes.

Palavras-chave: otimização estrutural, elementos finitos, implemento agrícola, tensões.

ABSTRACT

This work presents the optimization of the design of a planter hydraulic coupling, using the finite element analysis (FEA). The original component had frequent breakdowns due to low-cycle fatigue failures. To understand the problem, initial analyzes were carried out which indicated unsatisfactory safety coefficients, with minimum values of 0.13 and maximum stresses of up to 2310.6 MPa in bushings and pins. In order to improve these indices, structural and material changes were made. The final version of the project included changes to the external diameter of the bushings, which reduced maximum stresses to 1792.7 MPa, in addition to the use of reinforcement plates and an increase in the radius of curvature of the articulators, improving stress distribution. The new design achieved safety coefficients in most regions above 2, with deformations reduced by 35.4%. The simulations carried out with the Ansys software achieved some initial improvements and allowed the redesigned component to meet the interchangeability and functionality requirements requested by customers. The work highlights the importance of optimizing mechanical designs and FEA analyzes as an optimization tool, contributing to the durability and reliability of agricultural equipment, reducing costs and increasing customer satisfaction.

Keywords: structural optimization, finite elements, agricultural implement, stresses.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Plantadeira Absoluta 61	12
Figura 2 - Gráfico Tensão-Deformação.....	17
Figura 3 - Gráfico S-N.....	20
Figura 4 - Tipos de malhas e nós	22
Figura 5 - Exemplo de aplicações de malhas.....	23
Figura 6 - Corpo de prova submetido a análise de tensões.....	24
Figura 7 - Tipos de otimização. a) otimização paramétrica, b) otimização de forma e c) otimização de topologia.....	25
Figura 8 - Aplicação de cargas.	27
Figura 9 - Diagrama de corpo livre da figura 8.	28
Figura 10 - Aplicação de cargas vista superior.....	28
Figura 11 - Diagrama de corpo livre da figura 10.	28
Figura 12 - Engate hidráulico 3 pontos.....	29
Figura 13 - Trinca engate hidráulico.....	30
Figura 14 - Componentes do engate hidráulico.	31
Figura 15 - Articulator vertical original.....	31
Figura 16 - Articulator horizontal original	32
Figura 17 - Conjunto de interesse com pinos.	32
Figura 18 - Espessuras existentes no conjunto de interesse.	33
Figura 19 - Ângulo de trabalho original.	34
Figura 20 - Tensões articulator vertical original.....	35

Figura 21 - Concentrador de tensão articulador vertical.	35
Figura 22 - Coeficiente de segurança articulador vertical original.....	36
Figura 23 – Tensão no articulador horizontal original.	36
Figura 24 - Coeficiente de segurança do articulador horizontal original.	37
Figura 25 – Tensões nos pinos originais.....	37
Figura 26 - Coeficiente de segurança dos pinos originais.	38
Figura 27- Ângulo de referência.....	41
Figura 28 - Exemplo representativo de malhas no componente.....	42
Figura 29- Qualidade Malha.....	42
Figura 30 - Tensão e coeficiente de segurança articulador vertical inicial.....	44
Figura 31 - Coeficiente de segurança dos pinos iniciais.....	45
Figura 32 - Deformação no articulador vertical inicial.	46
Figura 33 - Mudança no raio de curvatura interno do articulador vertical.....	47
Figura 34 - Reforços articulador vertical final	47
Figura 35 - Tensão articulador vertical final.	48
Figura 36 - Coeficiente de segurança articulador vertical final.....	48
Figura 37 - Tensão pino trava articulador vertical final.	49
Figura 38 – Tensão no articulador horizontal final.	50
Figura 39 - Coeficiente de segurança do articulador horizontal final.....	50
Figura 40 - Tensões observadas nos pinos finais.....	51
Figura 41 - Coeficientes de segurança observadas nos pinos finais.....	52

Figura 42 - Deformação no articulador vertical final	52
Figura 43 - Coeficiente de segurança entre pino e parafuso.....	53
Figura 44-Diagrama corpo livre parafuso.....	54
Figura 45 - Conjunto de interesse final.....	54
Figura 46 - Conjunto de interesse original.	55
Figura 47 - Ângulo articulação vertical do componente final.	55
Figura 48 - Ângulo articulação horizontal do componente final.....	56
Figura 49 - Espessuras das chapas do conjunto de interesse.	56
Figura 50 - Fluxograma da análise de MEF.	57
Figura 51 - Comparativo entre versões.....	58

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
1.1. JUSTIFICATIVA	12
1.2. OBJETIVOS	13
1.2.1. Objetivos Específicos	13
2. REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1. PROJETO MECÂNICO	14
2.2. MECÂNICA DOS SÓLIDOS: FUNDAMENTOS DE TENSÃO, DEFORMAÇÃO, LEI DE HOOKE.....	16
2.3. FADIGA	18
2.4. COEFICIENTE DE SEGURANÇA	20
2.5. MÉTODOS DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	21
2.5.1. MALHAS E NÓS	22
2.6. OTIMIZAÇÃO DE PROJETOS.....	24
2.7. AÇOS DE ALTA RESISTÊNCIA.....	25
3. METODOLOGIA	27
3.1. ANÁLISE DOS COMPONENTES	29
3.1.1. Versão original	29
3.1.1.1. Análise Estrutural Versão Original.....	34
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	41
4.1. CONDIÇÕES DE SIMULAÇÃO	41
4.2. VERSÃO INICIAL.....	43
4.2.1. Análise Estrutural Versão Inicial	43
4.3. VERSÃO FINAL.....	46
4.3.1. Análise Estrutural Versão final	46
4.3.1.1. Análise da Versão Final.....	54
5. CONCLUSÕES	59
REFERENCIAS.....	62

1. INTRODUÇÃO

A crescente demanda global por alimentos impulsiona a produção agrícola, posicionando o Brasil como um dos principais protagonistas nesse cenário. Em 2023, o Produto Interno Bruto (PIB) brasileiro atingiu R\$ 10,9 trilhões, com o agronegócio representando 15,1% desse total (IBGE, 2024), evidenciando sua relevância para a economia nacional. Esse setor depende de uma cadeia produtiva conectada, na qual o setor metalúrgico exerce um papel estratégico ao fornecer equipamentos e soluções tecnológicas para atender às demandas agrícolas.

A competitividade no mercado globalizado exige das empresas investimentos constantes em inovação. No agronegócio, além das práticas de manejo, isso se traduz em tecnologias que otimizam a produtividade no campo, reduzindo custos e aumentando a eficiência. De acordo com o Ministério da Indústria, Comércio Exterior e Serviços (MDIC), a incorporação de processos mais eficientes e sustentáveis contribui para a redução do consumo de energia e da geração de resíduos (EXAME, 2018). Essa evolução tecnológica trouxe equipamentos agrícolas cada vez mais avançados, impactando diretamente as práticas produtivas e possibilitando maiores ganhos de desempenho (VIAN et al., 2013).

Apesar desses avanços, um dos grandes desafios enfrentados pelos fabricantes de máquinas agrícolas é a ocorrência de falhas em componentes, como itens de segurança, suportes de carga e estruturas que garantem a integridade do equipamento. Essas falhas podem gerar altos custos de manutenção, períodos de inatividade das máquinas e prejuízos significativos para os agricultores. Assim, é necessário que o desenvolvimento e a entrega de novos produtos visem a durabilidade e o desempenho dos equipamentos (NORTON, 2013).

Historicamente, a validação de soluções em mecanização agrícola era realizada exclusivamente por meio de testes experimentais. Contudo, o avanço da capacidade computacional avançou esse processo, permitindo a análise numérica como uma alternativa eficaz e acessível. Essa abordagem não apenas reduz custos associados à prototipagem, como também acelera o desenvolvimento de novos produtos, tornando-se uma prática cada vez mais comum no setor (SOUZA et al., 2018).

Nesse cenário de evolução tecnológica e busca por maior eficiência, o mercado nacional e internacional de equipamentos agrícolas conta com inúmeras empresas que fornecem tecnologias de ponta para impulsionar a produtividade no agronegócio. Entre essas, destaca-se a Stara S/A, uma das principais indústrias de implementos agrícolas do Brasil, com mais de 63 anos de atuação que investe continuamente na melhoria de seus produtos e processos. Um

exemplo notável é a aplicação de *softwares* de análise de elementos finitos (*Finite Element Analysis* - FEA), que permitem simular condições de contorno reais enfrentadas pelos equipamentos, levando em conta propriedades mecânicas dos materiais e aspectos geométricos. Essas simulações contribuem significativamente para aumentar a qualidade e a assertividade no desenvolvimento dos produtos, minimizando falhas e otimizando o desempenho das máquinas desde o início do processo produtivo (CARNEIRO; CARNEIRO; SILVA, 2018).

O presente trabalho foi desenvolvido na empresa Stara (S/A), com o objetivo de minimizar problemas de fratura apresentados pelo componente “Engate Hidr. 3 ponto” o qual é utilizado no implemento de plantio “Absoluta 61” (Figura 1), equipamento com 30.500 kg de peso vazio, com capacidade de 6.100 kg de semente e aproximadamente 28 m de comprimento quando aberta (STARA, 2024).

Figura 1 - Plantadeira Absoluta 61



Fonte: Stara S/A (2024)

Com base nisso, foi desenvolvido um novo componente, buscando otimizar a geometria e os materiais presentes, além de adicionar requisitos mínimos solicitados pelos clientes e pela empresa. O componente desenvolvido nesse trabalho passou por análises estruturais se mostrando superior ao projeto original. Outro ponto a ser destacado na modificação é a redução na quantidade de tipos de materiais, atendendo a um dos requisitos de projeto solicitados.

1.1. JUSTIFICATIVA

Diante dos desafios encontrados na agricultura, a justificativa para este estudo reside na necessidade de garantir a confiabilidade e a durabilidade dos equipamentos agrícolas, reduzindo os custos de manutenção e aumentando a produtividade do setor. Além disso, a aplicação da análise por elementos finitos se justifica como uma ferramenta de otimização de projetos que

auxilia na prevenção de falhas, contribuindo para o desenvolvimento de produtos mais robustos e eficientes. A otimização de componentes, por meio de projeto mecânico e simulações de elementos finitos, visa não apenas aprimorar o desempenho estrutural, mas criar máquinas e equipamentos de maior durabilidade e menor índice de falhas.

1.2. OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é otimizar o projeto de um engate hidráulico ("Engate Hidr. 3 pontos") utilizado no equipamento de plantio "Absoluta 61" da Stara S/A. Essa otimização será realizada por meio da modificação de geometrias, seleção adequada de materiais através de análises de elementos finitos, com o intuito de eliminar falhas. Além disso, busca-se garantir a intercambialidade entre componentes e atender aos parâmetros mínimos solicitados pelo cliente (empresa).

1.2.1. Objetivos Específicos

Para atender o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos são propostos:

- Identificar as causas das falhas no componente, através da análise detalhada das tensões e deformações nas regiões críticas.
- Propor um novo design para o engate hidráulico, otimizando a geometria e os materiais.
- Desenvolver um modelo numérico do componente utilizando a análise por elementos finitos, considerando as condições de carregamento reais.
- Simular o desempenho do novo projeto por meio de análises numéricas, comparando os resultados com o projeto original.
- Garantir a intercambialidade entre componentes e os parâmetros mínimos solicitados pelo cliente (empresa).

2. REFERENCIAL TEÓRICO

O referencial teórico desse trabalho aborda conceitos importantes sobre projetos mecânicos, mostrando as etapas de uma metodologia de projetos, seguindo com uma abordagem sobre mecânica dos sólidos, fundamentando conceitos importantes sobre tensão, deformação, lei de hooke. Além disso são apresentados conceitos sobre fadiga, elementos finitos, coeficientes de segurança e otimização de projetos. Por fim, o capítulo encerra com uma discussão sobre aços de alta resistência.

2.1. PROJETO MECÂNICO

Projetos mecânicos possuem como objetivo principal a concepção de máquinas, equipamentos e dispositivos que funcionem adequadamente, a fim de atender de forma eficiente e segura necessidades específicas, dentre elas, durabilidade e disponibilidade (NORTON, 2013).

Existem formas de iniciar um projeto mecânico, sendo ele importante para seguir uma lógica coesa e precisa. Como destaca Hibbler (2010), ao projetar qualquer estrutura ou máquina, deve-se aplicar os princípios da estática para estabelecer as forças que atuam tanto nos diversos componentes quanto no seu interior.

As características da agricultura, solos, relevos, micro e macro estruturas do terreno, tornam necessário que as máquinas empregadas no cultivo se adaptem para as condições peculiares de cada região onde serão utilizadas. Desse modo, a localização e capacitação de empresas em países cujo avanço da agricultura é maior – como o Brasil – são fatores de competitividade cada vez mais importantes (VIAN et al., 2013).

Neste contexto, a relevância de possuir componentes e equipamentos seguros e confiáveis vai além de um princípio do projeto, mas um requisito. Isso abrange desde a criação até a produção em grande escala, atravessando várias fases entre modelagem, simulação e otimização.

Segundo Santiago, Morassutti e Salai (2019), diversas metodologias de desenvolvimento de projeto de produto foram concebidas e aprimoradas de forma a se adaptar à necessidade e aplicabilidade da situação de projeto. Dentre elas destaca-se a metodologia explicada por Norton (2013), ilustrada na tabela 1.

Tabela 1 - Metodologia de Projetos

Metodologia de Projetos	
1	Identificação de necessidade
2	Pesquisa de Suporte
3	Definição de objetivos
4	Especificações de tarefas
5	Síntese
6	Análise
7	Seleção
8	Projeto Detalhado
9	Prototipo e teste
10	Produção

Fonte - Adaptado de Norton (2013).

As fases do projeto são intituladas por Norton da seguinte forma:

- **Identificação da necessidade** (fase 1), normalmente envolve uma descrição pouco precisa e vaga do problema.
- **Pesquisa de suporte** (fase 2), é importante para definir e entender o problema.
- **Definição de objetivos** (fase 3) de maneira mais lógica e realista do que na apresentação inicial do problema.
- **Especificações de tarefas** (fase 4) deve ser minuciosa e que resolvam o problema e restrinjam seu alcance.
- **Síntese** (fase 5), buscam-se tantas opções de projeto quanto possível, normalmente sem levar em conta (neste estágio) seu valor ou qualidade. Também pode ser referida como a fase de concepção e invenção, onde se criam o maior número possível de soluções inovadoras.
- **Análise** (fase 6), são analisadas as alternativas da fase anterior e aceitas, rejeitadas ou alteradas.
- **Seleção** (fase 7), é a escolha mais promissora da fase anterior. Quando um projeto adequado é escolhido avança-se para a próxima etapa.
- **Projeto detalhado** (fase 8), neste passo, os desenhos de engenharia são finalizados, os fornecedores são identificados, as especificações de produção são estabelecidas, entre outros.
- **Protótipo e teste** (fase 9): inicia-se a construção do projeto.
- **Produção** (fase 10): inicia-se a produção em escala.

Diante do exposto, entende-se que o propósito principal do projeto de máquinas é dimensionar e modelar as peças, além de selecionar os materiais e métodos de fabricação adequados, para que a máquina resultante possa cumprir a função pretendida com o menor número de falhas e atender aos requisitos de projeto (NORTON, 2013).

2.2. MECÂNICA DOS SÓLIDOS: FUNDAMENTOS DE TENSÃO, DEFORMAÇÃO, LEI DE HOOKE

O projeto mecânico engloba a criação e aprimoramento de peças e sistemas mecânicos. Dessa forma, é necessário entender o comportamento dos materiais em diversas condições de carga para assegurar a segurança e a funcionalidade dessas estruturas. Neste ponto, a mecânica dos sólidos desempenha papel importante, oferecendo os instrumentos teóricos e analíticos necessários para examinar as tensões e deformações que se manifestam nos componentes. Utilizando os princípios da mecânica dos sólidos, é possível dimensionar componentes de maneira adequada, prevenindo defeitos e assegurando a longevidade das construções (NORTON, 2013).

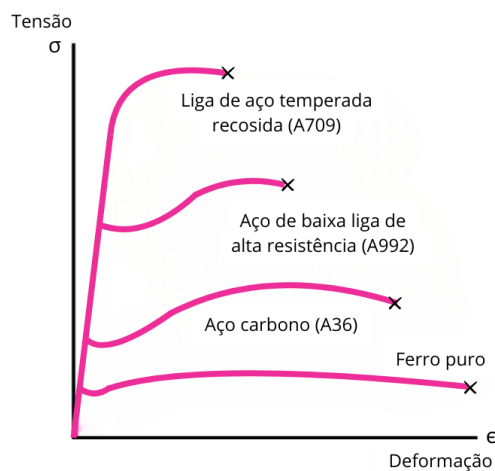
A Mecânica dos sólidos é uma área da física e engenharia que analisa a resposta de corpos sólidos a forças externas. Ao entender os princípios de tensão e deformação, torna-se possível avaliar a resistência e a rigidez de vários materiais, desde estruturas metálicas, até componentes eletrônicos. Conforme Callister (2012), peças produzidas a partir de ligas de aço - sujeitas a tensões e forças externas - precisam ser tratadas para exibir níveis adequados de determinadas propriedades mecânicas, como rigidez, resistência, ductilidade e tenacidade.

Para Beer (2015), a avaliação das deformações é importante para prevenir deformações significativas que possam impedir a estrutura de cumprir seu propósito original. Além disso, essa avaliação pode auxiliar na determinação das tensões. No entanto, nem sempre é viável estimar as forças nos elementos de uma estrutura apenas utilizando os princípios da estática, já que está se fundamenta na suposição de estruturas rígidas e indeformáveis. Ao levar em conta as estruturas de engenharia que se deformam e examinar as deformações em seus diversos componentes, a fim de determinar as forças que não seriam determinadas apenas pela estática.

A lei de Hooke serve como um princípio na ciência dos materiais, afirmando que a tensão é proporcional a deformação dentro do limite elástico de um material. Essa relação é utilizada para estabelecer as propriedades mecânicas básicas dos materiais, como rigidez e resistência (OREKHOV, 2020).

Beer (2015), em sua análise, destaca alguns atributos físicos dos metais estruturais, tais como resistência, ductilidade e resistência à corrosão, os quais podem ser significativamente modificados pela adição de elementos de liga, tratamento térmico e métodos de produção empregados. Nos diagramas de tensão-deformação do ferro puro com base nos diagramas de tensão-deformação de três variedades de aço (figura 2), observa-se que essas quatro ligas apresentam grandes diferenças na resistência ao escoamento, no limite de resistência e na deformação específica final (ductilidade). Contudo, todos possuem o mesmo módulo de elasticidade, ou seja, a habilidade de resistir a deformações dentro da região linear é a mesma.

Figura 2 - Gráfico Tensão-Deformação



Fonte - Adaptado de Beer (2015)

Numerosas estruturas na engenharia são concebidas para suportar deformações mínimas, que afetam apenas a parte reta do diagrama tensão-deformação correspondente. O coeficiente E é chamado de módulo de elasticidade do material envolvido. Como a deformação específica ϵ é uma quantidade adimensional, o módulo E é expresso nas mesmas unidades da tensão σ , ou seja, em pascal (P) ou Gigapascal (GPa), como apresentado por Beer (2015) na equação 1.

Equação 1 – Equação da Lei de Hooke

$$\sigma = E * \epsilon \quad (1)$$

Fonte – Beer (2015)

σ = Tensão normal

E= Modulo de elasticidade ou modulo de *young*

ϵ = Deformação específica.

Outro aspecto extremamente importante no ponto de vista de projetos é a geometria do componente. De acordo com Nouri-Baranger (2001), a geometria das estruturas de tensão possui uma grande influência na sua estabilidade. A influência da forma e configuração da estrutura no campo de tensão inicial pode determinar a resposta da estrutura a cargas, o que significa que qualquer mudança na geometria pode impactar consideravelmente a tensão presente nos materiais empregados, resultando em diversas reações mecânicas.

Um exemplo relacionado às dobras de chapas metálicas seria a influência das curvaturas nas bordas dobradas. Quando uma chapa é dobrada, ela é submetida a esforços de tração e compressão, o que causa deformações em sua microestrutura, que podem gerar efeitos não desejáveis. Entre os defeitos que podem ocorrer estão o surgimento de trincas macroscópicas e microscópicas, alteração da dureza, alongamento e redução da espessura da chapa. Um dos motivos que levam aos defeitos é a escolha de raio de dobra (MOURA, 2019). Por exemplo, um raio de dobra muito pequeno em chapas de aço pode resultar em maiores tensões residuais e, conseqüentemente, em maior suscetibilidade ao surgimento de trincas ou falhas estruturais. Por outro lado, dobras mais suaves, com maior raio, distribuem melhor as tensões, melhorando a estabilidade e a resposta mecânica do material às cargas aplicadas.

2.3. FADIGA

A fadiga envolve o início e a propagação de rachaduras devido ao carregamento cíclico, o que pode eventualmente levar a uma falha catastrófica. O processo começa com mudanças microestruturais e progride para a formação de macro fissuras e fraturas (BOLOTIN, 2017; WIRSCHING, 1994).

Os fatores que influenciam a resistência à fadiga incluem tipo de material, condições ambientais, microestrutura, tensão residual e a presença de concentradores de tensão no acabamento superficial (FAJRI et al., 2021; TAYLOR, 2006).

Para Norton (2013), à medida que as tensões em regiões de entalhes, como transições abruptas de geometria, bordas afiadas ou furos em componentes mecânicos, se alteram, pode haver um escoamento local devido ao acúmulo de tensão, mesmo que a tensão nominal na seção esteja consideravelmente abaixo da tensão de escoamento do material. Esses entalhes atuam como concentradores de tensão, elevando os níveis de tensão localmente, o que pode levar a um escoamento restrito nessas regiões específicas. Em situações de carregamento dinâmico, a situação muda em relação ao comportamento material sob carregamentos estáticos, pois materiais dúcteis podem apresentar características de fragilidade, especialmente em falhas por

fadiga. Isso ocorre porque o carregamento cíclico pode gerar nucleação e propagação de trincas em regiões críticas, onde a acumulação de tensões é exacerbada pelos entalhes.

Conforme Schijve (2003), a fadiga de componentes soldados é afetada por fatores como: geometria, direção da carga, faixa de tensões, tensões residuais e defeitos de solda. As particularidades e os efeitos dos elementos tornam a avaliação da resistência à fadiga em soldas um problema complexo, afetando a resistência da junta afetada.

Dessa forma, a análise de fadiga é relevante no campo da engenharia estrutural, concentrando-se no comportamento dos materiais sob condições de carregamento cíclico. Essa análise pode auxiliar a garantir a durabilidade e a segurança das estruturas e orientar as decisões de projeto (KUMAR, 2023). As tensões máximas localizadas em componentes mecânicos dependem do posicionamento relativo das formas geométricas (AMÉ et al., 2012).

Segundo Maddox (1991), concentrações de tensões são responsáveis por diminuir a resistência à fadiga, mesmo em materiais de alta resistência mecânica. Esse comportamento diferenciado está diretamente relacionado aos detalhes estruturais da solda e ao tipo de carregamento, conforme reforçado por Xiao e Yamada (2004).

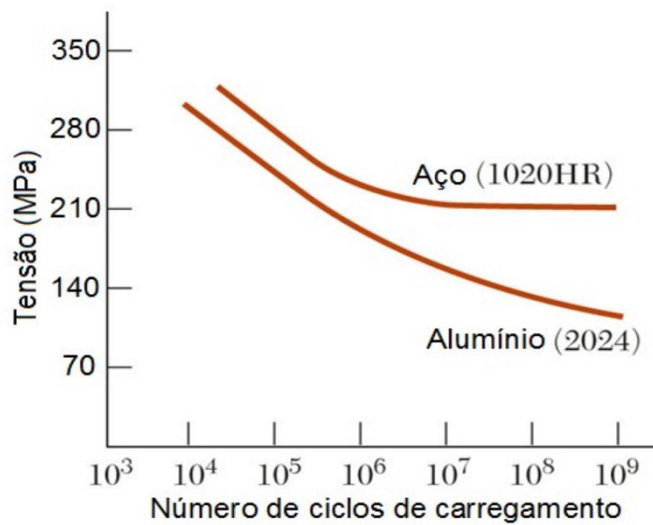
A presença de trincas iniciais ou descontinuidades no material reduz significativamente a vida útil do componente, favorecendo o surgimento e a propagação de trincas de fadiga (MADDOX, 1991). Normas como a da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) - ABNT NBR 8800:2008 (ABNT, 2008) recomendam que, em projetos sujeitos a carregamentos cíclicos, sejam adotados fatores de segurança adicionais, além de inspeções regulares para identificar possíveis trincas em estágios iniciais. Adicionalmente, a *American Welding Society* (AWS), com a AWS D1.1/D1.1M:2020, enfatiza a necessidade de cuidados específicos em uniões soldadas, onde a fadiga pode ser intensificada pela presença de tensões residuais ou descontinuidades geométricas inerentes ao processo de soldagem (AWS, 2020).

O gráfico de fadiga S-N, como descrito por Maddox (1991), é amplamente utilizado para descrever o comportamento de materiais submetidos a carregamentos cíclicos e para a análise de durabilidade e falhas mecânicas. Esse gráfico relaciona a amplitude da tensão alternada (S) com o número de ciclos até a falha (N), permitindo prever o desempenho de componentes ao longo do tempo (figura 3). O eixo vertical representa a amplitude de tensão, enquanto o eixo horizontal está em escala logarítmica para o número de ciclos.

Fatores como concentração de tensões, qualidade superficial e tipo de carregamento influenciam significativamente os resultados observados no gráfico S-N. Regiões de entalhes, furos ou soldas podem atuar como concentradores de tensão, reduzindo a resistência do material

à fadiga (Beer, 2015). Além disso, superfícies rugosas ou defeitos microscópicos podem acelerar a nucleação de trincas, diminuindo o número de ciclos até a falha. Conforme destacado por Maddox (1991), a análise de fadiga é determinante para componentes sujeitos a carregamentos cíclicos, pois a maioria das falhas mecânicas ocorre devido à propagação progressiva de trincas iniciadas em regiões críticas. Dessa forma, o estudo do comportamento do material sob essas condições é indispensável para aumentar a confiabilidade e a vida útil de estruturas e equipamentos.

Figura 3 - Gráfico S-N.



Fonte - Beer (2015).

2.4. COEFICIENTE DE SEGURANÇA

Os fatores de segurança representam a relação entre a resistência de uma estrutura e sua carga máxima esperada, garantindo que as estruturas possam realizar suas funções pretendidas sem falhas (MORELAND, 2023). Contribuições históricas, como as de Meltzer, estabeleceram as bases para a compreensão dos fatores de segurança como um princípio de projeto (HICKS; WANG, 2021).

Relacionando a área da agricultura, um exemplo é o estudo sobre garras de cultivadores, que revelou fatores de segurança de 2,13 e 2,16 sob cargas máximas, indicando seus limites operacionais seguros (PRASETIYO; SEKARJATI, 2024).

Ainda de acordo com Norton (2013), um fator de segurança, que também é conhecido como coeficiente de segurança, pode ser expresso de diversas maneiras. Normalmente, é a relação entre duas quantidades que possuem as mesmas unidades, como por exemplo,

resistência/tensão atuante, esforço crítico/esforço aplicado, esforço que quebra a peça/esforço esperado em serviço, máximo número de ciclos/número de ciclos solicitados ou velocidade que quebra/velocidade em operação. Um coeficiente de segurança é sempre adimensional.

Outra definição de coeficiente de segurança, para Beer (2015), na qual a relação entre a carga-limite e a carga admissível é definida como coeficiente de segurança, conforme representado na equação 2.

Equação 2 – Coeficiente de segurança.

$$C.S = \frac{Carga\ Limite}{Carga\ Admissivel} \quad (2)$$

Fonte – Beer (2015)

O coeficiente de segurança em projetos, para Mott (2015), sugere trabalhar com valores entre 1,5 e 2,0 para componentes submetidos a carregamentos estáticos bem conhecidos e materiais confiáveis. Para carregamentos dinâmicos ou cíclicos, recomenda-se a utilização de coeficientes entre 2,0 e 3,0. Esse intervalo é adequado para garantir que o sistema seja capaz de suportar as tensões geradas durante a operação, oferecendo uma margem suficiente para evitar falhas catastróficas. Assim, o coeficiente de segurança desempenha papel importante no equilíbrio entre a segurança estrutural e a eficiência econômica de um projeto.

2.5. MÉTODOS DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

Atualmente, a utilização de recursos numéricos na criação de projetos de engenharia é primordial. Com o progresso tecnológico, surgiram novos instrumentos que transformaram a maneira como os projetos são elaborados e aperfeiçoados (AMARAL; PINA FILHO, 2010). Entre essas ferramentas, observa-se o CAD (*Computer Aided Design*) e o CAE (*Computer Aided Engineering*), que se tornaram importantes no desenvolvimento, criação e análise de projetos em diversas áreas da engenharia.

Dessa forma, a aplicação de ferramentas de computação é comum na maioria dos setores de desenvolvimento de produtos, reduzindo consideravelmente o tempo necessário para a criação de novos projetos (FOGGIATTO; VOLPATO; BONTORIN, 2007). Speck (2005) destaca que as representações gráficas tridimensionais (3D) assumem uma função cada vez mais significativa nos domínios do design e da arte, atribuível à simplicidade e aplicabilidade variada que os *softwares* atuais oferecem.

O Método dos Elementos Finitos (MEF), também chamado de *Finite Element Method* (FEM), é empregado para solucionar problemas difíceis de resolver com métodos tradicionais

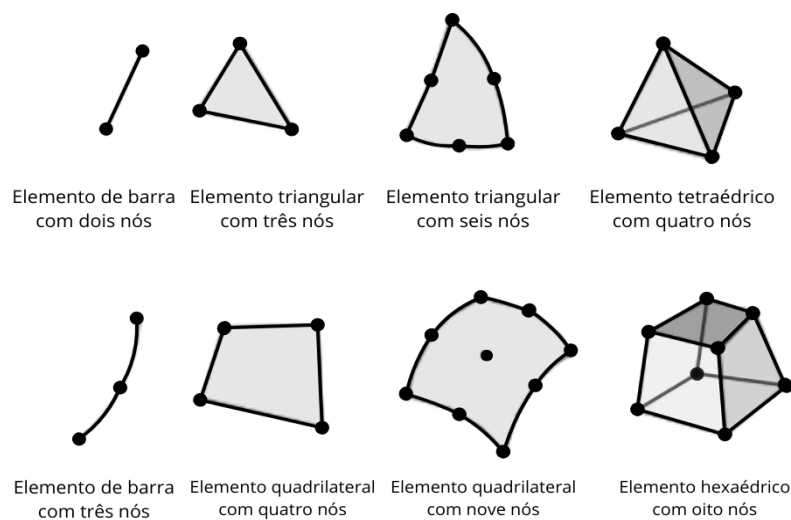
de física ou engenharia. Suas utilizações incluem a análise de campo eletromagnético, avaliação de tensões e deformações em estruturas como veículos, aviões, edifícios e pontes, além da análise de transferência de calor, dinâmica de fluidos e fluxo magnético (CHANDRUPATLA; BLEGUNDU, 2014; IGARASHI, 2024; MUSA, 2023). Atualmente, o MEF, avançou a ponto de permitir sua utilização pela maioria substancial dos projetistas no domínio da engenharia (AZEVEDO, 2003).

Dentre os vários papéis das ferramentas de *software* no projeto mecânico, uma das principais é ajudar a minimizar as tensões localizadas em peças complexas de máquinas. Na indústria, os benefícios incluem a redução de protótipos físicos, a aceleração do desenvolvimento de novos produtos e o aumento da confiabilidade e segurança nas aplicações (IGARASHI, 2024).

2.5.1. MALHAS E NÓS

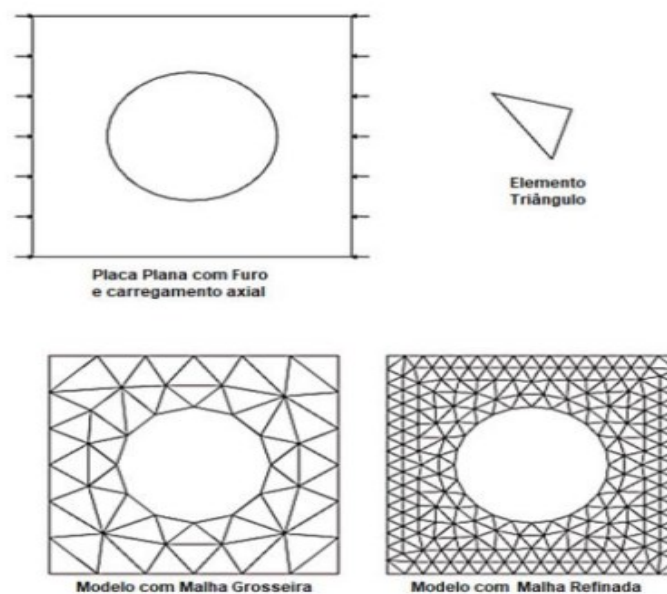
Os pontos que conectam os elementos finitos são denominados de nós. Já a coleção desses nós, intitula-se malha ou elementos. Segundo Owen (1998), a eficiência da malha é diretamente influenciada pelo nível de refinamento aplicado, o qual é determinado pelas operações aritméticas que correspondem ao tamanho do elemento finito adotado. Abaixo, exemplifica-se alguns dos tipos de malhas (figura 4) e a utilização de uma malha em uma geometria com furação (figura 5).

Figura 4 - Tipos de malhas e nós



Fonte - Souza (2003)

Figura 5 - Exemplo de aplicações de malhas



Fonte - Fish (2009)

A qualidade de uma malha é determinante para soluções de MEF precisas. Uma malha grossa pode levar a imprecisões, enquanto uma malha mais fina melhora a convergência da solução, mas com um custo computacional mais alto. O equilíbrio entre esses fatores é importante dentro da análise de elementos finitos (OKEREKE; KEATES, 2017).

Para materiais com gradação funcional (classe de materiais que unem propriedades diferentes em um gradiente, formando uma unidade estrutural com propriedades não uniformes), a geração de malhas adaptáveis é importante para otimizar formas geométricas e distribuições de materiais. Isso envolve a criação de nós que acompanhem os contornos onde ocorrem variações graduais nas propriedades do material, como rigidez ou densidade, garantindo que a malha capture com precisão essas transições. Além disso, a geração de malhas triangulares dentro dessas regiões aumenta a precisão dos modelos FEA (SHIN, 2008). Embora o MEF e a geração de malhas sejam variáveis importantes para as simulações, sempre existem desafios em equilibrar a qualidade da malha com os recursos computacionais.

O refino da malha é um procedimento importante nas análises de elementos finitos (MEF), sendo amplamente descrito na literatura como uma etapa necessária para garantir a precisão em regiões críticas de um modelo, como pontos de concentração de tensões ou descontinuidades geométricas (COOK; MALKUS; PLESHA, 2002; BATHE, 2006). Segundo e colaboradores (2002), o refinamento da malha pode ser realizado automaticamente ou manualmente, ajustando o tamanho dos elementos com base em critérios como erro relativo entre iterações ou qualidade geométrica. Bathe (2006) destaca que o uso de análises de

convergência pode ser utilizado para avaliar a evolução dos resultados, garantindo que a solução numérica seja independente do tamanho da malha, além de assegurar a confiabilidade de projetos submetidos a condições críticas de carregamento.

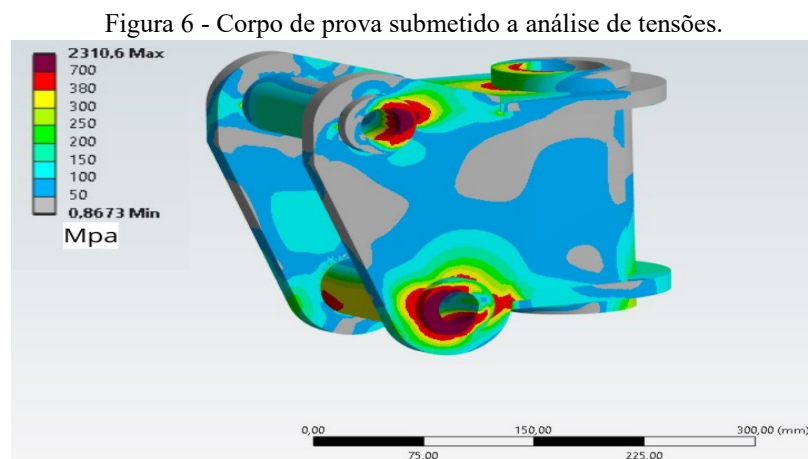
2.6. OTIMIZAÇÃO DE PROJETOS

A otimização de projetos mecânicos envolve o emprego de técnicas para melhorar a eficiência, a qualidade e o desempenho dos projetos. Esse processo é importante na engenharia para desenvolver produtos mais leves, resistentes e gerar ganhos econômicos. Os avanços recentes em métodos computacionais proporcionaram melhora significativa no processo de otimização, permitindo o desenvolvimento de projetos mais confiáveis.

Reduzir material é um dos principais objetivos no processo de otimização mecânica. A otimização de projetos pode ser classificada em três tipos, sendo otimização topológica, paramétrica e de forma. Esses métodos são empregados para obter configurações ideais que atendam a critérios específicos de projetos (GAIKWAD et al., 2023).

A otimização topológica envolve a distribuição de material dentro de um determinado espaço de projeto para alcançar o melhor desempenho estrutural. É particularmente útil para reduzir o peso e, ao mesmo tempo, manter a capacidade de carga e a funcionalidade (GAIKWAD et al., 2023). Ferramentas como o ANSYS permitem que este tipo de otimização ocorra em massa ao remover material desnecessário devido às demonstrações de análises de tensões (GAIKWAD et al., 2023).

Na Figura 6, exemplifica-se pontos de tensões principais e pontos onde não possuem esforços significativos, a qual pode ser reduzido materiais. As cores em azul representam regiões onde existem baixas concentrações de tensões e regiões em vermelho onde há alta concentração de tensões.

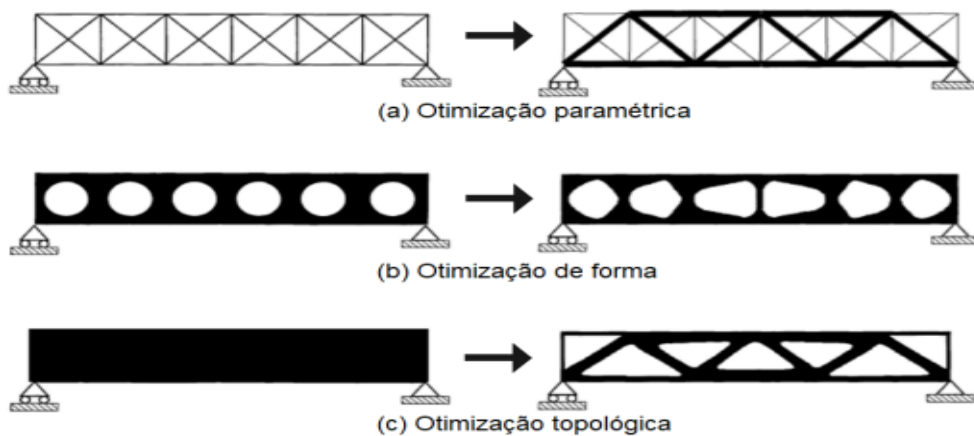


Fonte - Elaborado por autor (2024)

A otimização paramétrica se concentra no ajuste dos parâmetros de um projeto, como dimensões e propriedades do material, a fim de trabalhar em métricas de desempenho, como saída de força ou eficiência energética (ZABIHOLLAH et al., 2023). Esse tipo de otimização é importante em cenários em que o controle preciso sobre as variáveis de projeto é necessário, como no projeto de molas ou outros componentes em que parâmetros como diâmetro da espira e espessura do fio são otimizados para desempenho e segurança (MAALAWI et al., 2010).

Já a otimização de forma se concentra em alterar a forma de um componente para melhorar seu desempenho, focando em modificar a geometria externa. (CHEN et al., 2007). Este método é usado em vários campos da engenharia para aprimorar as propriedades aerodinâmicas ou hidrodinâmicas dos componentes, como no projeto de pás de turbinas ou painéis de carrocerias automotivas (ARORA, 2007). Na Figura 7, exemplifica-se cada tipo de otimização.

Figura 7 - Tipos de otimização. a) otimização paramétrica, b) otimização de forma e c) otimização de topologia.



Fonte - Adaptado de BENDSOE (2004)

2.7. AÇOS DE ALTA RESISTÊNCIA

No processo de otimização de produtos existe a escolha dos materiais mais adequados, que implica diretamente nas propriedades do produto, como resistência, peso, durabilidade e custo.

No contexto histórico, as indústrias buscaram desenvolver produtos que atendam as funções necessárias com o menor peso possível, reduzindo a quantidade de material utilizado e os custos. Nesse contexto, os aços de alta resistência surgem como uma das alternativas a esta necessidade de eficiência energética. Sendo assim, a busca por maior resistência visa reduzir a espessura dos componentes sem prejudicar sua resistência mecânica (GORNÍ, 2010).

A produção de aços de alta resistência e baixa liga envolve controle preciso sobre a composição química e as condições de processamento. Por exemplo, um aço de baixa liga de alta resistência com um limite de escoamento de 460 MPa é produzido controlando elementos como carbono, manganês e nióbio, juntamente com técnicas específicas de laminação e resfriamento para garantir um desempenho estável (XIAOFANG et al., 2020).

Os aços de alta resistência são caracterizados por sua relação tensão-deformação, relação escoamento-resistência à tração e ductilidade. Essas propriedades são frequentemente avaliadas por meio de testes de tração estática e testes de flexão para garantir que atendam aos padrões de desempenho exigidos (ARDELEAN et al., 2024; BAN et al., 2011).

Aços estruturais e os chamados aços normais ou comerciais possuem certas diferenças em suas propriedades mecânicas, composição química e aplicação prática, sendo essas características regulamentadas por normas específicas. Os aços estruturais são desenvolvidos para suportar cargas elevadas e condições críticas em construções, pontes e estruturas metálicas. Eles possuem requisitos rigorosos de limite de escoamento, resistência à tração e ductilidade, características essenciais para garantir a segurança estrutural (ABNT NBR 8800; EN 10025; *American Society for Testing and Materials* - ASTM A36). Por exemplo, a norma EN 10025 especifica graus como S235, S275 e S355, amplamente utilizados devido à sua excelente relação entre resistência mecânica e soldabilidade (ABNT, 2008; CEN, 2004; ASTM, 2014).

Por outro lado, os aços normais, também conhecidos como aços comerciais ou de uso geral, seguem normas menos exigentes, como a ASTM A568 e a ABNT NBR 6621, que regulamentam materiais para aplicações menos críticas. Esses aços são frequentemente utilizados na fabricação de chapas, peças automotivas e componentes não estruturais, onde a resistência mecânica e as condições extremas não são os principais critérios. Em geral, os aços normais apresentam uma composição química mais simples e menor controle sobre elementos como carbono, fósforo e enxofre, o que os torna menos indicados para aplicações estruturais (ASTM, 2019; ABNT, 1989).

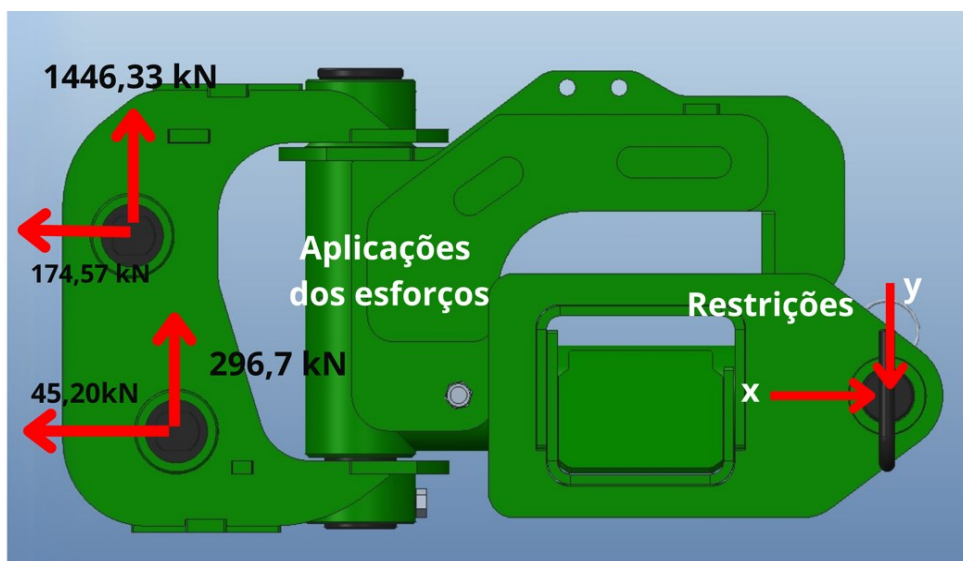
Portanto, a escolha entre um aço estrutural e um aço normal deve considerar o contexto da aplicação e os requisitos de segurança e desempenho especificados nas normas. Os aços estruturais são indispensáveis para projetos que demandam alta resistência, durabilidade e confiabilidade, enquanto os aços normais atendem a necessidades menos exigentes, com custo e processamento mais acessíveis - ABNT NBR 8800; ASTM A36; ASTM A568; EN 10025. (ABNT, 2008; CEN, 2004; ASTM, 2014; ASTM, 2019).

3. METODOLOGIA

O engate da plantadeira é submetido a diversas solicitações mecânicas durante sua operação, sendo essas forças combinadas fundamentais para o seu dimensionamento e desempenho. Entre as principais solicitações estão forças de tração e compressão, provenientes do acoplamento e tração do implemento pelo trator, bem como momentos fletores gerados pelo peso do implemento e forças dinâmicas de impactos causados por terrenos irregulares. Além disso, o sistema enfrenta forças cisalhantes nas conexões, como pinos e chapas, e carregamentos cíclicos que podem levar a falhas por fadiga.

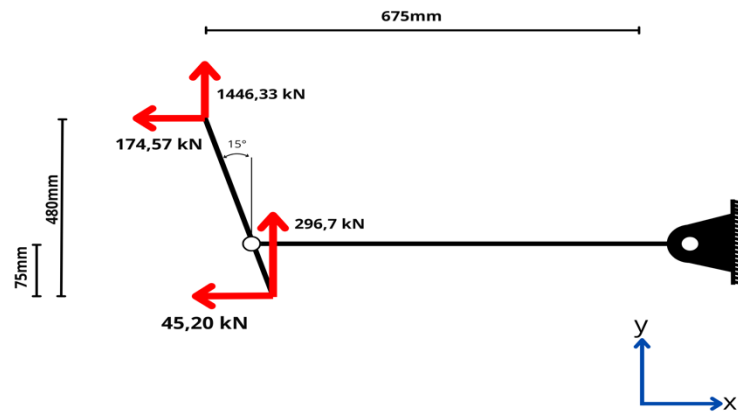
As medições para análise das forças foram realizadas utilizando células de carga, que foram acopladas diretamente ao engate hidráulico de três pontos da plantadeira. Essas células foram instaladas em pontos estratégicos do engate, especificamente na união entre a plantadeira e o engate hidráulico, com o objetivo de captar as forças resultantes de tração e compressão. Os dados obtidos pelas células de carga foram utilizados para determinar os esforços aplicados no engate, os quais serão considerados na análise de elementos finitos. As forças identificadas para a simulação foram: força vertical de 1446,33 kN no pino superior, 296,7 kN no pino inferior, força de tração horizontal de 174,57 kN no pino superior e 45,2 kN no pino inferior, como pode ser visto na figura 8. O diagrama de corpo livre é apresentado figura 9. Na figura 10 se encontra a vista superior dos locais de aplicação das forças e na figura 11 o diagrama de corpo livre com uma vista superior e uma vista lateral esquerda. Esses valores representam as condições de carregamento que serão aplicadas ao modelo para simulação. O equipamento possui uma massa total de 30.500 kg enquanto o engate possui uma massa de 269 kg.

Figura 8 - Aplicação de cargas.



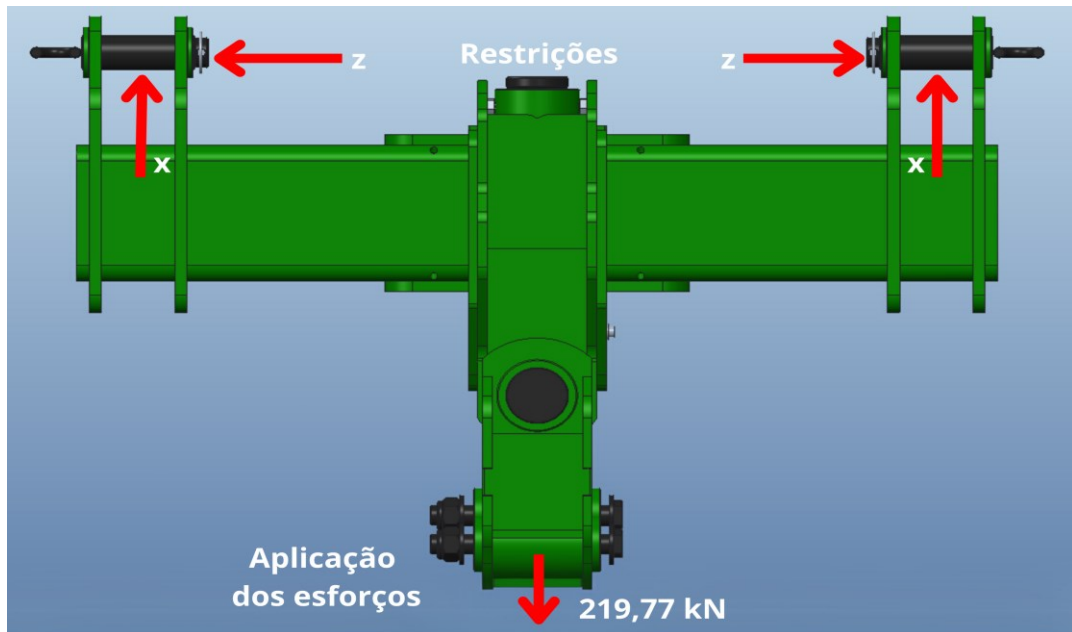
Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Figura 9 - Diagrama de corpo livre da figura 8.



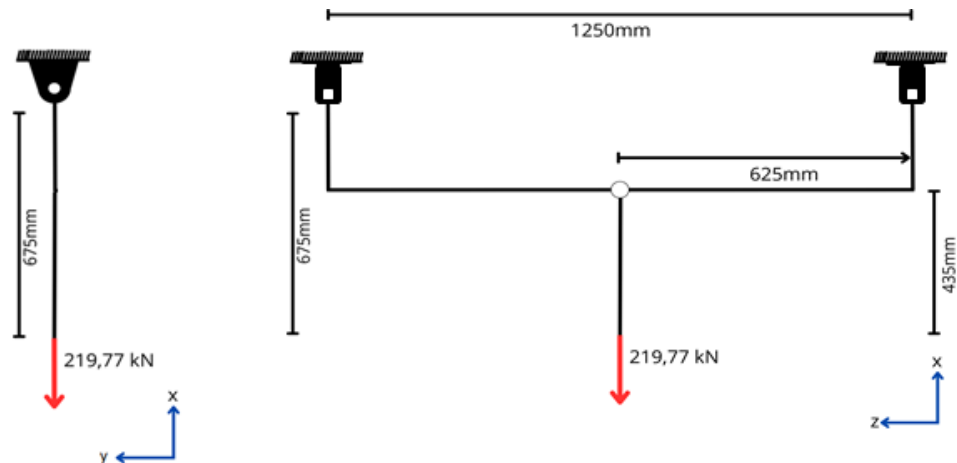
Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Figura 10 - Aplicação de cargas vista superior.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Figura 11 - Diagrama de corpo livre da figura 10.



Vista lateral esquerda

Vista superior

Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

A metodologia do trabalho se baseou na sequência metodológica de projeto proposta por Norton (2013). A primeira fase, identificação da necessidade, abordou as falhas estruturais observadas no engate hidráulico de três pontos durante condições severas de operação. Essas falhas comprometem tanto a segurança quanto a funcionalidade do sistema, evidenciando a necessidade de intervenção. Além disso, as falhas geram insatisfação nos clientes, o que pode comprometer a marca e levar a um número significativamente menor de vendas. Os parâmetros de contorno e as condições de operação, que estabelecem as cargas e restrições aplicadas ao sistema durante a análise, foram definidos com base nessas observações.

Na etapa de pesquisa de suporte, foram coletados e analisados dados importantes para entender o problema. Foram identificadas falhas específicas, como concentrações de tensões em transições geométricas, deformações prematuras em pinos e buchas e amassamentos em situações de uso extremo. Também foram observadas as dimensões das quebras e os locais onde se iniciam os processos de propagação de trinca, na qual visualiza-se abaixo análise em elementos finitos do conjunto bem como a explicação do componente.

3.1. ANÁLISE DOS COMPONENTES

3.1.1. Versão original

O Engate hidráulico de 3 pontos é um componente utilizado na linha de plantio para diminuir o peso do equipamento em cima da barra de tração do trator. Na Figura 12, destaca-se o engate hidráulico acoplado ao trator e em operação.

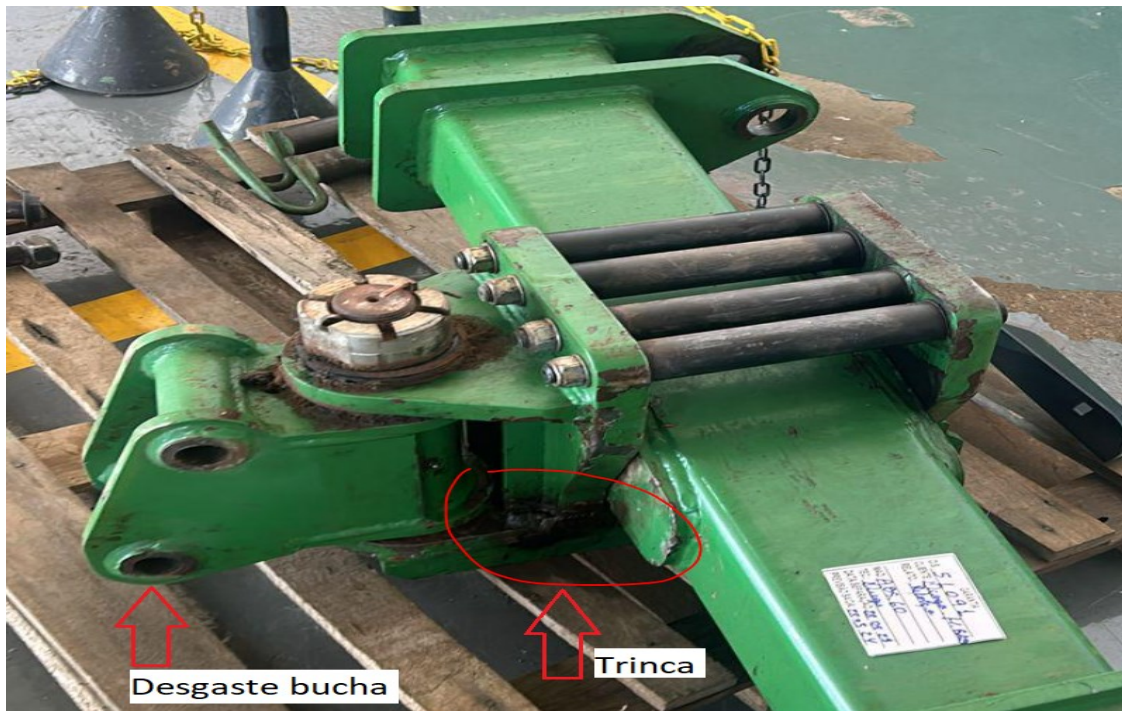
Figura 12 - Engate hidráulico 3 pontos.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024)

A falha ocorre após um determinado período de uso, variando de uma até duas safras nas épocas de plantio que se aproximam de 90 dias cada safra, com média de trabalho de 8 horas diárias o que gera aproximadamente 720h de trabalho por safra. As falhas do componente se concentravam no desgaste das buchas do articulador horizontal e na trinca no articulador vertical na Figura 13.

Figura 13 - Trinca engate hidráulico.



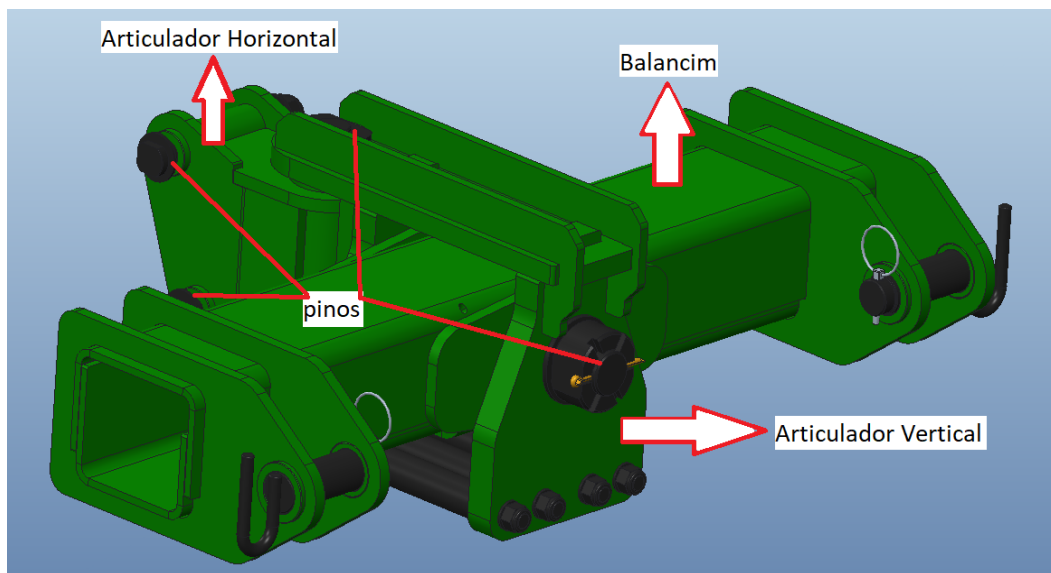
Fonte - Elaborado pelo autor (2024)

O equipamento é composto por quatro elementos principais. O primeiro é o balancim, que se conecta aos braços do levante hidráulico. No centro, está o segundo componente, o articulador vertical, tem essa nomenclatura pois realiza rolagem no seu eixo de fixação. O terceiro componente é o articulador horizontal, montado sobre o articulador vertical, permitindo que o trator realize manobras com maior eficiência, ampliando o raio de giro e reduzindo o percurso necessário durante o plantio, recebendo essa nomenclatura pois realiza o movimento de guinada no seu eixo de fixação. Todos os componentes são fixados por meio do quarto elemento, os pinos, que conectam os eixos de articulação (Figura 14).

Na sequência serão descritos estes componentes, sendo três deles de interesse: o articulador horizontal, articulador vertical e os pinos/buchas. O balancim não foi submetido a uma análise detalhada, pois atende aos requisitos estruturais do projeto. Sua configuração atual é capaz de suportar os carregamentos aplicados durante a operação, sem apresentar riscos de falhas estruturais. Além disso, o componente mantém as características técnicas e dimensionais

necessárias para garantir sua funcionalidade e integração com os demais elementos do sistema, assegurando o desempenho esperado no conjunto.

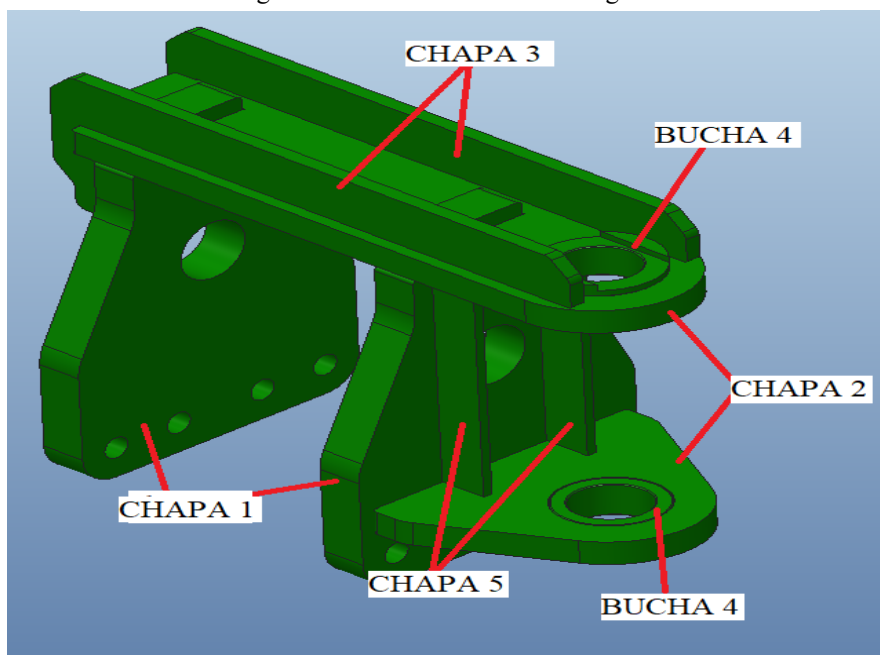
Figura 14 - Componentes do engate hidráulico.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024)

O articulador vertical original é composto por quatro tipos de matérias-primas, cada uma com espessuras diferentes: 37,5 mm, 25 mm e 12,5 mm, além das buchas com 24 mm de espessura (Figura 15). As características de cada elemento que o compõe estão descritas na Tabela 2. O conjunto final, com todas as peças montadas, resulta em uma massa total de 65,8 kg, sendo este o componente sujeito ao aparecimento de trincas.

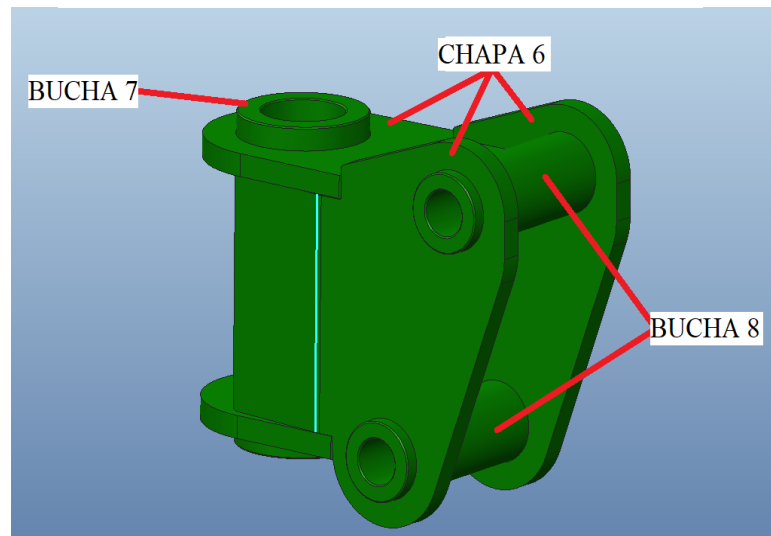
Figura 15 - Articulador vertical original.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024)

O articulador horizontal original é formado por quatro elementos principais: uma chapa de aço estrutural de baixa liga e alta resistência com 16 mm de espessura (Figura 16) e três buchas estruturais uma com 34,5 mm de espessura e duas com 24 mm. As especificações detalhadas estão apresentadas na Tabela 2. O conjunto soldado possui uma massa final de 27,3 kg, sendo este o componente onde ocorre o desgaste das buchas marcadas na figura como “bucha 8”.

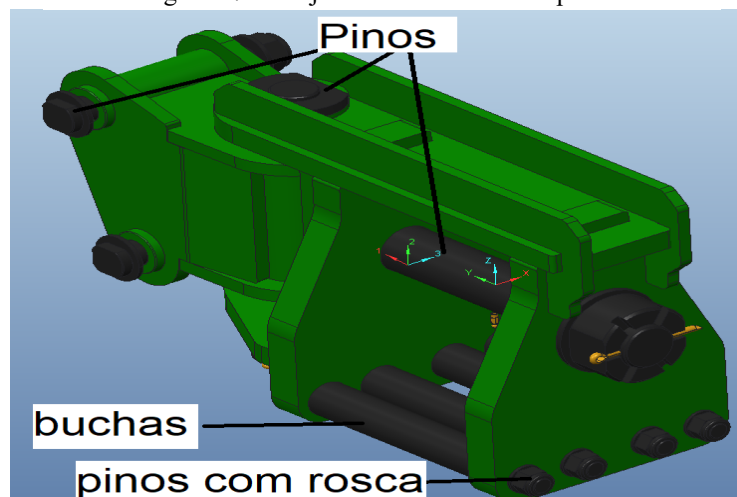
Figura 16 - Articulador horizontal original



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Os pinos e as buchas apresentam diâmetros diferentes. Dois pinos trefilados de 50 mm unem o articulador vertical ao articulador horizontal, enquanto um terceiro pino conecta o conjunto ao balancim. No conjunto do engate, o articulador vertical possui quatro buchas com 23 mm de espessura, conforme ilustrado na Figura 17. Além disso, existem quatro pinos com ponta roscada e diâmetro de 21 mm, cujas especificações estão detalhadas na Tabela 2.

Figura 17 - Conjunto de interesse com pinos.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

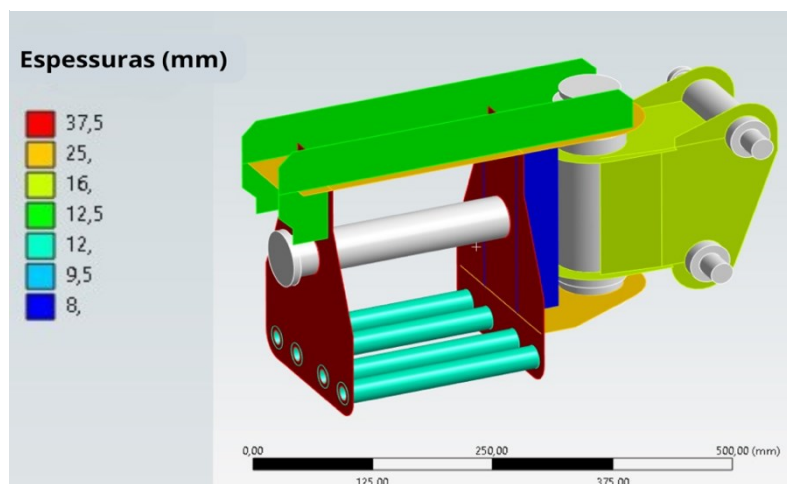
Tabela 2 - Características das matérias primas.

CONJUNTO	ELEMENTO	ESPESSURA (mm)	RESISTÊNCIA À TRAÇÃO (MPa)	LIMITE DE ESCOAMENTO (MPa)
ARTICULADOR VERTICAL	CHAPA 1	37,5	400	250
	CHAPA 2	25	450	345
	CHAPA 3	12,5	460	380
	BUCHA 4	24	500	355
	CHAPA 5	8	460	380
ARTICULADOR HORIZONTAL	CHAPA 6	16	450	345
	BUCHA 7	34,5	500	355
	BUCHA 8	24	500	355
PINOS/BUCHAS	PINO 9	60	1020	655
	BUCHA 10	23	500	355
	PINO 11	21	560	310

Fonte - Elaborado pelo autor (2024)

Os pinos possuem função de não permitir que o conjunto abra na parte inferior devido ao esforço de tração que é submetido. Com essas observações é possível notar que existe grande variedade de materiais. Cada material utilizado possui características estruturais próprias, que impactam na resistência dos componentes. Na Figura 18, identifica-se as diferentes espessuras existentes na estrutura.

Figura 18 - Espessuras existentes no conjunto de interesse.

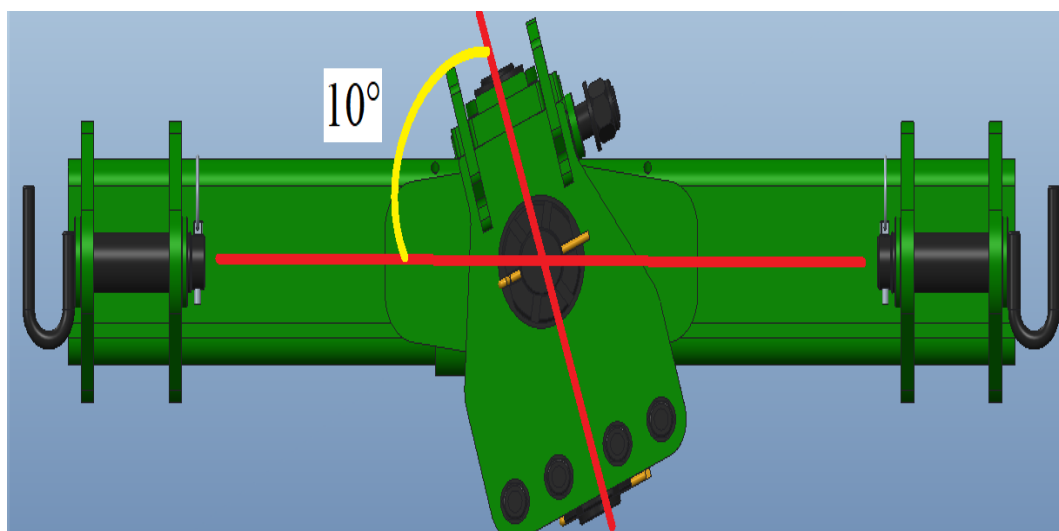


Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

3.1.1.1. Análise Estrutural Versão Original

Análises de elementos finitos foram executadas na versão original. Com as análises foi possível identificar que a falha ocorria na transição da geometria entre os componentes, podendo ser ocasionada por falha de solda, falha na micro e macro estruturas dos componentes, bem como limitações funcionais do equipamento. Como pode ser visto na Figura 19, no componente existe um batente de fim de curso, que ocorre quando o componente é inclinado em 10° de giro vertical. Esse batente pode gerar um aumento desproporcional de tensões no fim de curso.

Figura 19 - Ângulo de trabalho original.



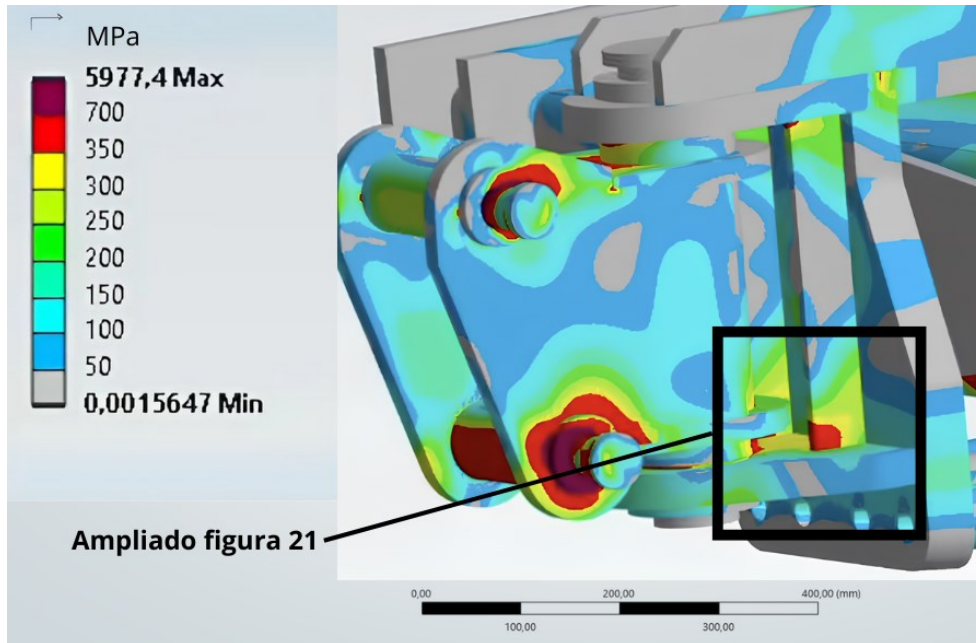
Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

A análise estrutural, considerando as condições de contorno especificadas, revelou um concentrador de tensões acima de 700 MPa na região da falha localizada no articulador vertical (figura 20) de aproximadamente 45mm sendo possível observar na figura 21. Essa concentração é causada por uma mudança brusca de geometria, sem a presença de um raio ou chanfro que suavize a transição entre as seções. Outro fator identificado foi a diferença de espessura e material entre as chapas.

A chapa 1 na horizontal possui 37,5 mm de espessura e é feita de aço com limite de escoamento de 250 MPa, enquanto a chapa 5 na vertical tem 8 mm de espessura e é confeccionada em aço com limite de escoamento de 380 MPa. Essa diferença entre os

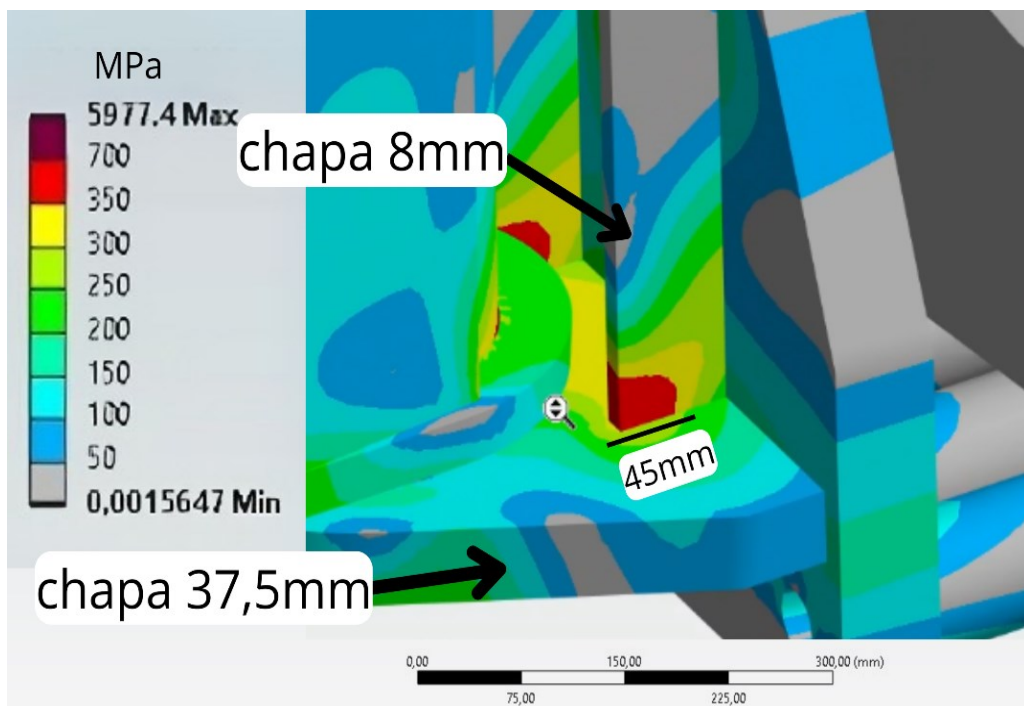
componentes, faz com que os esforços sofridos pelo conjunto se concentrem nesses pontos de menor resistência, sendo ampliado principalmente pela diferença entre limites de escoamento.

Figura 20 - Tensões articulador vertical original.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

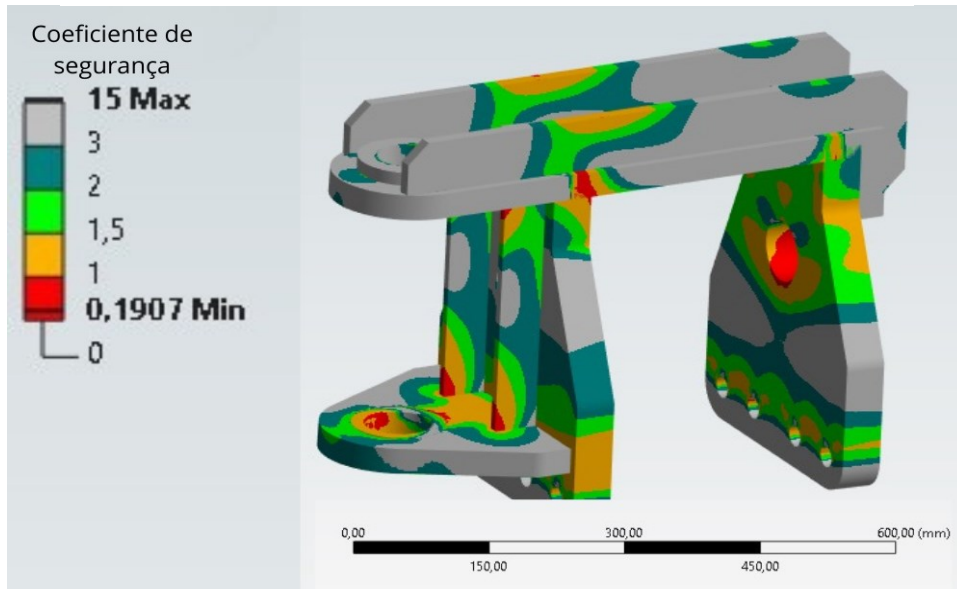
Figura 21 - Concentrador de tensão articulador vertical.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Outro aspecto avaliado na análise estrutural foi o coeficiente de segurança do componente. O valor mínimo obtido para o coeficiente de segurança foi de aproximadamente 0,190, conforme ilustrado na Figura 22.

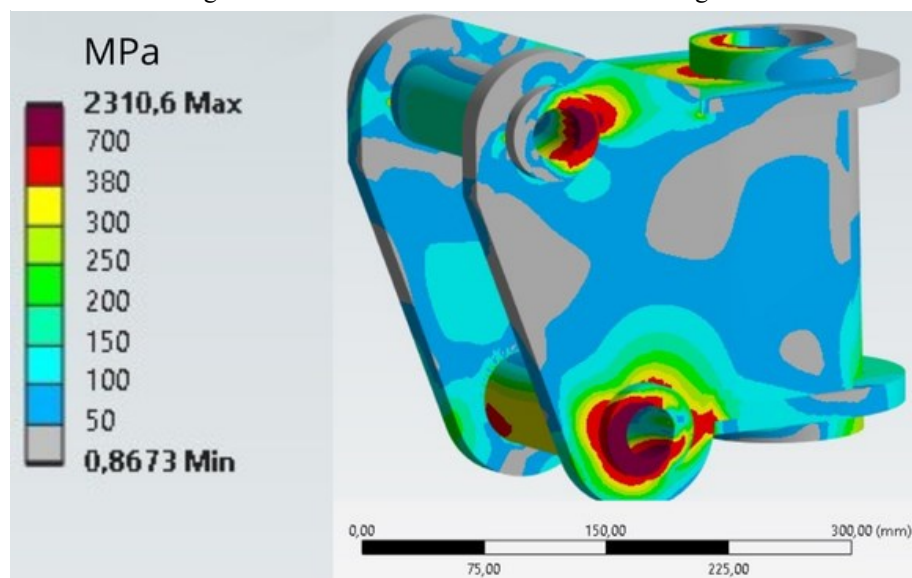
Figura 22 - Coeficiente de segurança articulador vertical original.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

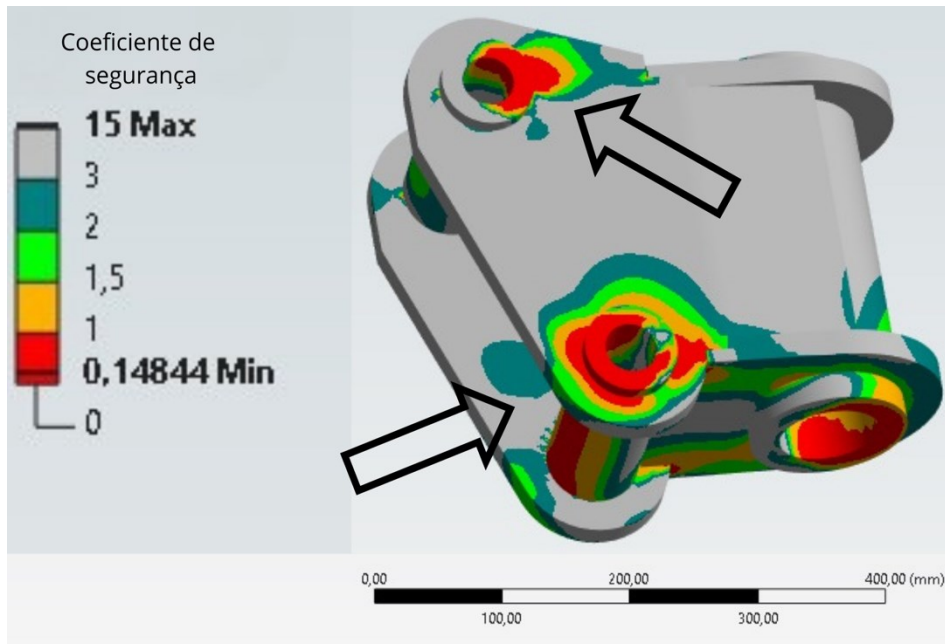
A tensão sofrida pelas buchas do conjunto articulado também foi analisada. As buchas horizontais, (figura 23), possuem uma tensão máxima em torno de 2310,6 Mpa. Este esforço, na prática, gera deformações no componente. Isto ocorre, pois, a espessura da bucha é insuficiente para o esforço de tração sofrido pela máquina. O coeficiente de segurança neste elemento tem como menor valor 0,148 (figura 24).

Figura 23 – Tensão no articulador horizontal original.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

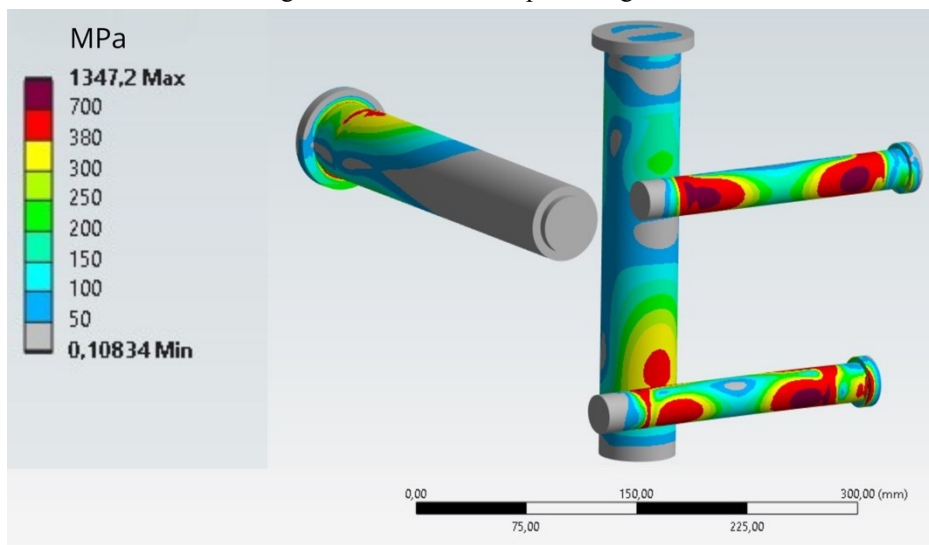
Figura 24 - Coeficiente de segurança do articulador horizontal original.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

A análise dos pinos do conjunto revelou tensões superiores ao limite de escoamento, atingindo 1347,2 MPa, conforme indicado na Figura 25. As tensões concentram-se principalmente nos pinos de engate, que devem ser intercambiáveis.

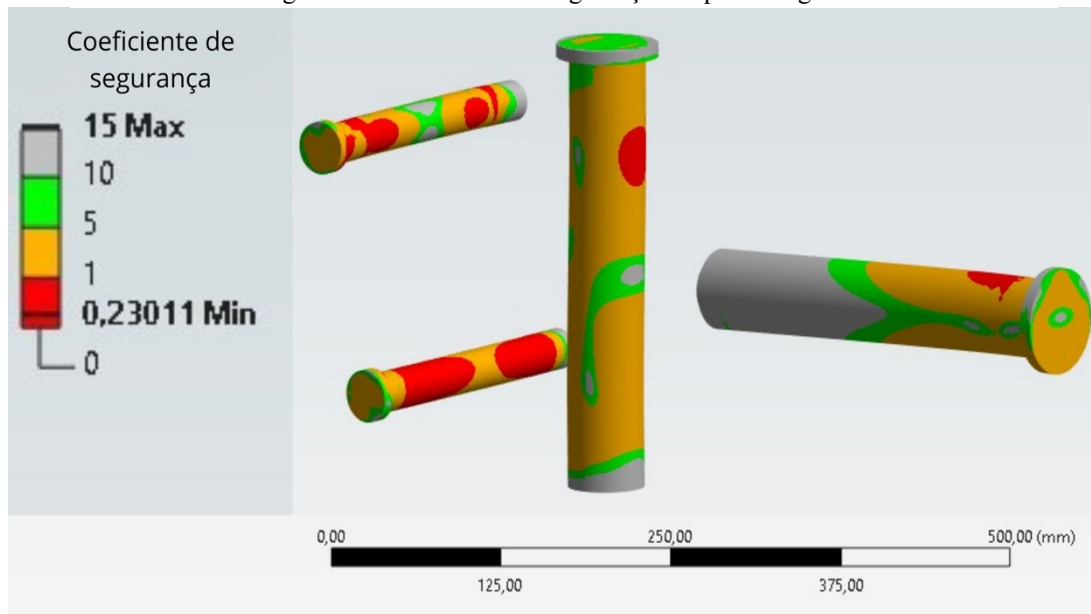
Figura 25 – Tensões nos pinos originais.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Essas condições resultam em deformações observadas diretamente nos pinos durante as análises realizadas, levando à flexão e à deformação em suas superfícies. Além disso, os coeficientes de segurança foram avaliados, apresentando um valor mínimo de 0,230, conforme mostrado na Figura 26.

Figura 26 - Coeficiente de segurança dos pinos originais.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Com base nessas informações, avançou-se para a terceira fase da metodologia de projetos, o objetivo. Nessa fase foi definido que a meta principal seria melhorar a resistência estrutural e a durabilidade do componente. Isso inclui reduzir tensões críticas, garantir a segurança operacional e manter a intercambialidade dos componentes novos com o modelo original, sem a necessidade de adaptações extras pelo cliente.

Dentro desta metodologia observou-se normas técnicas onde é possível notar que os sistemas de engate utilizados na conexão de implementos agrícolas, como plantadeiras, devem atender a critérios específicos de resistência, compatibilidade e segurança, definidos pelas normas ABNT NBR ISO 5692 e ISO 730. Essas normas estabelecem requisitos que norteiam para a integridade estrutural do engate sob condições normais e extremas de operação, considerando forças de tração, compressão e impactos dinâmicos (ABNT, 2018; ABNT, 2009).

Atendendo as normas o dimensionamento do engate foi realizado com base em análises de elementos finitos, permitindo avaliar sua resistência estrutural observando pontos a serem melhorados para atender as mais diversas solicitações estruturais, como as forças de tração e compressão geradas em condições de trabalho, utilizou-se o método das tensões admissíveis combinado com análises de elementos finitos para avaliar a segurança estrutural do componente. Esse método baseia-se na comparação direta entre a tensão máxima atuante no componente $\sigma_{atuante}$ e a tensão admissível do material $\sigma_{admissivel}$, garantindo que o componente opere dentro de limites seguros. As tensões atuantes foram determinadas por meio de simulações no *software* ANSYS, considerando os picos de carga medidos no sistema. A

tensão admissível foi calculada com base nas propriedades mecânicas do material utilizado, como resistência ao escoamento. Essa abordagem permitiu identificar regiões críticas de concentração de tensões, observar o comportamento do componente em condições operacionais extremas e propor modificações para otimizar sua resistência e durabilidade.

Os requisitos do projeto foram estabelecidos considerando as necessidades do cliente e os critérios técnicos relevantes para o projeto. Analisou-se detalhadamente as demandas operacionais do sistema, avaliando condições reais de uso, limitações técnicas e possíveis soluções para otimizar o desempenho do componente. Essa abordagem garantiu que os requisitos fossem completos, viáveis e alinhados aos padrões de qualidade. Esses requisitos podem ser observados na tabela 3.

Tabela 3 - Requisitos de projeto.

Requisito	Descrição
Melhoria da resistência estrutural	Aumentar a resistência do componente contra cargas e esforços aplicados durante sua operação.
Aumento da durabilidade	Prolongar a vida útil do componente, reduzindo desgaste e necessidade de substituições frequentes.
Redução de tensões críticas	Minimizar pontos de concentração de tensão que possam comprometer a integridade estrutural.
Garantia de segurança operacional	Assegurar que o componente opere de forma confiável e segura ao longo de sua vida útil.
Intercambialidade	Garantir que os novos componentes sejam compatíveis com os modelos originais sem adaptações extras por parte do cliente.

Fonte - Elaborado pelo autor (2024)

Na sequência, a fase de especificações de tarefas detalhou as metas do projeto. Os objetivos incluíram melhorar o coeficiente de segurança, limitar o aumento de peso em até 10%, garantir que o engate suportasse as cargas verticais e horizontais especificadas e manter a compatibilidade dimensional para facilitar a substituição pelo cliente. Além disso, foi necessário assegurar articulações do articulador vertical entre 35° e 40°, e do articulador horizontal entre 80° e 90°, valores superiores aos do componente original sendo o articulador horizontal em 75° e o articulador vertical em 10°.

A fase de síntese concentrou-se na geração de soluções, propondo ajustes no design. Entre as propostas estavam suavizar transições geométricas com chanfros e raios de curvatura

maiores, substituir os materiais por aço com maior resistência (limite de escoamento de 700 MPa), reduzir a quantidade de diferentes matérias-primas utilizadas, reforçar pinos e buchas para suportar os esforços e otimizar a espessura dos articuladores verticais e horizontais para melhorar a distribuição das tensões.

Na etapa de análise, as alternativas propostas foram avaliadas preliminarmente por meio de simulações com o *software* ANSYS. As análises estruturais utilizando o método de elementos finitos (FEA) detectaram tensões críticas ainda presentes no modelo revisado, com picos de até 1617,9 MPa. O coeficiente de segurança local continuava insuficiente (0,212), evidenciando a necessidade de ajustes adicionais no design. Com base nos resultados, foram desenvolvidas duas versões de componentes como solução: uma versão inicial, com ajustes parciais, e uma versão final aprimorada, que será discutida nos resultados e discussões.

Após essa análise, foi realizada a seleção da solução mais promissora. A proposta escolhida envolveu o redimensionamento dos componentes, o uso de aço estrutural com maior resistência e revisões na geometria para eliminar concentrações de tensões. A proposta selecionada apresentou melhorias significativas nos componentes, que foram comprovadas por meio das simulações de elementos finitos.

Na fase de projeto detalhado, foram realizados os detalhamentos dos desenhos 3D, com ajustes no modelo CAD além de serem especificados componentes e ajustes. Os fornecedores de materiais e componentes também foram definidos. Outra etapa importante na fase de detalhamento são as especificações dos métodos de fabricação. Nessa etapa foram especificados o tamanho do cordão de solda, locais de isenção de pintura, pontos de proteção de rosca e especificações quanto a centralização das buchas.

A etapa de protótipo será realizada com a construção e validação de um modelo físico. Os protótipos devem ser testados em condições reais de operação, incluindo situações de manobra severas, como giros horizontais a 15°.

Após os ajustes finais com base nos resultados dos testes com o protótipo, o novo design será implementado no mercado, substituindo os modelos antigos e atendendo às necessidades identificadas na fase inicial. Por fim, na fase de produção iniciará a fabricação em escala do projeto.

Com os passos listados, espera-se obter sucesso na elaboração de um novo componente para o engate hidráulico da plantadeira. Por meio de elaboração de soluções e análises de elementos finitos busca-se obter um menor índice de falhas e uma maior satisfação dos clientes.

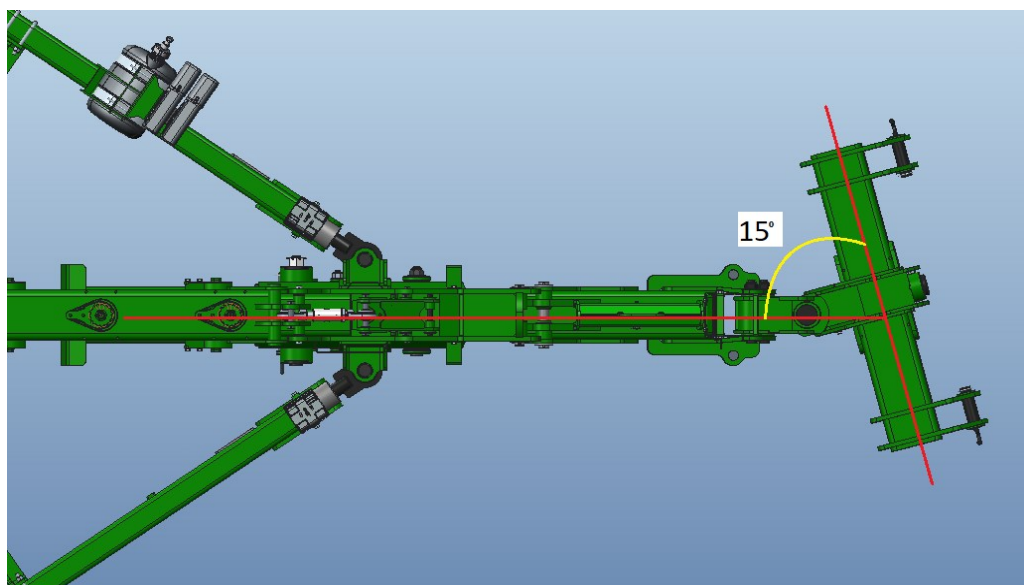
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados deste trabalho estão organizados em três etapas. Na primeira etapa, é apresentada as condições de simulação, tamanho de elementos carregamento, a segunda etapa será abordada á versão inicial desenvolvida como solução para os problemas identificados, abordando a análise preliminar da proposta. Por fim, a versão final do componente é apresentada como a solução mais próxima da definitiva, desenvolvida para reduzir os problemas de trinca e atender, de forma mais consistente, aos requisitos estruturais.

4.1. CONDIÇÕES DE SIMULAÇÃO

Sobre as simulações, foram utilizadas as cargas máximas existentes entre o transporte e o plantio como citado no início da metodologia. Essas aplicações de carga foram consideradas com o articulador horizontal em 15° (figura 27), pois o esforço combinado pode ser a condição mais crítica de atuação. Nessa condição pode-se observar que o implemento fica desalinhado ao centro do engate.

Figura 27- Ângulo de referência.

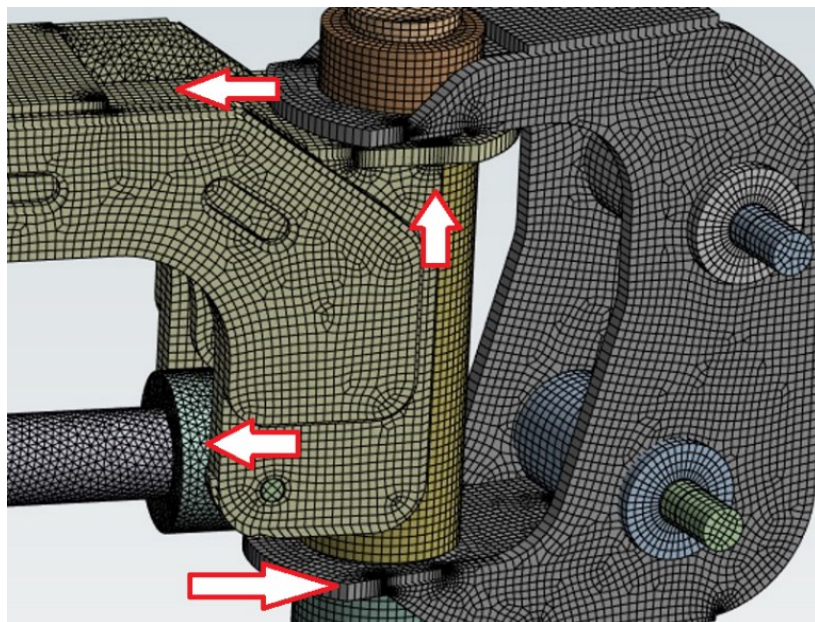


Fonte - Elaborado pelo autor (2024)

Em relação às simulações de elementos finitos, a malha utilizada foi de 6 mm. Porém, em regiões de transições abruptas de geometria ou união de componentes com geometrias diferentes, houve um refino da malha para garantir maior precisão nos resultados. Nessas áreas críticas, também ocorreu uma variação do tipo de malha, entre elementos tetraédricos,

hexaédricos e triangulares. Essa variação foi realizada automaticamente pelo *software* ANSYS, conforme a análise de geometria executada sendo indicado nas setas na figura 28. O modelo de simulação considerado foi linear elástico em todos os casos. Apesar de ter sido realizado um teste de convergência de malha para validar a qualidade dos resultados, os detalhes desse teste não foram apresentados neste trabalho. No entanto, a qualidade do tamanho do elemento e aplicação da malha bem como refinamento em regiões críticas garantem a confiabilidade dos resultados obtidos e estão apresentados na figura 29 onde a qualidade da malha para este tamanho apresentou valores com um índice máximo de 99,9% e uma média de 91,2%, indicando uma malha refinada e bem ajustada.

Figura 28 - Exemplo representativo de malhas no componente.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Figura 29- Qualidade do elemento.

Tamanho do elemento	6 mm
Qualidade do dimensionamento	
Alisamento	Médio
Métrica de malha	Qualidade do elemento
<input type="checkbox"/> Min	1,7%
<input type="checkbox"/> Máx	99,9%
<input type="checkbox"/> Média	91,2%
<input type="checkbox"/> Desvio Padrão	10,5%

Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

As condições de contorno e carregamentos utilizados foram definidas com base em situações reais de operação do engate de três pontos da Absoluta 61L. O objetivo foi simular as tensões e deformações sob diferentes condições de uso para observar a eficiência estrutural do novo projeto. Dentre essas condições, destacam-se as seguintes:

- Restrições nos pinos e buchas: As buchas foram consideradas como pontos de contato rotacional, permitindo rotação. Os pinos foram modelados como fixos para simular a conexão estrutural. A interação entre buchas e pinos incluiu um coeficiente de atrito de 0,2, representando as condições típicas de uso.
- Geometria restritiva: A geometria do conjunto foi mantida com ângulos de trabalho do articulador vertical travado em 90°, posição máquina nivelada e 15° para o articulador horizontal, para simular a angulação de manobra.
- Para as condições de carregamento: foi aplicada a condição de carregamento combinado, considerada a condição crítica, onde existe a aplicação simultânea de uma força vertical de 1446,33 kN no pino superior e 296,7 kN no pino inferior, além de uma força de tração horizontal de 174,57 kN no pino superior e 45,2 kN no pino inferior. Esses valores representam a condição de maior exigência para o conjunto e foram utilizados como base para a análise de elementos finitos.

Para realizar essas simulações o *software* utilizado para as simulações foi o Ansys na versão 2024.

4.2. VERSÃO INICIAL

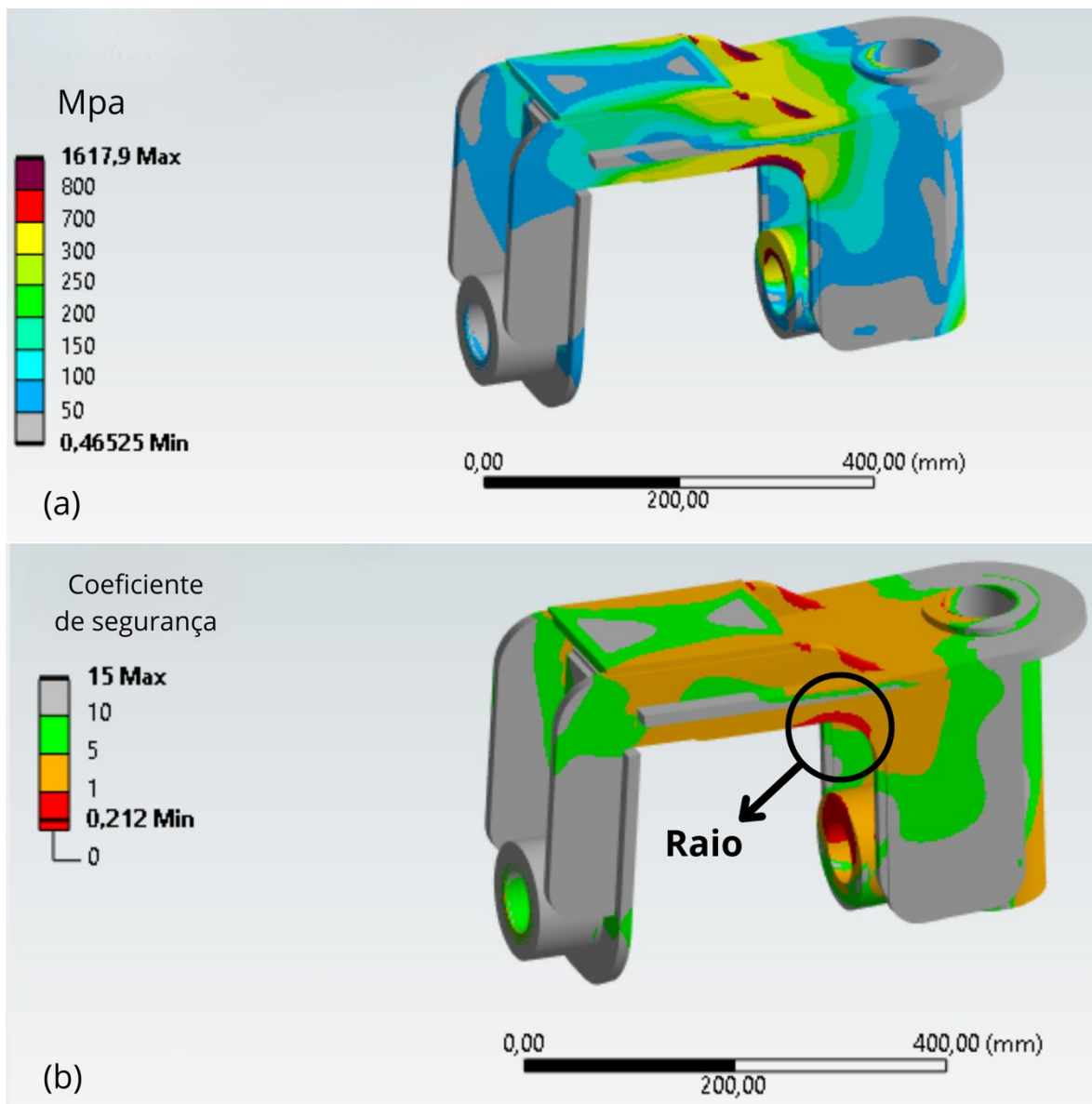
Na versão inicial, o componente foi modelado utilizando chapas de aço com 12,5 mm de espessura, limite de escoamento de 700 MPa e resistência à tração de 780 MPa. O objetivo foi desenvolver o componente com espessura e tipo de material uniformes. Para as buchas, foram empregados tubos de aço com resistência à tração de 500 MPa e limite de escoamento de 355 MPa. Já os pinos são de barras trefiladas, projetadas para suportar as tensões identificadas nas análises estruturais, apresentando limite de escoamento de 415 MPa e resistência à tração de 655 MPa.

4.2.1. Análise Estrutural Versão Inicial

Na análise estrutural foi possível observar que o articulador vertical não suportaria as tensões aplicadas, pois seu novo formato gerava um acúmulo de tensões na transição de geometria. Como destacado na Figura 30 (b) em “Raio”, é possível ver os picos de tensões de

Von Misses (critério que é ideal para materiais dúcteis) que atingem 1617,9 Mpa (figura 30, a). Também é possível identificar que o coeficiente de segurança ficou bem abaixo de 1 nas áreas de concentração, ficando em 0,212, onde possivelmente pode ocorrer falhas. Existe uma limitação no desenvolvimento do raio do componente (figura 30), pois afeta no ângulo de articulação que não pode diminuir, para atender ao requisito de projeto de articulação vertical entre 35° e 40°.

Figura 30 - Tensão e coeficiente de segurança articulador vertical inicial.



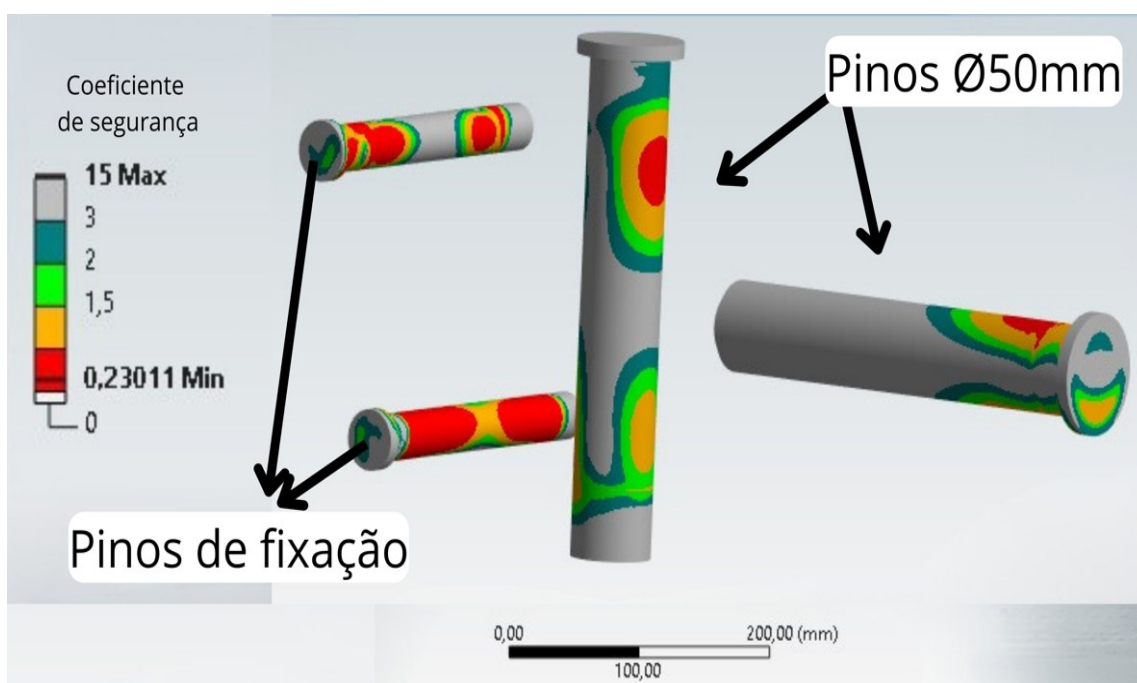
Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Quanto ao articulador horizontal, é necessário garantir sua intercambiabilidade com o modelo original, uma vez que a substituição de um grande volume de componentes no equipamento tornava-se economicamente inviável para o cliente. Essa limitação foi um fator

decisivo na busca por uma solução. A primeira versão do articulador foi aprovada, e seus dados serão apresentados juntamente com os resultados da "Versão Final".

Os pinos de união apresentaram para uma primeira versão valores mínimos de coeficiente de segurança de 0,230 (Figura 31). É importante destacar que os pinos principais, com diâmetro de 50 mm, apresentam pontos específicos onde atingem esse coeficiente. Por outro lado, os pinos de fixação, cujo diâmetro é limitado devido à necessidade de intercambiabilidade, mostraram divergências. O baixo coeficiente de segurança é atribuído principalmente aos pinos cujo diâmetro não foi alterado os pinos de fixação (pinos menores).

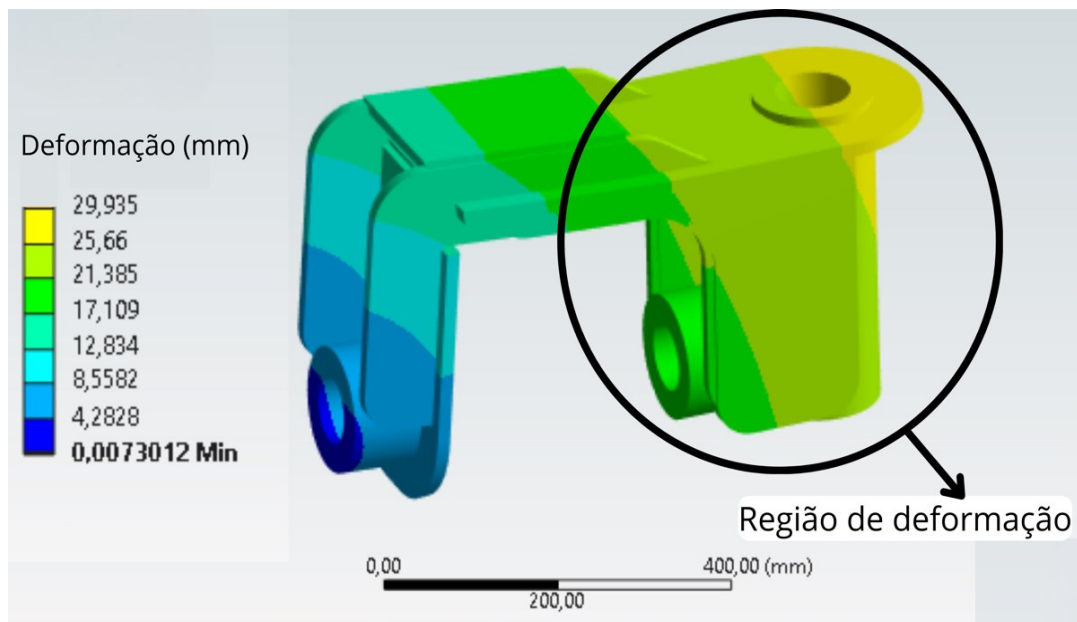
Figura 31 - Coeficiente de segurança dos pinos iniciais.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Os resultados obtidos nesta primeira versão podem ser considerados proveitosos, pois evidenciaram a necessidade de incluir mais um componente de fixação no articulador vertical com os pinos. Observou-se que o componente está submetido a um elevado esforço de tração, o que aumenta significativamente a tensão sobre os raios. Como consequência, a deformação do componente atingiu um valor elevado, aproximadamente 29,9 mm (Figura 32), o que contribuiu para a reprovação do componente.

Figura 32 - Deformação no articulador vertical inicial.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Nesta primeira etapa de simulações observou-se que houve melhoras para o componente original, porém ainda precisa passar por um refino para ser aprovado de forma aceitável.

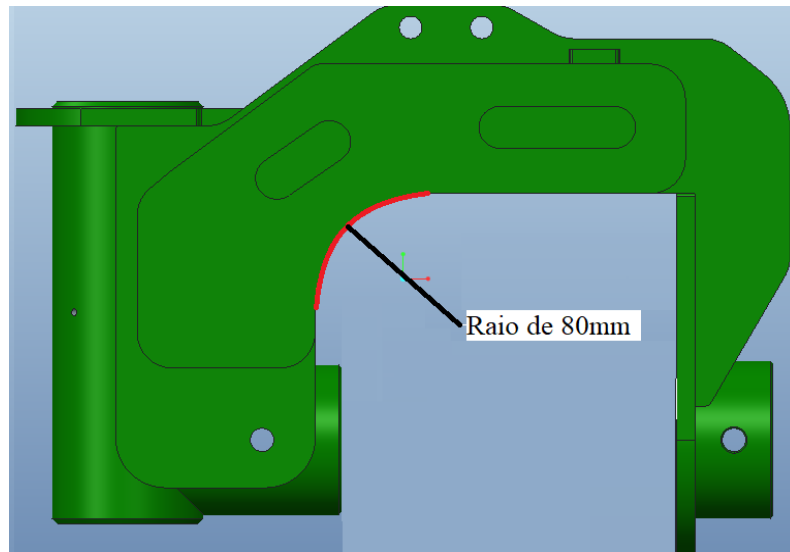
4.3. VERSÃO FINAL

Nesta versão seguiu-se a base da versão inicial, onde foi possível identificar pontos a serem melhorados para o componente ser aprovado como solução. O principal que se pode citar é o articulador vertical, que possui elevados valores de tensão e uma limitada possibilidade de alteração de geometria, pois alterações de geometria podem impactar nos requisitos do projeto. O articulador horizontal foi aprovado na primeira etapa, com resultados que ficaram dentro das limitações de projeto. O projeto dos pinos também foi melhorado, auxiliando na otimização do articulador vertical como um todo.

4.3.1. Análise Estrutural Versão final

Após a modelagem do articulador vertical com o objetivo de dissipar os pontos de concentração de tensão, verificou-se a necessidade de alterar o raio das chapas laterais, como destacado na Figura 33, ampliando-o de 60 mm na versão inicial para 80 mm na versão final.

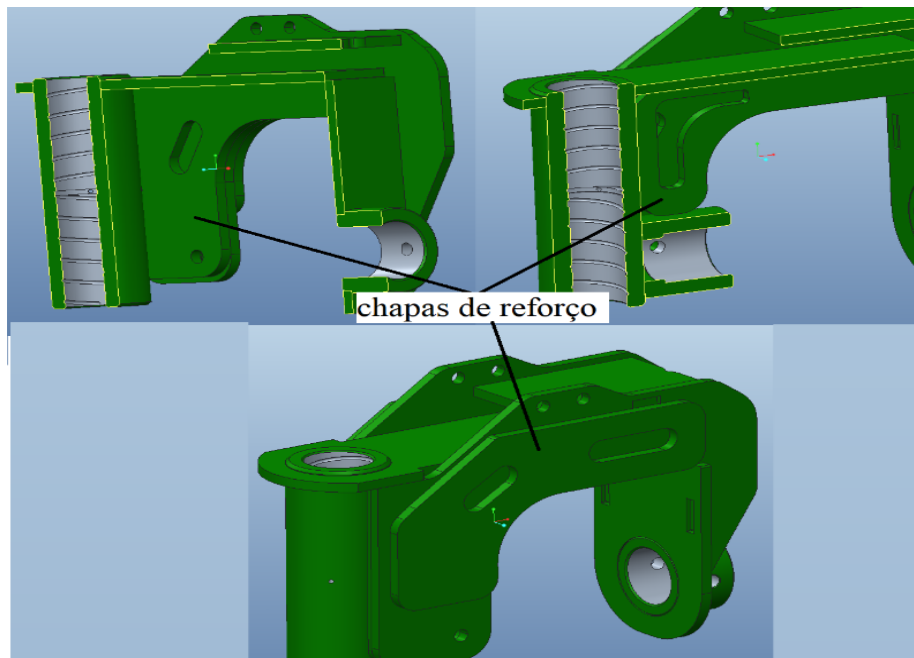
Figura 33 - Mudança no raio de curvatura interno do articulador vertical.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Além disso, foi necessária a adição de chapas de reforço na parte interna e externa de cada lado do componente, bem como a inclusão de uma chapa central para reforçar uma das buchas como é possível observar na Figura 34. Os reforços foram implementados para reduzir a tensão sobre os raios da peça, considerando a limitação no aumento dos raios das chapas, que poderia impactar negativamente a articulação do conjunto.

Figura 34 - Reforços articulador vertical final

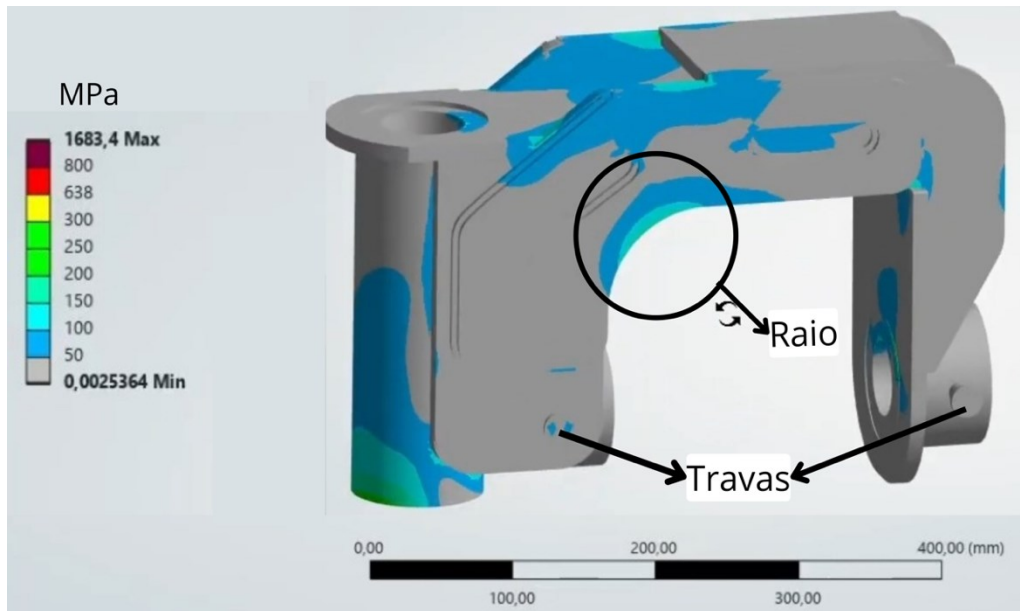


Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

As chapas de reforço foram confeccionadas com o mesmo material e espessura utilizados na modelagem da versão inicial.

Após as alterações, os resultados da análise indicaram que as tensões globais foram minimizadas. As tensões máximas obtidas na peça estão destacadas nas áreas azuis entre 50 e 150 MPa e verdes de 200 e 300 MPa (Figura 35).

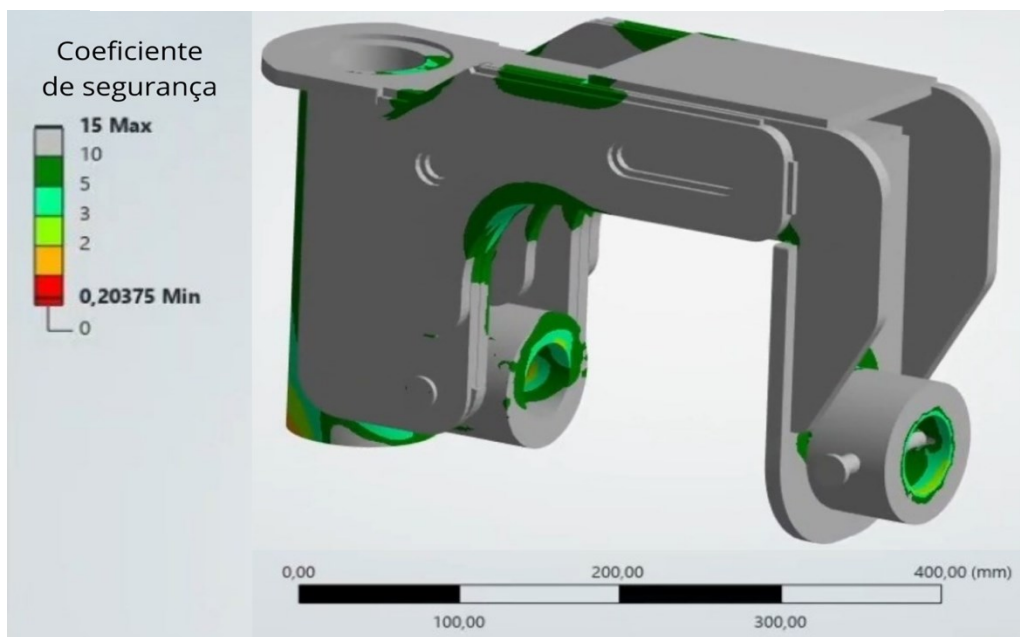
Figura 35 - Tensão articulador vertical final.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

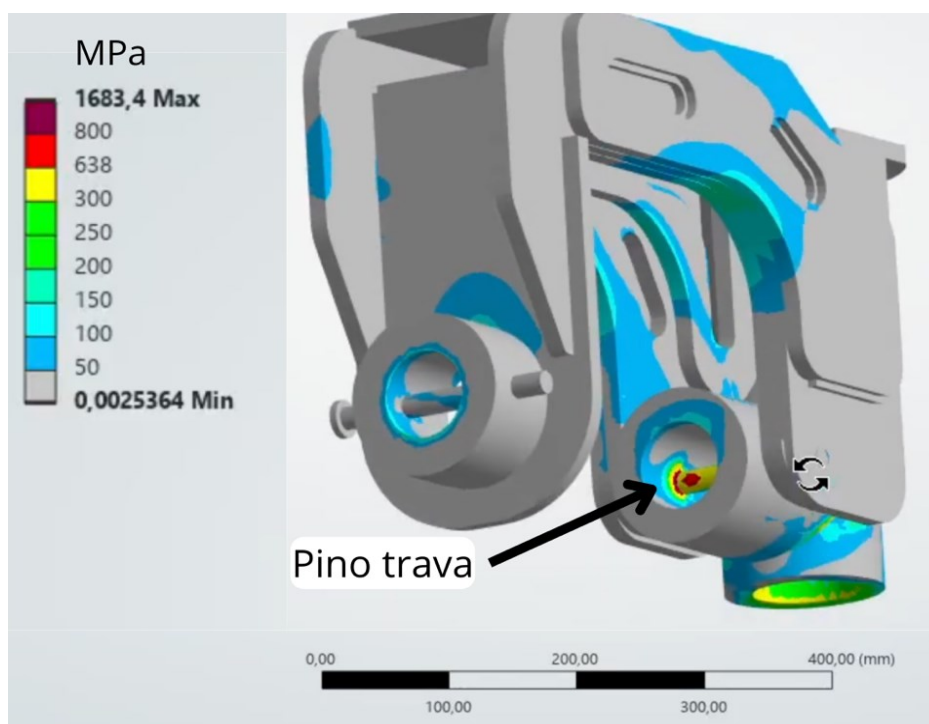
Quanto ao coeficiente de segurança, ele variou entre 0,20 e 15 (Figura 36). Nas análises, foram identificados pontos com coeficiente de segurança de 0,203 (figura 36) e tensão de 1683,4 MPa (figura 35), sendo esse ponto localizado no pino trava no conjunto (figura 37) localizados nas buchas.

Figura 36 - Coeficiente de segurança articulador vertical final.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Figura 37 - Tensão pino trava articulador vertical final.



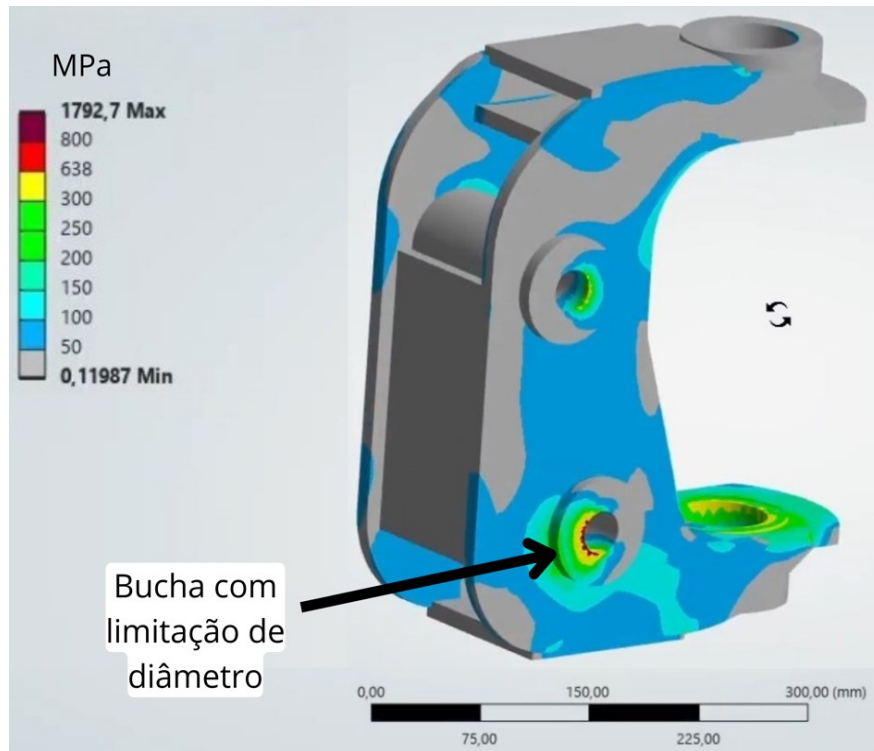
Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

O coeficiente de segurança apresentado na imagem ainda está abaixo de 1, indicando que o componente está sujeito a falhas sob as condições de carregamento aplicadas. Apesar disso, houve uma melhoria em relação ao coeficiente de segurança inicial, que era ainda menor. Contudo, o valor atual continua inadequado, já que, para garantir a segurança estrutural, o coeficiente de segurança deve ser maior do que a unidade. É necessário realizar ajustes no projeto ou nos materiais para alcançar um coeficiente aceitável.

Na primeira análise do articulador horizontal, observou-se que, no local das buchas, as tensões variaram entre 800 e 1792,7 MPa sendo possível visualizar na Figura 38. Isso ocorre devido a restrição de intercambiabilidade imposta pelo diâmetro interno da bucha que deve manter-se o mesmo. Embora fosse possível adotar condições especiais de produção para aumentar a resistência dos pinos, não seria o suficiente para diminuir as tensões localizadas.

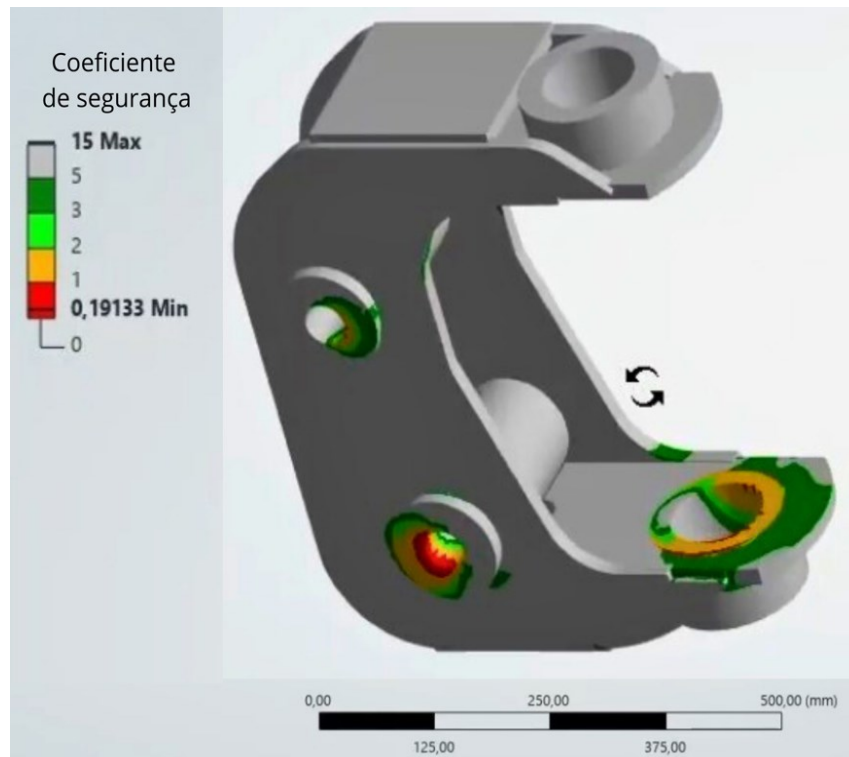
Diante disso, a alternativa seguinte foi modificar o diâmetro externo das buchas, mantendo o diâmetro interno e aumentando a espessura da parede das buchas (figura 39). Dessa forma, a bucha tem maior capacidade distribuir as tensões, além de evitar que maiores tensões sejam transferidas para a chapa estrutural. Quanto ao coeficiente de segurança ficou entre 2 (verde claro) e 3 (verde escuro) próximo à região das buchas. Na região das buchas ficou em 0,191 como observar-se na Figura 39, ponto a ser avaliado nas próximas etapas do projeto.

Figura 38 – Tensão no articulador horizontal final.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Figura 39 - Coeficiente de segurança do articulador horizontal final



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Com o objetivo de melhorar o desempenho dos pinos, foi analisada a viabilidade de aplicar tratamentos térmicos, considerando os potenciais benefícios e os riscos associados a

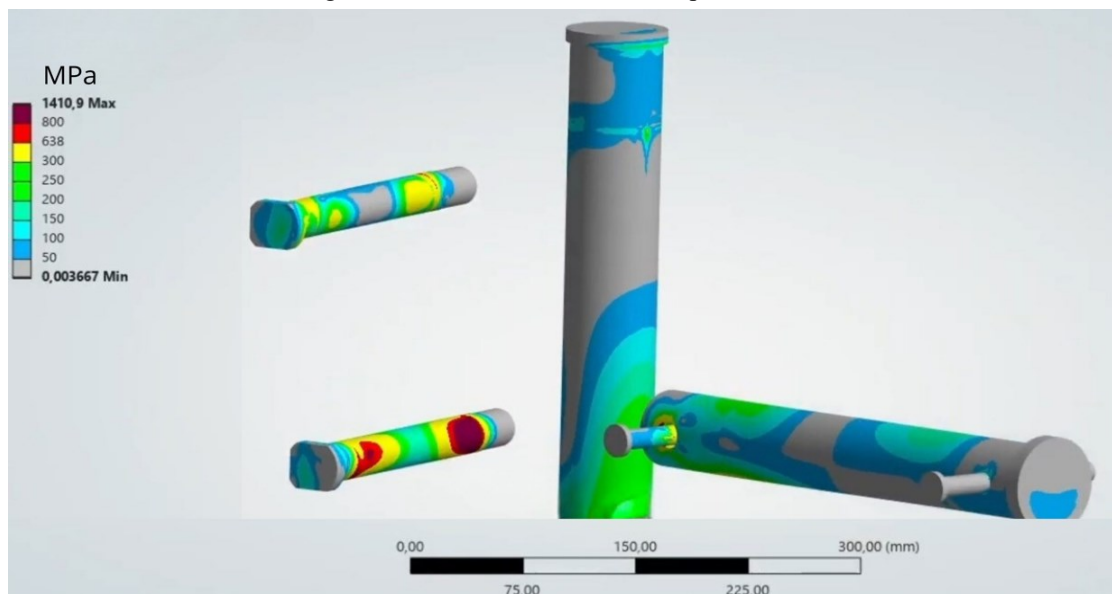
processos inadequados que poderiam impactar as propriedades mecânicas dos componentes.

Tratamentos como a têmpera, embora promovam elevada dureza pela formação de martensita, também podem gerar tensões residuais significativas e perda de tenacidade, tornando os pinos mais suscetíveis à propagação de trincas sob carregamentos cíclicos ou impactos (CALLISTER, 2007). Além disso, Totten (2006) ressaltam que tratamentos térmicos devem ser cuidadosamente controlados para evitar fragilidade excessiva, sendo necessário o uso combinado de revestimento para equilibrar dureza e tenacidade. No entanto, mesmo com técnicas combinadas, erros no processo podem comprometer a resistência à fadiga, como destacado por Davis (2001), aumentando a probabilidade de falhas prematuras.

Com base nesses fatores, optou-se por não aplicar tratamentos térmicos nos pinos analisados, privilegiando o aumento do diâmetro como estratégia para melhorar a resistência. Essa decisão garantiu a manutenção das características de tenacidade do material, permitindo que os pinos deformassem visivelmente antes da falha, o que facilita a identificação de potenciais problemas pelo cliente e evita falhas catastróficas. Essa abordagem também levou em conta a viabilidade econômica, uma vez que a fabricação sem tratamento térmico resulta em custos mais baixos e maior facilidade de substituição dos componentes.

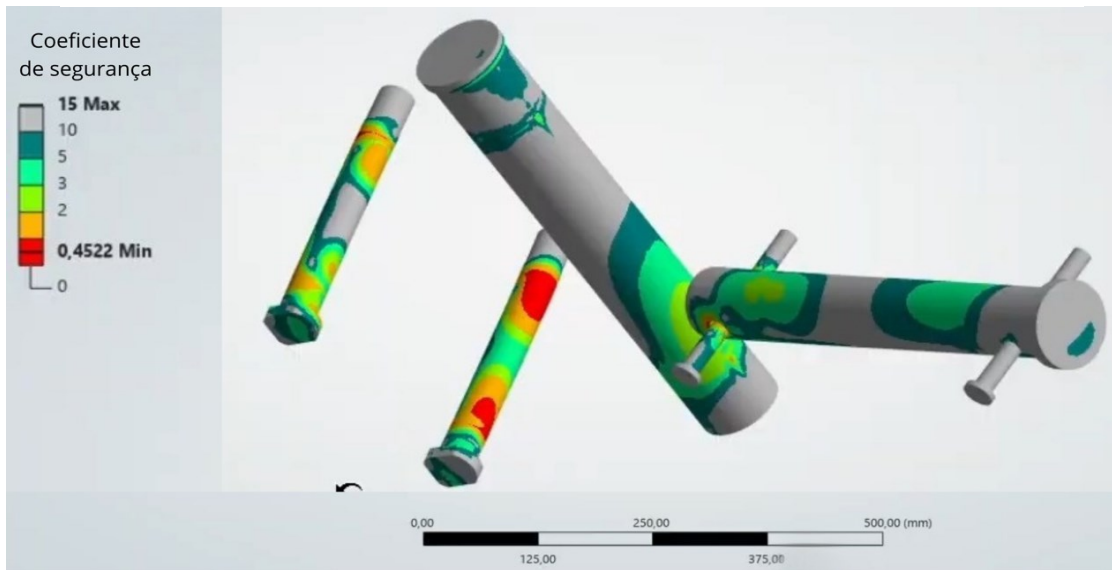
Como mostrado na Figura 40, houve uma melhora nos pinos de fixação, concentrando o esforço em um único pino, enquanto a tensão nos pinos principais aumentou devido ao parafuso de travamento. O coeficiente de segurança foi avaliado na Figura 41, onde se observou um valor mínimo de 0,452. Esse resultado representa uma melhoria em relação aos valores obtidos no modelo original.

Figura 40 - Tensões observadas nos pinos finais.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

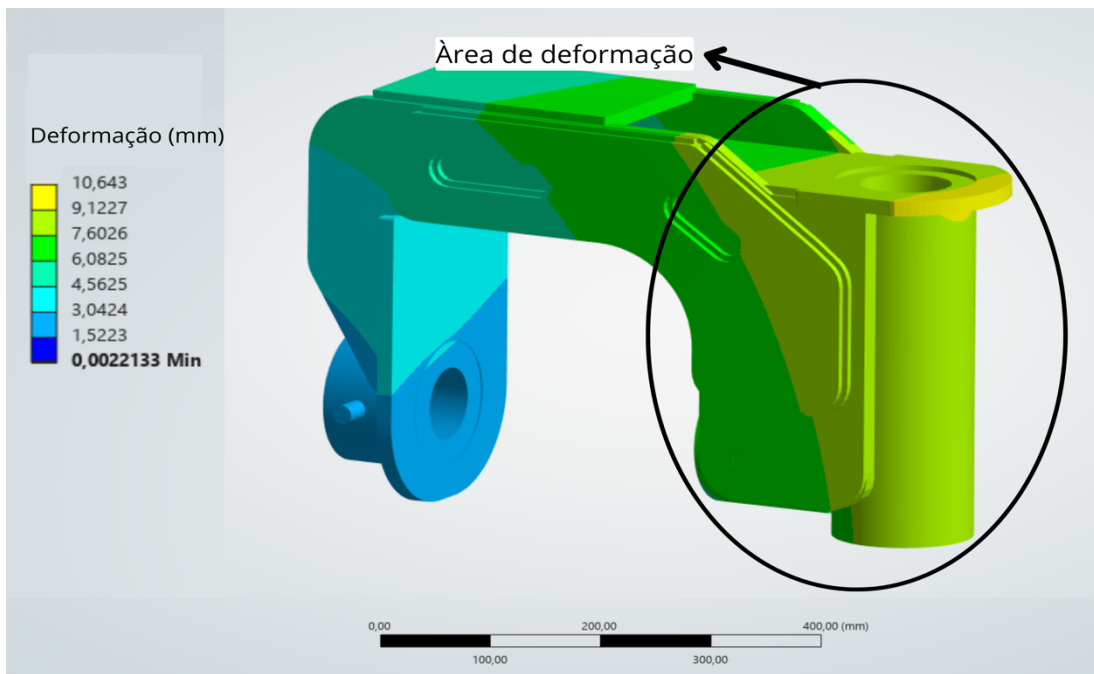
Figura 41 - Coeficientes de segurança observadas nos pinos finais



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Como citado anteriormente, é necessário a colocação de travas nos pinos do articulador vertical para evitar uma deformação elevada. Sendo assim, as tensões sofridas pelos mesmos aumentaram, como pode ser visto na Figura 40. No entanto, as tensões no articulador diminuíram como pode ser observado na Figura 42, onde a deformação causada fica menor, no valor de 10,6 mm.

Figura 42 - Deformação no articulador vertical final



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

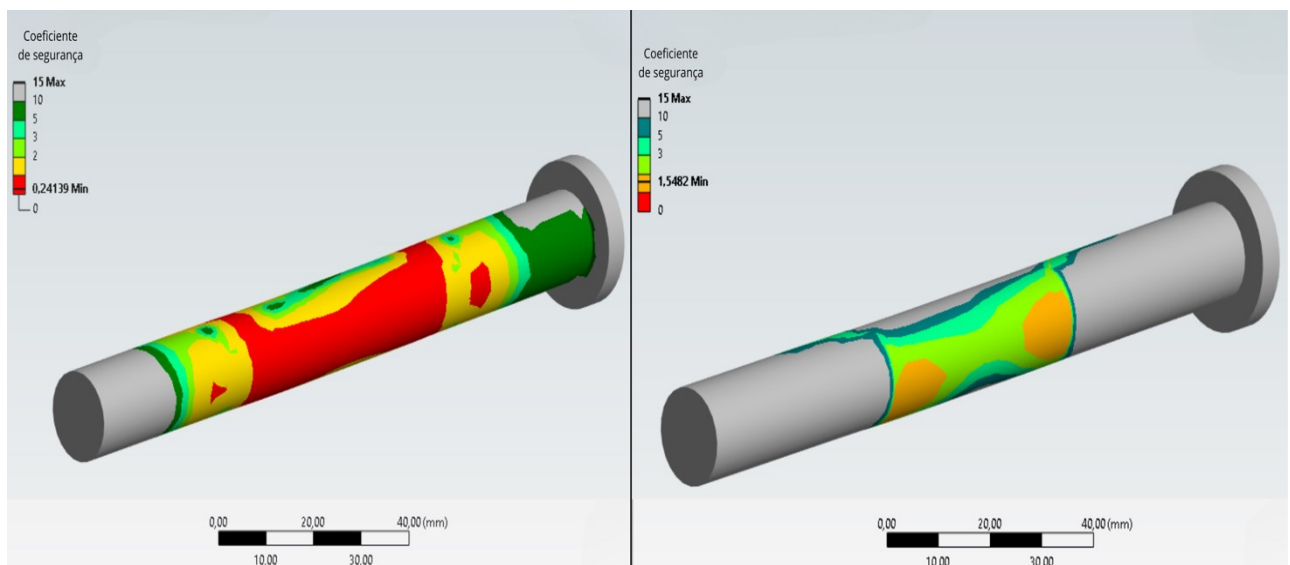
Com a colocação do pino de trava, foi realizada uma análise entre um pino de aço com limite de escoamento de 450 Mpa e parafusos de classe 8.8, 10.9 e 12.9 para verificar sua

adequação às solicitações do projeto. As classes 8.8 e 10.9 foram avaliadas, mas apresentaram resistência ao cisalhamento insuficiente para suportar as tensões máximas da região. Quanto ao pino sua resistência ao cisalhamento foi baixa, ficando com fator de segurança abaixo de 1 (figura 43), optou-se pelo uso de um parafuso classe 12.9, cuja resistência ao cisalhamento foi calculada com base em estudos de Collins (2010), que indicam que a resistência ao cisalhamento pode ser estimada como aproximadamente 60% do limite de resistência à tração. O parafuso classe 12.9 apresenta as seguintes propriedades mecânicas: limite de resistência à tração de 1200 MPa e limite de escoamento de 1080 MPa. Com base nisso, sua resistência ao cisalhamento foi calculada em 720 MPa. A tensão máxima na região foi determinada como 480 MPa.

Embora o sistema tenha apresentado deformações em alguns componentes, as análises mostraram que mesmo com a retirada do pino de trava, o conjunto seria capaz de suportar os carregamentos aplicados, sem comprometer a segurança estrutural. A adição do pino de trava, no entanto, teve como objetivo principal aumentar a confiabilidade do conjunto, oferecendo uma medida extra de segurança em cenários extremos de carregamento. Além disso, o parafuso foi configurado para operar em cisalhamento puro, com a área roscada posicionada fora da zona de esforço, eliminando riscos de concentração de tensões críticas na rosca.

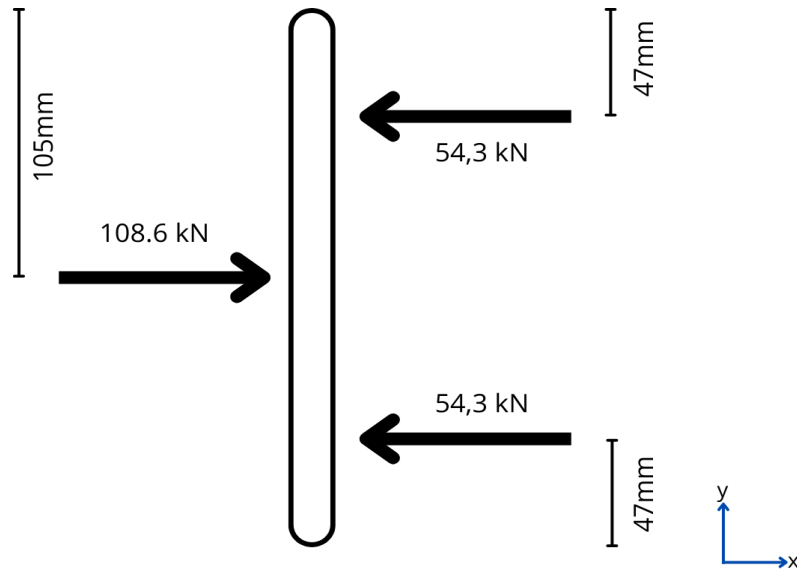
Os coeficientes de segurança obtidos estão apresentados na figura 43. Na esquerda coeficientes de segurança para o pino que ficou com valor mínimo de 0,241 e na direita coeficientes de segurança para o parafuso que ficou com valor mínimo de 1,54. Na figura 44 observa-se o diagrama de corpo livre da análise do pino e do parafuso.

Figura 43 - Coeficiente de segurança entre pino e parafuso.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Figura 44-Diagrama corpo livre parafuso.

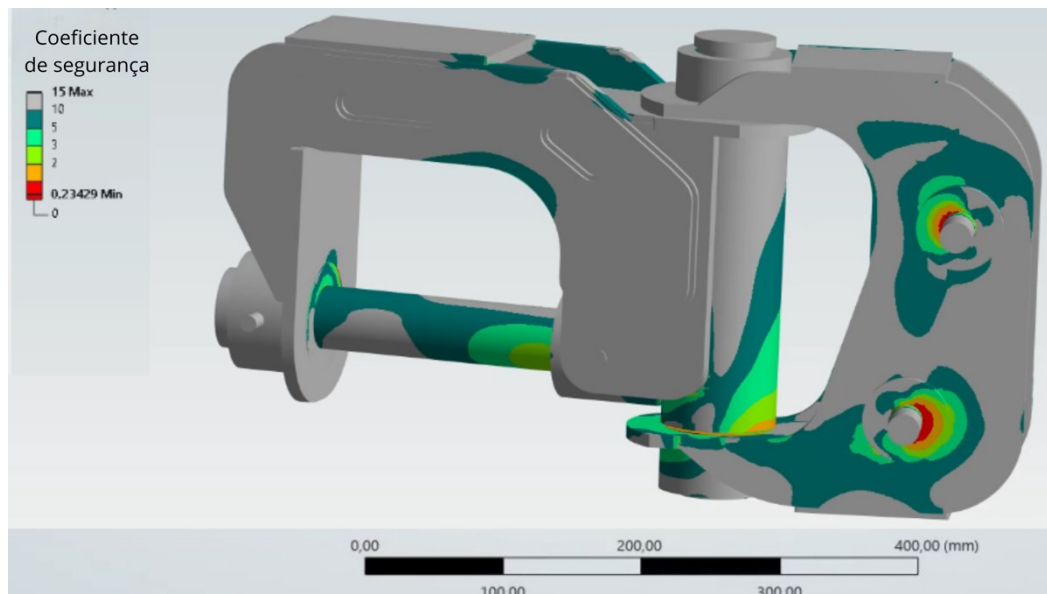


Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

4.3.1.1. Análise da Versão Final

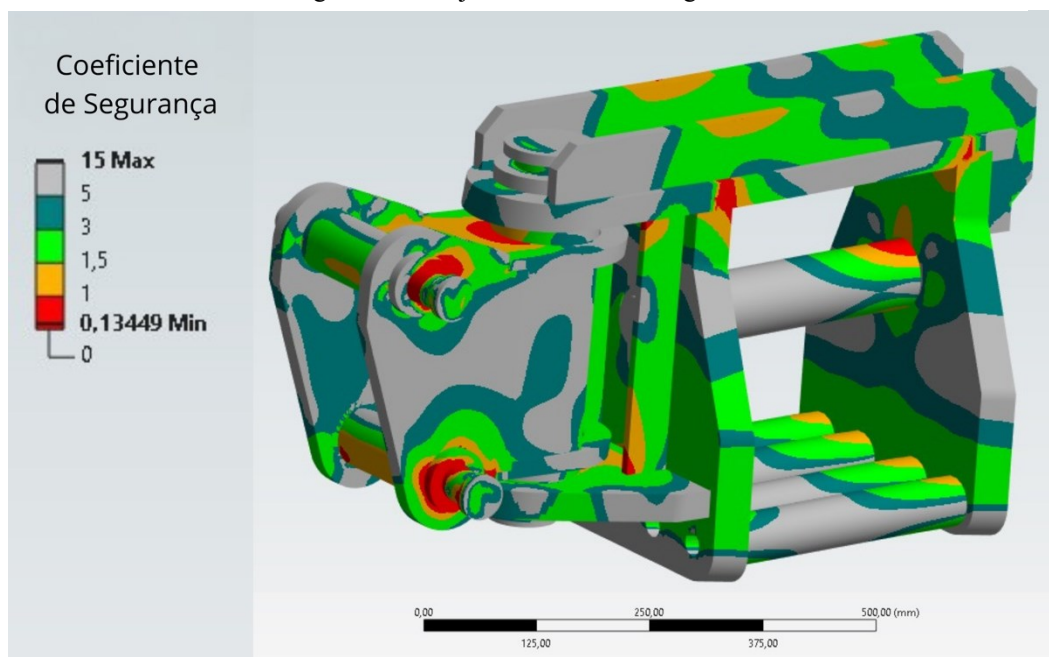
No conjunto completo, observou-se um coeficiente de segurança na maior parte das regiões acima de 2 (Figura 45), indicando uma melhora significativa no desempenho do conjunto. Comparando o componente original com a versão final, houve uma melhora aproximada de 63% nos menores coeficientes de segurança, mesmo assim possui coeficientes de segurança menores do que 1. O modelo final do conjunto está ilustrado na Figura 45, enquanto a versão original pode ser visualizada na Figura 46.

Figura 45 - Conjunto de interesse final.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

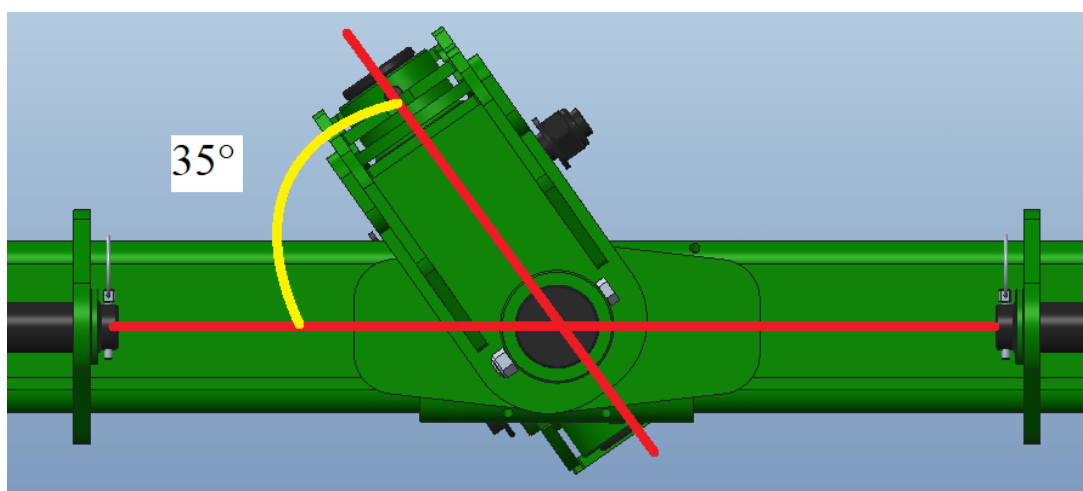
Figura 46 - Conjunto de interesse original.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

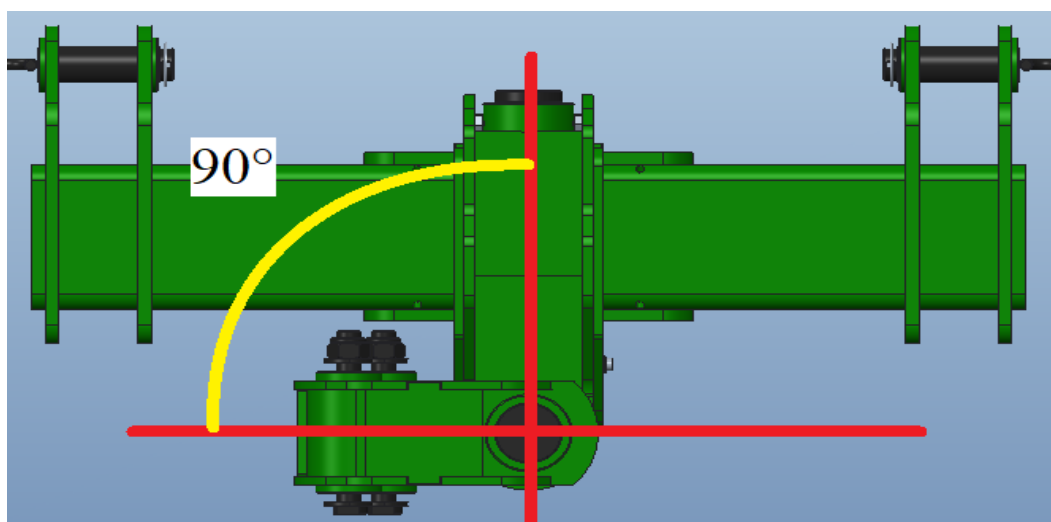
Ao analisar os requisitos do projeto, constatou-se um aumento de peso superior a 1%. O conjunto original pesava 269 kg, enquanto o conjunto final apresentou um peso de 272 kg. Em relação ao ângulo de articulação especificado, o articulador vertical alcançou um ângulo de trabalho de 35° (Figura 47), e o articulador horizontal atingiu 90° (Figura 48), ambos dentro das especificações do projeto.

Figura 47 - Ângulo articulação vertical do componente final.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

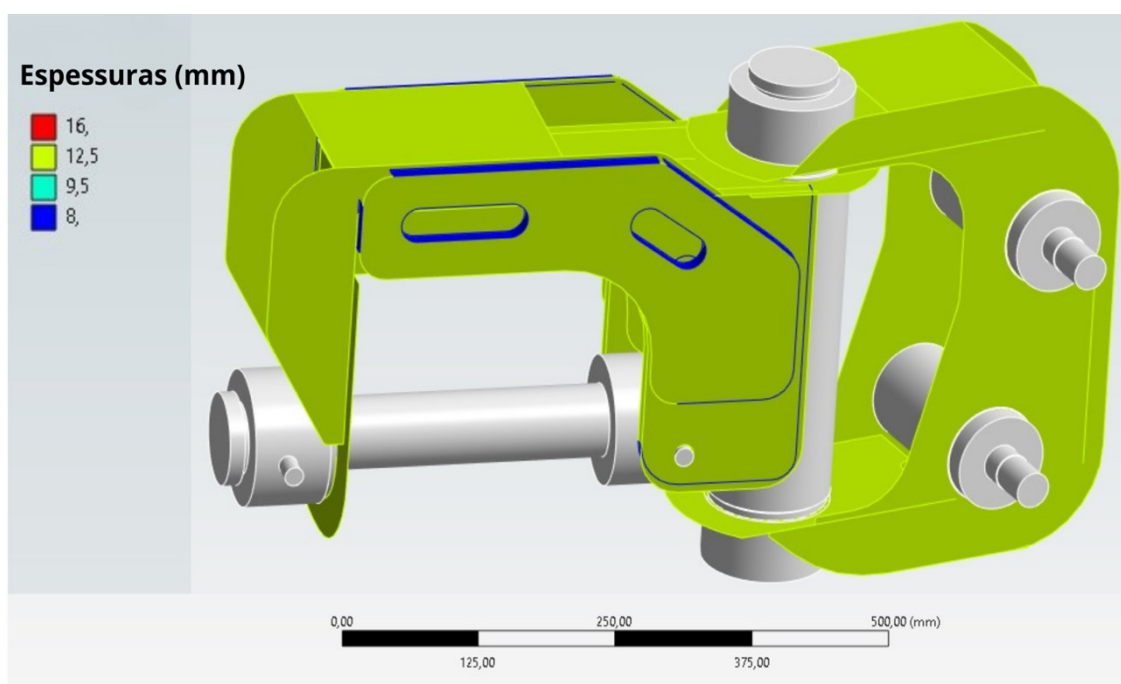
Figura 48 - Ângulo articulação horizontal do componente final.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Relacionado à quantidade de materiais metálicos diferentes (diferentes espessuras) presentes no conjunto original, observou-se uma redução significativa em comparação ao projeto inicial, o que demonstra uma otimização no uso de materiais e potencial simplificação dos processos de fabricação e montagem. Na estrutura final utilizou-se uma única espessura e tipo de material em toda a estrutura, conforme ilustrado na Figura 49 (a parte azul na imagem representa o cordão de solda, não uma chapa).

Figura 49 - Espessuras das chapas do conjunto de interesse.

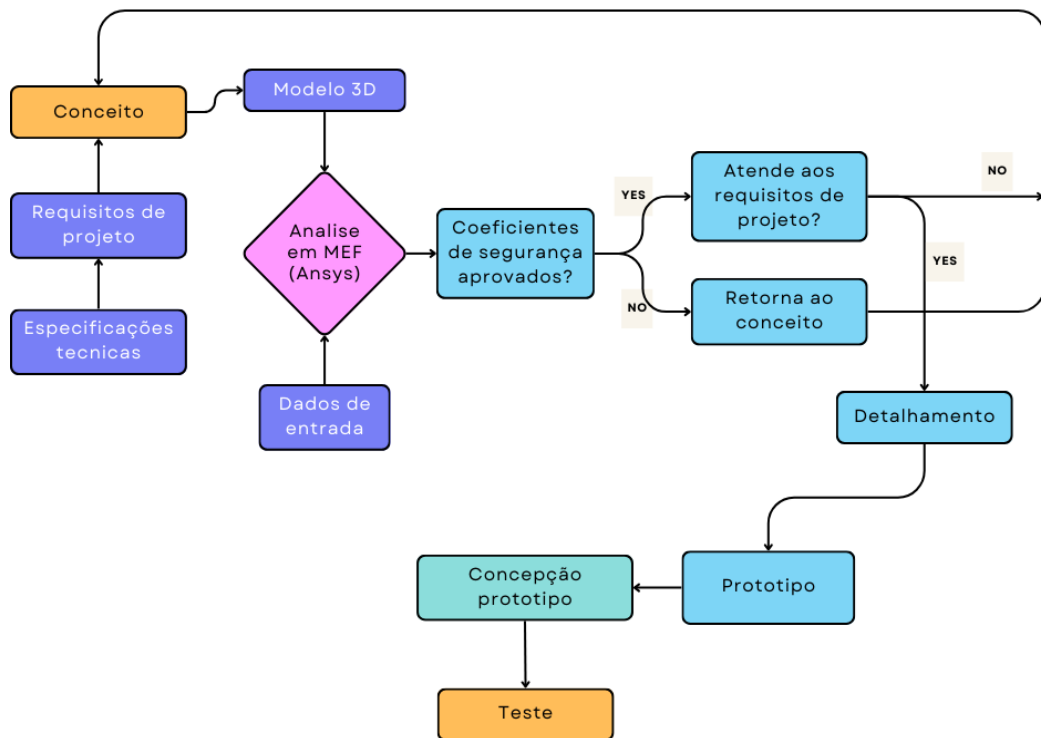


Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Como resultado, o novo componente demonstrou capacidade de suportar os esforços aplicados, sendo aprovado numericamente e avançando para a próxima etapa de testes em protótipo. No entanto, não houve redução de custos, pois o componente ainda está em fase de prototipagem. Isso mantém os custos elevados devido à ausência de produção em escala, o que impede a diluição dos custos de material, ferramental e demais despesas operacionais.

Relacionado à otimização do conjunto, um fluxograma foi elaborado (Figura 50) para resumir o processo de análise e validação realizado através do Método dos Elementos Finitos (MEF). Este diagrama evidencia o fluxo lógico do projeto, destacando a importância dos coeficientes de segurança como critério decisivo para avançar na concepção final, além de contemplar os requisitos de projeto, como ângulos de articulação e intercambialidade. O fluxograma serve como uma ferramenta visual para compreender as etapas críticas do processo de análise e os fatores que influenciam diretamente a aprovação ou reprovação dos componentes.

Figura 50 - Fluxograma da análise de MEF.



Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

Realizou-se uma comparação entre os resultados das versões original e final onde é possível avaliar na figura 51. Esta comparação considera os números mínimos obtidos para os valores de tensão, onde os valores percentuais demonstra uma redução das tensões máximas no articulador vertical e horizontal sendo -72,8% e -22,4%, respectivamente. Com a diminuição

de tensões em outras regiões os pinos tiveram um aumento nas suas tensões máximas sendo 4,7%.

Outro aspecto avaliado foram os coeficientes de segurança de cada componente do sistema onde pode-se notar que os coeficientes de segurança ficaram maiores do que o conjunto original, os valores de 5,3%, 35,7% e 95,6% para articulador vertical, horizontal e pinos respectivamente.

Figura 51 - Comparativo entre versões.

Coeficientes de seguranças mínimos			
Componente	Versão Original	Versão Final	Comparação Percentual
Articulador Vertical	0,19	0,2	5,30%
Articulador Horizontal	0,14	0,19	35,70%
Pinos	0,23	0,45	95,6%
Tensões máximas			
Componente	Versão Original	Versão Final	Comparação Percentual
Articulador Vertical	5977,40	1683,4	-71,8%
Articulador Horizontal	2310,60	1792,7	-22,4%
Pinos	1347,20	1410,9	4,7%

Fonte - Elaborado pelo autor (2024).

A análise comparativa é importante para demonstrar os avanços obtidos na redistribuição de tensões e e no coeficiente de segurança. Apesar de não apresentado o teste de convergência da malha, o mesmo foi realizado e é importante para evidenciar as melhorias obtidas. Observando os valores da tabela para os coeficientes de segurança do articulador, tanto horizontal como vertical, os avanços foram muito pequenos, não sendo possível afirmar que houve melhorias significativas nesses valores. Melhoras com índices significativos foram obtidas no coeficiente de segurança do pino e nas tensões máximas do articulador vertical. Contudo, ainda é possível notar elementos que precisam ser reavaliados e novas simulações realizadas para obter resultados mais satisfatórios.

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho demonstrou a relevância da análise por elementos finitos (FEA) como uma ferramenta para otimização de componentes mecânicos. A aplicação do método possibilitou identificar concentrações de tensões, simular alterações geométricas e de materiais permitindo desenvolver uma solução eficaz para o engate hidráulico do implemento agrícola "Absoluta 61". Este processo auxilia na identificação antecipada de possíveis pontos de falha, alinhando-se aos objetivos propostos de melhorar a resistência estrutural, aumentar a durabilidade do componente e garantir a intercambialidade, respeitando os requisitos mínimos solicitados pelo cliente.

Durante o desenvolvimento, a escolha por não alterar os pinos foi necessária e fundamentada, visando minimizar impactos no cliente e preservar a viabilidade econômica do projeto. Essa decisão exemplifica a importância de considerar o produto como um todo, onde cada decisão de design deve equilibrar desempenho técnico, custos de produção e menor impacto no cliente. A redução no número de materiais utilizados também contribuiu para simplificar o processo produtivo e melhorar a confiabilidade estrutural.

Os resultados obtidos evidenciam melhorias significativas no desempenho estrutural do componente. Os coeficientes de segurança evoluíram, além disso, as imagens comparativas mostram uma distribuição mais uniforme das tensões no novo design, especialmente nas regiões críticas, onde observa-se aumentos do coeficiente de segurança. Os locais com coeficientes menores na figura 45 estão relacionados aos componentes individuais que já se comentou separadamente explicando seus valores menores no conjunto de interesse. A mudança no diâmetro externo das buchas reduziu a tensão máxima de 2310,6 MPa (figura 23) para cerca de 1792,7 MPa (figura 38), minimizando os riscos de falha. Além disso, reforços estruturais e ajustes geométricos, como o aumento do raio das chapas laterais (figura 33), contribuíram para dissipar concentrações de tensão. Utilizar uma trava no conjunto ajudou a reduzir deformações máximas de 29,9 mm para 10,6 mm, representando uma redução de 35,4% valor considerado aceitável em relação aos esforços aplicados e aos requisitos do projeto, garantindo a integridade do conjunto.

Embora pontos em alguns componentes apresentem coeficientes de segurança abaixo de 1, esses valores estão localizados em regiões de singularidade, que devem ser avaliadas em mais detalhes em análises de elementos finitos posteriores, com mudanças locais nesses pontos. Esses pontos não representam necessariamente falhas estruturais, mas serão avaliados com

maior detalhe na concepção do protótipo, possibilitando que o projeto final atenda aos requisitos de segurança e funcionalidade.

Adicionalmente, a análise revelou que o novo design atende aos ângulos de articulação exigidos, de 35° para o articulador vertical e 90° para o horizontal, sem comprometer a funcionalidade. A metodologia adotada demonstrou que melhorias substanciais podem ser alcançadas com a integração de softwares de simulação numérica e práticas de projeto. As metas do projeto que foram atendidas forma listadas abaixo.

- Limitar o aumento do peso 10% do peso original:
 - Original 269 kg e versão final 272 kg.
- Suportar cargas verticais e horizontais dos esforços solicitantes:
 - Versão final suporta os esforços aplicados na vertical e na horizontal de 1446,33 kN no pino superior, 296,7 kN no pino inferior, força de tração horizontal de 174,57 kN no pino superior e 45,2 kN.
- Compatibilidade dimensional:
 - Mantem as compatibilidades, facilitando a substituição pelo cliente.
- Articulação do articulador vertical:
 - Atende as metas, articulando em 35°.
- Articulação do articulador horizontal:
 - Atende as metas, articulando 90°.

Diante dos resultados expostos no trabalho, pode-se demonstrar a importância das análises de elementos finitos como ferramenta de aceitação de otimização geométrica, possibilitando que os produtos atendam não apenas aos padrões de segurança e desempenho, mas também às expectativas e necessidades dos clientes.

Apesar dos resultados promissores, o estudo enfrentou algumas dificuldades relacionadas aos requisitos do projeto, que limitaram as possibilidades de resolução completa das falhas identificadas. Além disso, o curto período disponível para testes práticos apresentou-se como um desafio significativo, já que a validação completa das alterações exige avaliações em condições reais de operação, realizadas apenas em épocas sazonais, como os períodos de plantio. Essa limitação pode atrasar a análise detalhada do protótipo e sua implementação definitiva.

Para trabalhos futuros, sugere-se realizar alterações de geometrias em pontos localizados onde as tensões ainda estão acima do limite de ruptura, assim como analisar as regiões dos pinos travas e da peça que possuem coeficientes de segurança abaixo de 1. Além

disso, recomenda-se avaliar processos que possam melhorar a resistência ao desgaste e à fadiga, como tratamentos superficiais, permitindo maior confiabilidade ao conjunto. Outra sugestão é análise de outros materiais para problemas relacionados a fadiga.

REFERENCIAS

- AMÉ, R. M.; LEZAMA, D. H. **Gestão das descontinuidades geométricas combinadas no projeto mecânico**. Revista Cubana de Ingeniería. 3(1):21-27, 2012.
- AMARAL, R. D. C.; PINA FILHO, A. C. **A evolução do CAD e sua aplicação em projetos de Engenharia**. Simpósio de Mecânica Computacional - São João Del-Rei: Anais. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2010.
- AMERICAN WELDING SOCIETY (AWS). **AWS D1.1/D1.1M:2020** - Structural Welding Code - Steel. Miami, 2020.
- ARDELEAN, M. et al. **Study regarding the mechanical characteristics of high-strength steels**. Journal of physics, v 2714, 2024 doi: 10.1088/1742-6596/2714/1/012021.
- ARORA, J. S. **Optimization of structural and mechanical systems**. 2007.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 8800:2008** - Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. Rio de Janeiro, 2008.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 6621**: Rolamentos – Terminologia. Rio de Janeiro: ABNT, 1989.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR ISO 5692**: Veículos agrícolas — Conexões mecânicas em veículos rebocados. Rio de Janeiro: ABNT, 2018.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR ISO 730**: Tratores agrícolas – Acoplamento em três pontos montado na traseira – Categorias 1, 2, 3 e 4. Rio de Janeiro: ABNT, 2009.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM). **ASTM A36/A36M-14**: Standard Specification for Carbon Structural Steel. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2014.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM). **ASTM A568/A568M-19**: Standard Specification for Steel, Sheet, Carbon, Structural, and High-Strength, Low-Alloy, Hot-Rolled and Cold-Rolled, General Requirements for. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2019.
- AZEVEDO, A. F. M. **Método dos elementos finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, v. 1, n. 7, 2003.
- BAN, H. et al. **Research Progress on the Mechanical Property of High Strength Structural Steels**. Advanced Materials Research, v 250-253, 2011.
- BATHE, K. J. **Finite Element Procedures**. Cambridge: Prentice Hall, 2006.

- BEER, F. P. et al. **Mecânica dos materiais**. 7. Ed. Porto Alegre: AMGH, 2015.
- BENDSOE, M. P.; SIGMUND, O. **Topology Optimization: Theory, Methods and Applications**. 2nd edition. ed. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004.
- BOLOTIN, V. V. **Mechanics of Fatigue**. 1. ed. London: CRC Press, 1999.
- CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. Rio de Janeiro: LTC, 2007.
- CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- CARNEIRO, R. S.; CARNEIRO, R. S.; SILVA, K. F. **Método dos elementos finitos: comparativo entre solução exata e soluções aproximadas pelo método de galerkin em estruturas unidimensionais**. ReviSeM, n. 2, p.407–428, 2020.
- CHANDRUPATLA, T. R.; BELEGUNDU, A. D. **Elementos finitos**. Editora Pearson. p 538. ISBN 9788543005935, 2014.
- CHEN, J. et al. **Shape optimization with topological changes and parametric control**. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 71(3):313 – 346, 2007. doi: 10.1002/NME.1943.
- COLLINS, J. A. **Mechanical Design of Machine Elements and Machines**. 2. ed. New Jersey: Wiley, 2010.
- COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. 4th ed. New York: Wiley, 2002.
- DAVIS, J. R. **Surface Hardening of Steels: Understanding the Basics**. Materials Park: ASM International, 2001.
- EXAME. **PIB do Brasil avançou em 2023**, 2024. Disponível em: <https://exame.com/economia/pib-brasil-2023/>. Acesso em: 21 set 2024.
- EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION (CEN). **EN 10025**: Hot rolled products of structural steels. Bruxelas: CEN, 2004.
- FAJRI, A. et al. **Fatigue Analysis of Engineering Structures: State of Development and Achievement**. Procedia structural integrity. v. 33, p 19-26, 2021.
- FISH, J. J.; BELYTSCHKO, T. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos**. Rio de Janeiro Editora LTC, 2009.
- FOGGIATTO, J. A.; VOLPATO, N.; BONTORIN, A. C. B. **Recomendações para modelagem em sistemas CAD-3D**. In: Congresso brasileiro de engenharia e fabricação, 2007, São José do Rio Preto. Anais. Curitiba: Universidade Tecnológica Federal do Paraná, p. 91, 2007.

GAIKWAD, K. S.; SHINDE, S. G.; GIDDE, R. R. **A Review on Study of Design Optimization Technique of Mechanical Component**. International journal of science and research, v. 12, 2023.

GORNI, A. A. **Novos Aços Ferríticos Garantem Alta Resistência e Conformabilidade a Chapas Finas Laminadas a Frio**. Corte & Conformação de Metais, São Paulo, 6, 65, 28-45, 2010.

HIBBLER, R. C. **Resistência dos materiais I**. Tradução: Arlete Simille Marques. Revisão técnica Sebastião Simões da Cunha Jr. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

HICKS, J. W.; WANG, T. **Safety factors as a 'design' principle of animal form and function: an historical perspective**. The Journal of Experimental Biology, 2021.

IBGE. Notícias. **PIB cresce 2,9% em 2023 e fecha o ano em R\$ 10,9 trilhões**, 2024. Disponível em: <https://agenciadenoticias.ibge.gov.br/agencia-sala-de-imprensa/2013-agencia-de-noticias/releases/39303-pib-cresce-2-9-em-2023-e-fecha-o-ano-em-r-10-9-trilhoes#:~:text=Em%202023%2C%20o%20PIB%20>. Acesso em 21 set 2024.

IGARASHI, H. **Finite element method for electromagnetic field**. In book: Topology Optimization and AI-based Design of Power Electronic and Electrical Devices. pp.61-92, 2024.

KUMAR, M. et al. **Fracture Mechanics and Fatigue Analysis in Structural Engineering**. Tuijin Jishu. v. 44, n. 3, 2023.

LAKATOS, E. M.; MARCONI, M. A. **Fundamentos de Metodologia Científica**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2003.

MAALAWI, Karam Y.; BADR, Mervat A. **Optimal Frequency Design of a Variable-Pitch Wind Turbine Blade**. 2010.

MADDOX, S. J. **Fatigue Strength of Welded Structures**. Cambridge: Abington Publishing, 1991.

MORELAND, D. W. Moreland. **Mechanical systems safety**. Safety Design for Space Systems (Second Edition). P. 921-989, 2023.

MOURA, C. R.; BOTH, G. S. **Análise da influência do raio do punção e do sentido de laminação na deformação de chapas de aço no processo de dobra**. ENGEVISTA, V. 21, n.1, p.93-103, 2019.

MUSA, S. M. **Finite Element Analysis**. Mercury Learning and Information, 2 ed. Berlin, Boston:, 2023.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos ... [et al.]. 4. ed. Porto Alegre : Bookman, 2013.

NOURI-BARANGER, T. **Form finding, analysis and computer aided design of tension structures**. 379-407, 2001.

OKEREKE, M.; KEATES, S. **Finite Element Mesh Generation**. In book: Finite Element Applications. pp.165-186, 2017.

OREKHOV, A. V. **Statistical criteria for the limits of application of Hooke's law**. Vestnik of Saint Petersburg University. Applied Mathematics. Computer Science. Control Processes. 16. 391-401, 2020.

OWEN, S. J. **A Survey of Unstructured Mesh Generation Technology**. Proceedings 7th International Meshing Roundtable, Dearborn, MI, 1998.

PRASETIYO, A. B.; SEKARJATI, K. A. **Design engineering and analysis of the horizontal and vertical type of power weeder machine claw cultivator on the safety factor using the FEA method**. *AIP Conf. Proc.* 2927, 020004, 2024.

SANTIAGO, F.C.; MORASSUTTI, G. D. B; SALLAI, M.C. **Análise da metodologia para o desenvolvimento de projetos mecânicos voltada à micro e pequenas empresas**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2019.

SHIN, K. **Adaptive Mesh Generation for Finite Element Analysis of Functionally Graded Materials**. In: ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. pp. 199-206, 2008.

SCHIJVE, J. **Fatigue of structure and materials in the 20th century and the state of the art” has been reprinted with kind permission from International Journal of Fatigue**, Elsevier, vol. 25, 2003. P. 679–702.

SOUZA, V. H. S. et al. **Investigação da interação entre a haste de uma colhedora e o ramo de um cafeeiro utilizando simulação numérica**. Computers and Electronics in Agriculture. v 150, 2018.

SPECK, H. J. **Proposta de método para facilitar a mudança de técnicas de projetos: da prancheta à modelagem sólida (CAD) para empresas de engenharia de pequeno e médio porte**. 2005. 185 f. Tese (Doutorado em Engenharia de Produção) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

STARA. **Absoluta: plantadeiras e semeadeiras**, 2024. Disponível em: <https://www.stara.com.br/produtos-servicos/maquinas-agricolas/plantadeiras-e-semeadoras/absoluta>. Acesso em 29 set 2024.

TOTTEN, G. E.; HOWES, M. A. H.; INOUE, T. **Handbook of Residual Stress and Deformation of Steel**. ASM International, 2006.

TUBOSABC. **Tubos mecânicos norma DIN EN 10297-1 E-355+N**, 2024. Disponível em: <https://www.tubosabc.com.br/tubos/norma-din-en-10297-1-e-355n/>. Acesso em 12 dez 2024.

VIAN, C. E. F. et al. **Origens, evolução e tendências da indústria de máquinas agrícolas**. Revista de Economia e Sociologia Rural, v. 51, p. 719-744, 2013.

WIRSCHING, P. H. **Probabilistic Fatigue Analysis**. In: Sundararajan, C. (eds) Probabilistic Structural Mechanics Handbook. Springer, Boston, MA. 1994.

XIAOFANG , Z. et al. **Low-alloy high-strength steel with yield strength of 460 MPa and production method thereof**. 2020.

ZABIHOLLAH, S.; MOEZI, A.; SEDAGHATI, R. **Design Optimization of a Miniaturized Pneumatic Artificial Muscle and Experimental Validation**. Actuators, 12, 221, 2023. doi: 10.3390/act12060221.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. **The finite element method: its basis and fundamentals**. Butterworth-Heinemann, 2005.