



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO MECÂNICO DE UM DISPOSITIVO PARA REMOÇÃO DO
PINO PIVOTANTE DA CAÇAMBA DOS CAMINHÕES CATERPILLAR
MODELO 793D.**

LORRAN NASCIMENTO BORGES

**Tucuruí-PA
2019**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO MECÂNICO DE UM DISPOSITIVO PARA REMOÇÃO DO PINO
PIVOTANTE DA CAÇAMBA DOS CAMINHÕES CATERPILLAR MODELO 793D.**

LORRAN NASCIMENTO BORGES

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador:
Prof.º. Eng. Msc. Maciel da Costa Furtado**

**Tucuruí-PA
2019**

Borges, Lorrان Nascimento.

Projeto mecânico de um dispositivo para remoção do pino pivotante da caçamba dos caminhões Caterpillar modelo 793D./ Lorrان Nascimento Borges. – Tucuruí – PA, 2019. 62p.

Trabalho de conclusão de curso – Universidade Federal do Pará –UFPA
Faculdade de Engenharia Mecânica – FEM
Campus de Tucuruí, 2019
Orientador: Prof^o. Eng. Msc. Maciel da Costa Furtado



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO DE UM DISPOSITIVO PARA REMOÇÃO DO PINO
PIVOTANTE DA CAÇAMBA DOS CAMINHÕES CATERPILLAR MODELO 793D.

LORRAN NASCIMENTO BORGES

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de
Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA

Maíel da Costa Furtado

Orientador: Prof.º Eng. Msc. Maíel da Costa Furtado
FEM/CAMTUC/UFPA

Walter dos Santos Sousa

Membro Interno: Walter dos Santos Sousa
FEM/CAMTUC/UFPA

Ayrton José Taveira de Souza

Membro Interno: Ayrton José Taveira de Souza
FEM/CAMTUC/UFPA

Conceito Excelente

Tucuruí, 08 de Julho de 2019.

A Deus e minha falecida mãe, Rozilma, que sempre me apoiou em vários momentos. Meu pai, Milton e familiares. Minha namorada Dandara Souza. Meus amigos companheiros de todas as horas

AGRADECIMENTOS

Agradeço à todas as pessoas que colaboraram de forma direta ou indiretamente para o desenvolvimento deste trabalho, em especial, a José Couto como orientador de estágio na empresa Vale, pelo direcionamento durante às atividades realizadas nesse período e aconselhamentos sobre o ramo de manutenção de caminhões. Ao Professor Maciel Costa Furtado pela oportunidade de me orientar neste trabalho. A Ronielle Marçal, pela orientação e ensinamentos na área profissional. Ao Professor Jessé Padilha pela oportunidade de colaboração nos projetos de extensão. A Fábio Rabelo pela ajuda durante o desenvolvimento deste trabalho. E por fim, à toda a equipe da faculdade de engenharia mecânica da Universidade Federal do Pará Campus Tucuruí, que contribuíram grandemente para na minha formação.

“Não existe assunto tão antigo que não se possa dizer algo novo sobre ele”.
(DOSTOIÉVSKY)

PROJETO MECÂNICO DE UM DISPOSITIVO PARA REMOÇÃO DO PINO PIVOTANTE DA CAÇAMBA DOS CAMINHÕES CATERPILLAR MODELO 793D.

RESUMO

A demanda global por projetos de engenharia, principalmente se tratando de projetos de engenharia mecânica, tem exigido aspectos econômicos, segurança e as considerações de responsabilidade pelo produto. Atualmente, existem muitos recursos para auxiliar o projetista, fonte de informações (livros, artigos entre outros), assim como diversas ferramentas computacionais. Projetos de melhoria de dispositivos para auxiliar os processos de manutenção de equipamentos, têm apresentado grande vantagem para empresas que executa manutenção em seu ambiente, como ganho de ergonomia para os executantes, menores índices de acidentes, bem como redução de custo, uma vez que reduz a quantidade de executantes na atividade. Nesse contexto, o presente trabalho traz o estudo e desenvolvimento de um dispositivo para remoção do pino de pivotamento das caçambas dos caminhões fora de estrada Caterpillar 793D. Foram desenvolvidos estudos por métodos analíticos e simulações numéricas (método dos elementos finitos) do modelo projetado com o intuito de tratar as incertezas e precaver falhas da estrutura, evitando altas tensões (prevenir zona de escoamento do material), controle de deformações e flambagem, aumentando a confiabilidade do projeto. Além do mais, a partir do estudo da ciência dos materiais é selecionado um material de propriedades que atenda às necessidades do sistema, dimensionando-se tolerâncias geométricas com fatores de segurança adequados. Os resultados analíticos confrontados com os resultados de simulação numérica apresentaram valores muito próximos, validando assim, o modelo numérico.

Palavras-chave: *Método dos elementos finitos, Flambagem, Análise de Tensões.*

MECHANICAL DESIGN OF A DEVICE FOR REMOVING PIVOT PIN OF BUCKET FROM TRUCKS CATERPILLAR MODEL 793D

ABSTRACT

The global demand for engineering projects, especially mechanical engineering projects, has required economic aspects, safety and product liability considerations. Currently there are many resources to assist the designer, source of information (books, articles among others) as well as various computational tools. Device improvement projects to assist the equipment maintenance processes, have presented great advantage to companies that perform maintenance in their environment, such as gain ergonomics for the performers, lower accident rates, as well as cost reduction, since it reduces the number of performers in the activity. In this context, the present work brings the study and development of a device for removing the pivot pin from the dumps of the off-road trucks Caterpillar 793D. Analytical methods and numerical simulations (finite element method) of the designed model were developed with the intuition of treating uncertainties and avoiding structure failures, avoiding high stresses (preventing material flow zone), deformation and buckling, increasing project reliability. Furthermore, from the study of materials science, a material of properties is selected that meets the needs of the system, dimensioning geometric tolerances with adequate safety factors. The analytical results confronted with the numerical simulation results showed very close values, thus validating the numerical model.

Keywords: *Finite element method, buckling, stress analysis.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Ilustração da geração de ideias no projeto conceitual.....	19
Figura 2. Modelo sólido feito em CAD.....	20
Figura 3. Ilustração de um corpo sobre compressão e tração.....	22
Figura 4. Relação de tensão x deformação: (a) aço de baixo carbono, (b) aço de alto carbono.	24
Figura 5. Corpos de prova para ensaio de compressão antes e após falha: (a) aço dúctil (b) ferro fundido frágil.	25
Figura 6. Várias condições de contorno e suas curvas de deflexão.....	27
Figura 7. Representação de uma barra cilíndrica.	28
Figura 8. Diagrama esquemático E- ρ que mostra as diretrizes para os três índices de materiais para projeto rígido, leve.....	29
Figura 9. Exemplos de índice de Material.....	31
Figura 10. Diagrama esquemático que mostra grade de linhas para o índice de material.....	31
Figura 11. Diagrama seleção de material para espelho de telescópio ótico.	32
Figura 12. Exemplo de um eixo modelado como mola linear: (a) Eixo escalonado; (b) modelo de mola.	33
Figura 13. Exemplificação do refinamento da malha.....	34
Figura 14. Geração automática de malha para o modelo chapa fina. (a) Limites do modelo; (b) Malha automática com 344 nós; (c) defletida (em escala exagerada) com contornos de tensão; (d) Malha automática com 1096 nós; (e) defletida (em escala exagerada) com conto contornos de tensão.	36
Figura 15. Caminhão Caterpillar 793D.	38
Figura 16. Disposição dos componentes. (1) Pino pivotante; (2) Olhal da Caçamba; (3) Chassi.	39
Figura 17. Dispositivo mecânico projetado em CAD.....	40
Figura 18. Plataforma de deposição do pino.	40
Figura 19. Vista explodida do dispositivo.....	41
Figura 20. Modificações no pino e no olhal da caçamba.	42
Figura 21. Vista explodida das modificações.....	42
Figura 22. Representação da ferramenta instalada.	43
Figura 23. Diagrama de seleção de material E- ρ	45

Figura 24. Resultados do método dos elementos finitos. (a) Malha automática gerada com as aplicações de condições de contorno e carga; (b) Tensão de von Mises; (c) Deslocamento resultante; (d) Fator de segurança.....	52
Figura 25. Simulação de flambagem (em escala exagerada): (a) Para carga crítica de 114,21kN; (b) Para carga de 270kN.	54
Figura 26. Comparação das tensões encontradas.	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Fatores de projeto para materiais dúcteis.....	20
Tabela 2. Comprimento efetivo relacionado a condição de contorno	27
Tabela 3. Materiais para espelhos de telescópio.....	32
Tabela 4. Componentes do dispositivo.....	41
Tabela 5. Componentes de instalação na caçamba.....	42
Tabela 6. Propriedades do aço SAE 1020	47
Tabela 7. Pesos dos componentes.....	47
Tabela 8. Comparação entre os resultados numéricos e analíticos	55

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISC - American Institute of Steel Construction (Instituto Americano da Construção em Aço)

CAD - Computer Aided Design (Desenho Assistido por computador)

CAT - Caterpillar

FEA – Finite Element Analysis (Análise por elementos finitos)

LISTA DE SÍMBOLOS

A_0 – Área inicial da seção transversal

E – Modulo de Young

I – Momento de inercia para a área da seção transversal da coluna

l – Comprimento sob ação da força; Distância sem apoio entre os pontos de momento nulo

l_0 – Comprimento inicial

m – Massa

M_t – Os índices de material

n – Fator de segurança

n_d – Fator de projeto

P – Carga;

P_{cr} – Carga crítica de flambagem

R – Raio

r – Raio de giração

S_y – Tensão de escoamento

ε – Deformação

σ_{cr} – Tensão crítica

σ_{adm} – Tensão admissível

σ – Tensão

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS	17
1.1.1 Objetivos gerais	17
1.1.2 Objetivos específicos.....	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 PROJETO MECÂNICO.....	18
2.1.1 Projeto auxiliado por computador	19
2.2 FATOR DE PROJETO E FATOR DE SEGURANÇA	20
2.3 RESISTENCIA DOS MATERIAIS	21
2.3.1 Tensão	21
2.3.1.1 Tensão admissível.....	22
2.3.2 Deformação normal.....	23
2.3.2.1 Módulo de elasticidade.....	24
2.3.2.2 Resistência ao escoamento	25
2.4 FLAMBAGEM.....	25
2.5 SELEÇÃO DE MATERIAIS	28
2.6 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	33
2.6.1 Etapas de solução pelo método de elementos finitos	33
2.6.1.1 Pré-processamento	33
2.6.1.2 Etapa de solução	35
2.6.1.3 Pós- Processamento	37
3 METODOLOGIA.....	38
3.1 IDENTIFICAÇÃO DA NECESSIDADE	38
3.3 PROCESSO DE INSTALAÇÃO E OPERAÇÃO	43
3.4 SELEÇÃO DE MATERIAL PARA HASTE CINLINDRICA.....	44
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	48

4.1 ANÁLISE ESTRUTURAL POR MÉTODO ANALÍTICO	48
4.1.1 Fator de segurança e dimensionamento	48
4.1.2 Tensão máxima de compressão e deformação	48
4.1.3 Carga e tensão crítica de flambagem	49
4.2 ANÁLISE ESTRUTURAL POR MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	50
4.2.1 Análise das Tensões e deformações	50
4.2.2 Situações de flambagem	53
4.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS.....	55
5 CONCLUSÃO.....	56
SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	57
REFERÊNCIAS	58
APÊNCIDE A – Croqui (em mm).....	59
ANEXO A – Configurações do cilindro hidráulico	61

1 INTRODUÇÃO

O desenho técnico mecânico de um projeto é uma das mais eficientes formas de representação de uma peça, objeto ou um novo produto. Com o desenvolvimento da computação gráfica e dos *softwares* CAD (*Computer Aided Design* - Desenho Assistido por computador) as representações técnicas de peças e equipamentos ficou mais fácil. Além do mais, graças a esses avanços na engenharia de computadores, programas de simulação numérica puderam avançar nas resoluções de equações numéricas de problemas das mais variadas áreas da engenharia, tais como, áreas estruturais, eletromagnetismo, dinâmicas térmicas e dos fluidos, dentre outros. Contribuindo para um produto final funcional, confiável e seguro.

Desse modo, as soluções propostas por novos dispositivos contribuem com sistemas inovadores e adaptáveis a cada necessidade específica. O que costumava levar horas ou dias, pode ser concluído em menor tempo, sem nenhuma complicação com maior segurança.

Segundo Wickert e Kemper Lewis (2011) os engenheiros mecânicos têm um papel significativo nessas iniciativas de projetos inovadores em meio empresarial, reconhecendo e compreendendo como o projeto de engenharia impacta nos desenvolvimentos de tecnologias inovadoras e que são vitais para a resolução dos grandes desafios.

É evidente, que o mercado global está sempre exigindo novos produtos, demandando maiores desafios para engenheiros projetistas. Logo, o engenheiro deve ter a capacidade de obter conhecimentos além dos que foram adquiridos ao decorrer da sua graduação para iniciar novos projetos, tendo bom-senso, intuição física, habilidades práticas e experiências técnicas anteriores. Um projeto eficiente por meio da inovação é uma das habilidades que se espera dos engenheiros mecânicos após a graduação, visando propor soluções e resoluções de deficiências ou necessidades.

Para tais inovações, é imprescindível que o profissional esteja sempre atualizado a novas informações e diretrizes do mercado mundial, através de estudos e pesquisas, se atentando a novos materiais, bem como compreender novos métodos propostos que venham facilitar projeções e dimensionamento de novos produtos.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos gerais

Projetar um dispositivo que possa auxiliar na remoção do pino pivotante em atividades de manutenção da caçamba de caminhões fora de estrada Caterpillar modelo 793D, tendo como requisitos melhoria em ergonomia, segurança, eficiência e baixo custo. Avaliar, a partir de método analíticos e das simulações numéricas, o comportamento mecânico estrutural que se desenvolve no dispositivo modelado.

1.1.2 Objetivos específicos

- Seleção de um material que atenda as exigências do sistema;
- Análise de tensões e deformações;
- Determinação da carga crítica para flambagem;
- Simular o comportamento na haste para a carga crítica e superior a esta;
- Fazer a comparação entre os resultados encontrados no método dos elementos finitos e analítico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PROJETO MECÂNICO

“O projeto mecânico é um empreendimento complexo que exige várias habilidades.” (Shigley et al., 2016). O planejamento do projeto deve ser subdividido em uma série de trabalhos mais simples, requer uma sequência lógica em que os conceitos devem ser aplicados, analisados e reiterados.

Segundo Norton (2013) projeto de engenharia pode ser definido como: O processo de aplicação das várias técnicas e princípios científicos com o intuito de definir um produto, um método ou um sistema suficientemente pormenorizado para permitir sua realização.

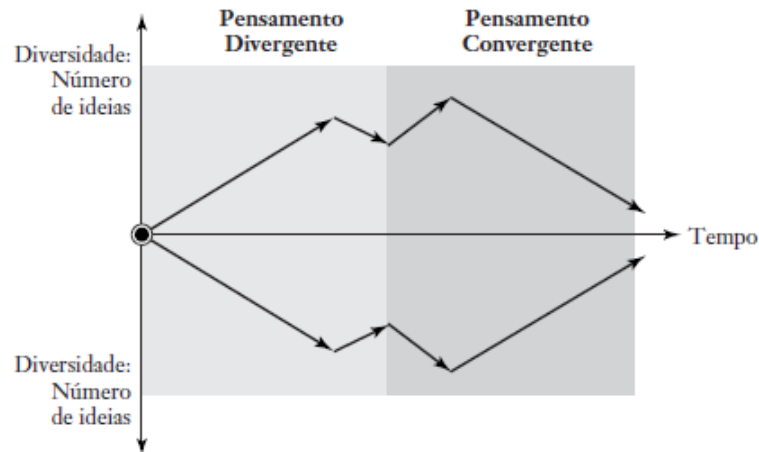
A estabilidade de um componente mecânico muitas vezes está relacionada a tensão e a deformação, podendo, através de análises e simulações, serem resolvidas aplicando fator de segurança, seja em termos determinísticos ou estatísticos, afim de que os projetos mecânicos incluam considerações de tolerâncias geométricas em seu dimensionamento com proporções de segurança adequadas.

Segundo Jonathan Wickert e Kemper Lewis (2011), no projeto detalhado do produto, alguns pontos devem ser determinados:

- Desenvolver o esboço e a configuração do produto.
- Selecionar materiais para cada componente.
- Direcionar o projeto o problema, por exemplo, projeto para confiabilidade, produção, montagem, variação, custos, reciclagem).
- Otimizar a geometria final incluindo tolerâncias apropriadas.
- Desenvolver modelos digitais completos de todos os componentes e montagens.
- Simular o sistema usando modelos matemáticos e digitais.
- “Prototipar” e testar componentes críticos.
- Desenvolver um plano de produção.

É importante ressaltar que, de modo geral, no estágio detalhado do projeto a simplicidade deve ser levado em consideração. Os projetos de engenharia bem-sucedidos, muitas vezes, são qualificados por uma relação entre design inovador, engenharia sólida e simplicidade funcional. Soluções mais criativas vêm de uma parte colaborativa em que as pessoas podem debater ideias de inovação com outras de diferentes profissões, indústrias, idades, formações, culturas e nacionalidades.

Figura 1. Ilustração da geração de ideias no projeto conceitual.



Fonte: Wickert e Kemper Lewis (2011)

2.1.1 Projeto auxiliado por computador

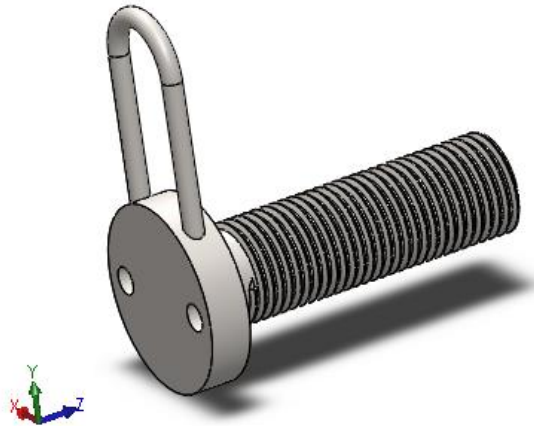
Vários *softwares* atuais CAD em grande parte aceitam que a geometria das peças seja compilada em 3D como modelos sólidos, assim, as arestas e as faces da peça são representadas. Além disso, pode-se gerar automaticamente vistas convencionais em 2D a partir do 3D. Shigley (2016) destaca que a principal vantagem dos *softwares* CAD é obter informações sobre as massas do modelo gerado para um determinado material selecionado, podendo ser rapidamente calculadas, como também a localização do centro de gravidade e o momento de inércia das massas.

Shigley (2016) diz que no projeto mecânico, no qual o *software* CAD é intensamente empregado, o método que se integra bem com CAD é a análise por elementos finitos (FEA). A teoria matemática e as aplicações do método servem como ferramentas poderosas para análises estáticas e dinâmicas, linear e não linear, de tensão e de deflexão, vibrações livres e forçadas, instabilidade elástica (flambagem) e para isso existem uma série de pacotes de *software* comerciais disponíveis, por exemplo, ANSYS, NASTRAN, SolidWorks etc.

Os resultados advindos das análises dos recursos computacionais supracitados podem apresentar divergências se não for inserida as informações corretas do projeto, podendo levar a interpretação equivocada dos resultados. É importante verificar cuidadosamente a aplicação e os resultados, realizar testes de verificação padronizados usando problemas com soluções conhecidas.

A Figura 2 mostra um exemplo de um modelo gerado em CAD, onde é possível observar a representação fidedigna dos detalhes do componente.

Figura 2. Modelo sólido feito em CAD.



Fonte: Autoria Própria.

2.2 FATOR DE PROJETO E FATOR DE SEGURANÇA

Segundo Norton (2013) um coeficiente de segurança (também chamado de fator de segurança) pode ser expresso de muitas formas. Ele é caracteristicamente a razão entre duas quantidades que possuem as mesmas unidades, como resistência e tensão atuante, esforço crítico e esforço aplicado, esforço que quebra a peça e esforço esperado em serviço. O coeficiente de segurança é sempre adimensional.

Segundo Shigley (2016), o fator de projeto é baseado nas incertezas absolutas, tem a mesma definição do fator de segurança, porém, geralmente, ele difere em termos numéricos, sendo escolhido inicialmente para posteriormente definir o fator de segurança do componente em estudo.

Portanto, Norton (2013) apresenta uma Tabela 1 a qual contém informações para se escolher o fator de projeto (n_d) com base nas informações disponíveis.

Tabela 1. Fatores de projeto para materiais dúcteis.

Informações do modelo projetado	Fator de projeto (n_d)
Foram testados em experimentos	1,3
Representam precisamente o sistema	2
Representam aproximadamente o sistema	3
São aproximações grosseiras	5 ou maior

Fonte: Adaptado Norton (2013).

Após a escolha do fator de projeto, torna-se possível dimensionar todo o modelo com base nesse valor, ou seja, determinar espessuras mínimas dos componentes com o fator escolhido. Segundo Shigley (2016), esse fator pode mudar em razão de arredondamento para

um tamanho padrão de uma seção transversal ou o emprego de um tamanho encontrado comercialmente próximo do qual foi calculado, em vez de empregar o que é calculado.

O fator de segurança segundo Hibbeler (2009), é definido também em função de um parâmetro de perda de função e um parâmetro máximo admissível. Nesse caso, o parâmetro poderia ser a carga, a tensão, a deflexão entre outros. Logo, se o parâmetro for tensão, então o fator de segurança pode ser encontrado por meio de:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{adm}} \quad (1)$$

Onde:

- S_y – Tensão de escoamento;
- σ_{adm} – Tensão admissível;
- n – Fator de segurança.

2.3 RESISTENCIA DOS MATERIAIS

Para Hibbeler (2009), resistência dos materiais é um ramo da mecânica que estuda as relações entre as cargas externas aplicadas a um corpo deformável e a intensidade das forças internas que agem no interior do corpo. Esse estudo abrange cálculos das deformações do corpo e adéqua conhecimento de sua estabilidade quando sujeito a forças externas.

Resistência é uma propriedade de um material ou de um elemento mecânico que depende da escolha, do tratamento e do processamento do material. Representa a carga máxima para o qual o material irá resistir ou não aos esforços solicitados, tendo como referência alguns pontos como o limite de proporcionalidade, o escoamento com deformação permanente. Em muitos casos, tais pontos representam o nível de tensão no qual ocorre perda de função.

No cálculo estrutural do projeto, torna-se necessário usar os princípios da estática para determinar as forças que agem sobre os elementos que constituem o mesmo. O tamanho dos elementos, a deflexão do componente e estabilidade dependem não só das cargas, mas também do tipo de material de que serão fabricados. Desse modo, a compreensão de comportamento do material será essencial para o desenvolvimento projeto.

2.3.1 Tensão

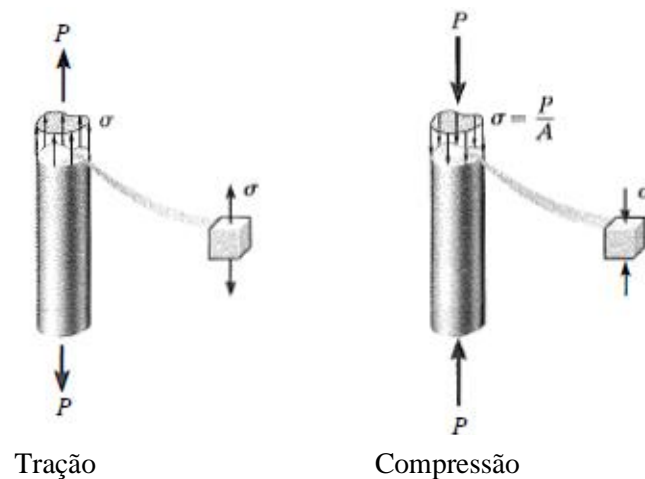
A segurança e a estabilidade de muitos projetos dependem de como o projetista combina as tensões máximas em um determinado componente, de modo que essas tensões estejam abaixo da resistência máxima que o componente possa suportar. O projetista deve possibilitar

que a tensão máxima seja inferior a resistência com uma margem suficiente, de modo que, apesar das incertezas, as falhas sejam evitadas.

Para Shigley (2016) tensão é um parâmetro avaliado em um determinado ponto específico de um corpo, que é uma função da carga, da geometria, da temperatura e do processo de fabricação.

A Figura 3 apresenta um elemento sob tração e compressão. Se a força normal tracionar o elemento, ela será denominada força ou tensão de tração, respectivamente, ao passo que, se comprimir o elemento, ela será denominada força ou tensão de compressão.

Figura 3. Ilustração de um corpo sobre compressão e tração.



Fonte: Adaptado Hibbeler (2009)

Desse modo, tensão é definida como força por unidade de área, sendo calculada por:

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \quad (2)$$

Onde:

- σ – Tensão;
- P - Força aplicada;
- A_0 - Área inicial da seção transversal.

2.3.1.1 Tensão admissível

Para Hibbeler (2009), o engenheiro ao projetar um determinado elemento estrutural ou mecânico, deve-se reduzir a tensão influente no material a um estado seguro. Para garantir a segurança, é preciso escolher uma tensão admissível que restrinja a carga aplicada a um valor menor do que a carga que o elemento pode suportar totalmente. Existem vários motivos para

isso. Por exemplo, a carga para a qual o elemento é projetado pode ser diferente das cargas realmente aplicadas, as dimensões determinadas no projeto de uma estrutura podem não ser aplicado conforme dimensionada, por erros de fabricação ou cometidos na montagem de seus componentes.

Um método para especificação da carga admissível para um projeto pode ser encontrado reorganizando a equação (1), deste modo, temos:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} \quad (3)$$

Portanto, vale repetir, é necessário fazer os cálculos usando-se uma tensão segura ou admissível.

2.3.2 Deformação normal

Segundo Hibbeler (2009) a deformação normal se dá sempre que uma força é aplicada a um corpo e está tende a mudar a forma e o tamanho dele. Essas mudanças são chamadas deformações e podem ser visíveis ou imperceptíveis se não forem utilizados equipamentos que façam medições precisas.

Se uma barra não sofrer uma deformação permanente após a aplicação de uma força, diz-se que a deformação ocorreu de modo elástico. Por outro lado, se for aplicado uma força grande o bastante para deformar a barra permanentemente, diz-se que houve deformação plástica, isto é, quando a força fosse aplicada e em seguida removida a barra permaneceria com dimensões diferente do que era originalmente. Embora a força possa ser aplicada em apenas uma extremidade da barra, sua influência é sentida em cada uma das seções transversais ao longo do comprimento da barra.

Assim, como a tensão é uma medida de força por unidade de área, a quantidade denominada deformação normal é definida como o valor de alongamento (tração) ou encurtamento (compressão) que ocorre por unidade do comprimento original da barra. Assim deformação normal é calculada a partir da expressão:

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (4)$$

Onde:

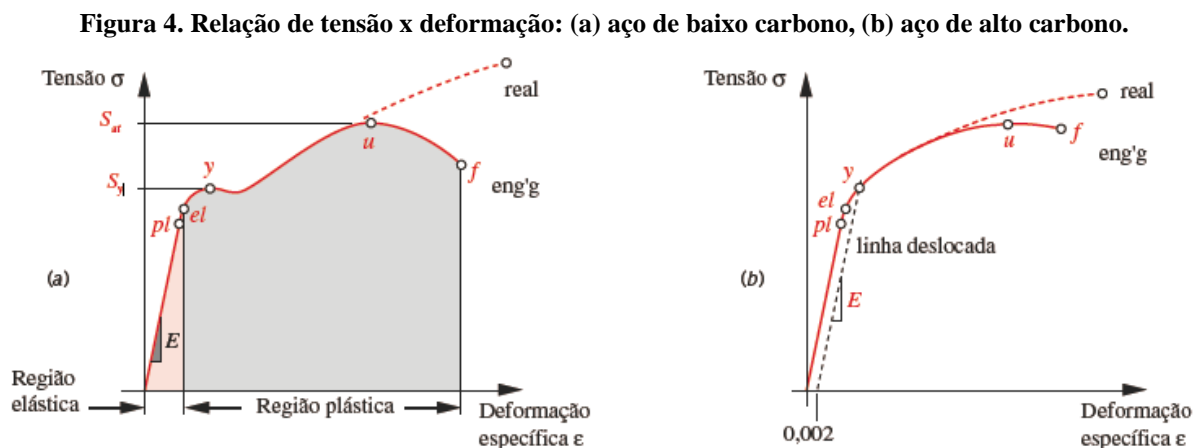
- ε – Deformação;
- l – Comprimento sob ação da força;
- l_0 – Comprimento inicial.

2.3.2.1 Módulo de elasticidade

O módulo de elasticidade ou módulo de Young (E) é uma propriedade mecânica dos materiais que atribui uma medida da rigidez de um material sólido ou sua resistência à deformação elástica sob carregamento. Ao projetar é importante que se tenha o controle das deformações, logo essa propriedade é um parâmetro indispensável para qualquer projeto mecânico.

Segundo Norton (2013) enquanto várias ligas de um dado material-base podem variar bastante em termos de resistência, elas terão valores do módulo de elasticidade próximos.

A Figura 4 apresenta um diagrama que faz a relação entre tensão e deformação específica para um aço de alto carbono e aço de baixo carbono. Esse diagrama tensão-deformação nos fornece vários parâmetros úteis do material como limite elástico, tensão de escoamento, tensão de ruptura, entre outros.



Fonte: Norton (2013).

O ponto pl na Figura 4 é o limite de proporcionalidade do qual a tensão é proporcional à deformação, conforme expressa a lei de Hooke na forma:

$$\sigma = E \epsilon \quad (5)$$

Onde:

- ϵ – Deformação;
- E – Módulo de Young;
- σ – Tensão.

A constante de proporcionalidade E (módulo de Young) é a inclinação do trecho linear da curva tensão deformação. É uma medida de rigidez do material e, como a deformação é adimensional, a unidade é a mesma da tensão. Nesse sentido, qualquer componente estrutural

que sofre deformação pode ser modelado como se fosse uma mola, mesmo que o componente não se pareça com uma “mola”, mas desempenhe o mesmo princípio de funcionamento que é o comportamento da lei de Hooke.

Reorganizando a equação (5), pode-se calcular a deformação fazendo a relação:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (6)$$

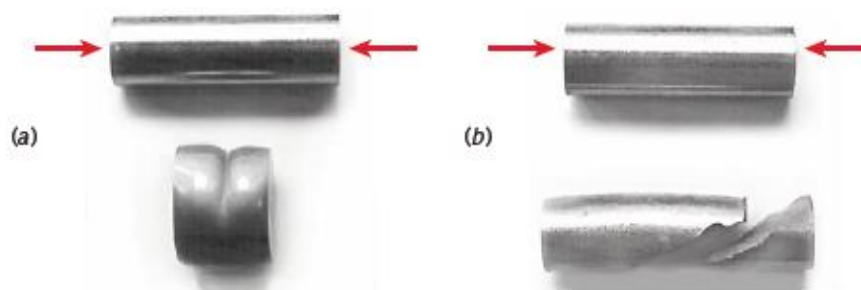
2.3.2.2 Resistência ao escoamento

Resistência ao escoamento, também chamado de tensão de escoamento, ou ainda limite de elasticidade, para Callister (2002), “é a tensão máxima que o material suporta ainda no regime elástico de deformação, se houver algum aumento de tensão o material não segue mais a lei de Hooke e começa a sofrer deformação plástica (deformação definitiva)”.

No ponto y da Figura 4, pouco acima do limite elástico, o material começa a ceder mais facilmente. Em consequência disso, a sua taxa de deformação aumenta e o corpo começa a deformar de forma permanente. Esse ponto é denominado ponto de escoamento, e o valor da tensão nesse ponto define a resistência ao escoamento ou a tensão de escoamento (S_y) do material, e a deformação que ocorre a partir desse ponto é chamada de deformação plástica.

Valores específicos dependem dos tipos de materiais usados e da finalidade pretendida da estrutura ou máquina. Um pequeno aumento na tensão acima do limite de elasticidade poderá resultar no colapso do material ou fará com que ele se deforme permanentemente. A figura 5 apresenta dois casos de um corpo de prova sujeitos a uma carga de compressão para material dúctil e outro para material frágil.

Figura 5. Corpos de prova para ensaio de compressão antes e após falha: (a) aço dúctil (b) ferro fundido frágil.



Fonte: Norton (2013).

2.4 FLAMBAGEM

Segundo Hibbeler (2009), flambagem é a deflexão lateral que ocorre em elementos estruturais quando sujeito a cargas de compressão, e quando compridos e esbeltos a carga poderá provocar uma deflexão ou uma oscilação lateral.

Sempre que se projeta um elemento estrutural, é imprescindível que ele atenda requisitos específicos de resistência, deflexão e estabilidade.

Quando a carga axial é invertida de tal modo que a barra sofra compressão, a Equação 2 sozinha pode não ser suficiente para determinar a tensão para a barra. Trata-se agora de uma coluna que pode então flambar em vez de apenas uma deformação. A flambagem ocorre repentinamente e sem aviso, mesmo nos materiais dúcteis e, portanto, é uma das maneiras mais perigosas de falha. Segundo Hibbeler (2009), colunas projetadas sobretudo para terem resistência a flambagem, elas também têm de ser apoiadas de maneira adequada ao longo de seus lados para que não sofram flambagem ou tornem-se repentinamente instáveis.

A carga axial máxima que uma coluna pode suportar quando está na iminência de sofrer flambagem é denominada carga crítica (P_{cr}). Essa força é determinada escrevendo-se a equação de Euler para a coluna, resultando em uma equação diferencial em que, quando as condições de contorno forem aplicadas, se chegará à carga crítica para flexão instável.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{l^2} \quad (7)$$

Onde:

- P_{cr} – Carga crítica;
- E – Modulo de Young;
- I – Momento de inercia para a área da seção transversal da coluna;
- l – Comprimento da haste sem apoios.

Essa equação é conhecida como a fórmula de Euler para flambagem de colunas com extremidades arredondadas ou biarticuladas. Norton (2013) destaca que na equação a resistência não é um fator, pois observa-se que a carga crítica é em função apenas da geometria da seção transversal da coluna, I , seu comprimento l e o módulo de elasticidade do material, E .

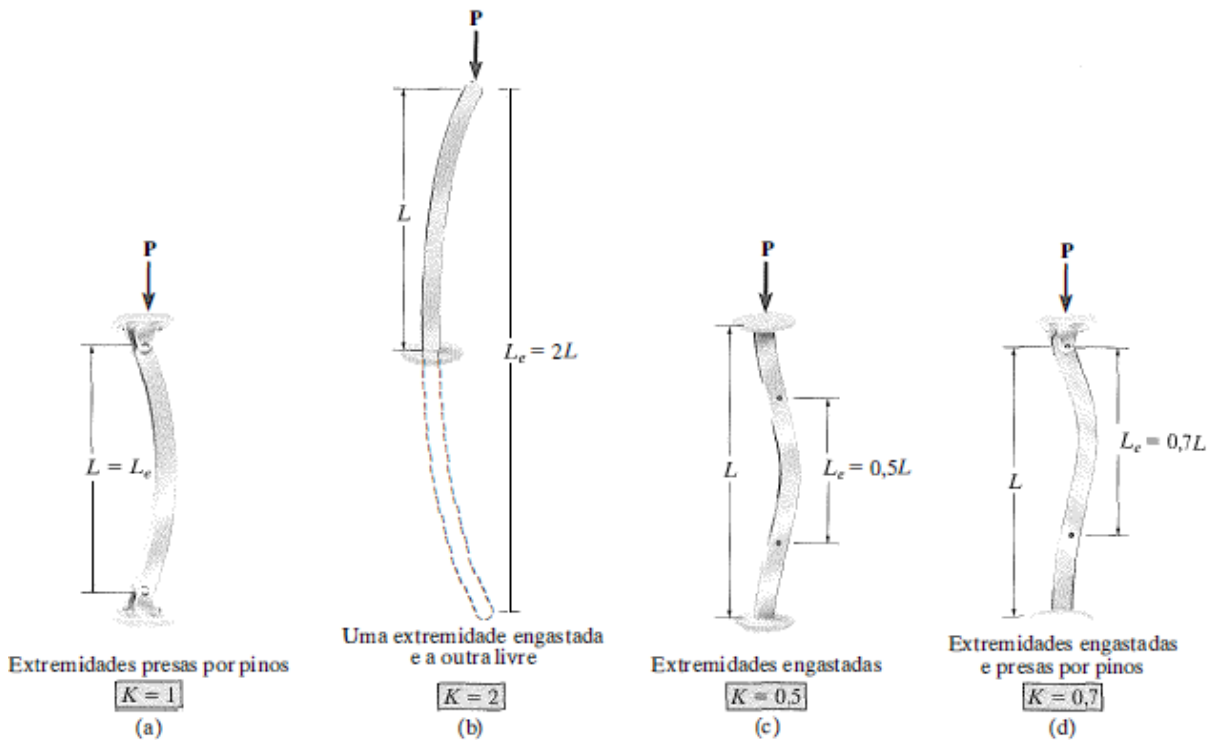
Para a finalidade de projeto, Hibbeler (2009) mostra que a equação (7) pode ser reescrita de uma forma mais útil, se expressarmos $I = Ar^2$, onde A é a área da seção transversal e r o raio de giração da área da seção transversal.

Assim:

$$\left(\frac{P}{A}\right)_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(l/r)^2} \Rightarrow \sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(l/r)^2} \quad (8)$$

As equações (7) e (8) foram desenvolvidas para o caso de uma coluna com extremidades presas por pinos ou livres para girar, ou seja, l nas equações representa a distância sem apoio entre os pontos de momento nulo. Se a coluna for apoiada de outras formas, a fórmula de Euler poderá ser usada para determinar a carga crítica, desde que l represente a distância entre pontos de momento nulo. Na Figura 6 são mostradas diversas condições de contorno possíveis.

Figura 6. Várias condições de contorno e suas curvas de deflexão.



Fonte: Hibbeler (2009).

Então para determinar a carga crítica das condições de contorno apresentado na Figura 6, l deve representar a distância entre pontos de momento nulo, essa distância é denominada comprimento efetivo da coluna, l_{ef} . Em que l_{ef} depende das condições de contorno das colunas. A Tabela 2 apresenta tais condições.

Tabela 2. Comprimento efetivo relacionado a condição de contorno

Condições de Contorno	Valor teórico	Recomendações da *AISC	Valor Conservador
Biarticulado	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Engastado livre	$l_{ef} = 2l$	$l_{ef} = 2,1l$	$l_{ef} = 2,4l$
Biengastado	$l_{ef} = 0,5l$	$l_{ef} = 0,65l$	$l_{ef} = l$
Engastado articulado	$l_{ef} = 0,707l$	$l_{ef} = 0,8l$	$l_{ef} = l$

Fonte: Adaptado Norton (2013).

*AISC - *American Institute of Steel Construction* (Instituto Americano da Construção em Aço).

Dessa forma, permite rearranjar as equações (7) e (8) na forma mais conveniente. Assim, temos que:

Para carga crítica:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{(l_{ef})^2} \quad (9)$$

Para tensão crítica:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(l_{ef}/r)^2} \quad (10)$$

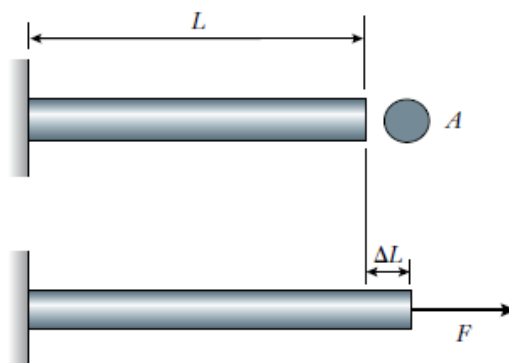
2.5 SELEÇÃO DE MATERIAIS

Para Norton (2013) Uma das decisões mais importantes em projetos é a escolha adequada do material. Os materiais limitam projetos, e novos materiais que ainda estão sendo inventados abrem novas possibilidades de projetos.

Segundo Wickert e Kemper Lewis (2011) ao projetar uma estrutura de barras cilíndricas, o engenheiro determina que o material metálico escolhido para a fabricação das barras deverá satisfazer a três requisitos. (Ver Figura 7) A barra deverá:

- Sustentar a força de magnitude F ;
- Ter o comprimento L ;
- Apresentar um deformação menor que ΔL .

Figura 7. Representação de uma barra cilíndrica.



Fonte: Wickert e Kemper Lewis (2011)

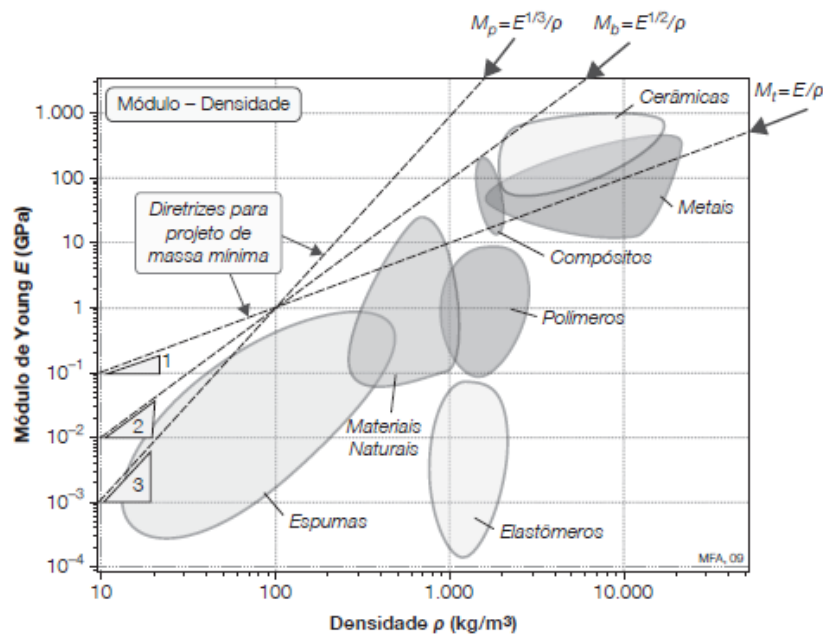
Ashby (2011) desenvolveu um método que separa várias propriedades de material umas das outras para formar um “diagrama de seleção de materiais”. Os materiais podem ser

divididos em metais, cerâmicos, polímeros, elastômeros, vidros e compostos. De forma que essas categorias de materiais e subcategorias se acercam conforme suas propriedades relacionadas no gráfico.

A Figura 8 mostra um diagrama que relaciona duas propriedades mecânica dos materiais, módulo de Young versus densidade. O diagrama possui três linhas de seleção constantes no gráfico em que a inclinação destas indica o índice de material, assim, possibilitando verificar quais materiais possuem propriedades parecidas.

Os índices de material para este diagrama podem ser $M_t = \frac{E}{\rho}$, a qual indica inclinação um, $M_t = \frac{E^{(\frac{1}{2})}}{\rho}$, inclinação dois, $M_t = \frac{E^{(\frac{1}{3})}}{\rho}$, inclinação três, representados na Figura 8. Os materiais que estão localizados ao longo ou a cima dessa linha encontram-se na região de busca no diagrama e são os possíveis candidatos para o projeto.

Figura 8. Diagrama esquemático E- ρ que mostra as diretrizes para os três índices de materiais para projeto rígido, leve.



Fonte: Ashby (2011)

Segundo Ashby (2011) para definir o índice de material (M_t) e assim conhecer a inclinação da linha de seleção para determinado projeto, são realizado cálculos que façam a relação entre o objetivo e a restrição, ou seja, se o objetivo para um determinado projeto é selecionar um material leve tendo como restrição suportar uma força de tração sem falhar, procura-se então, uma equação que descreva a quantidade a ser maximizada (suportar maior

força) e outra equação a ser minimizada (menor massa). Em seguida, relaciona-se as duas equações para encontrar o índice de material.

Para determinar o melhor material, duas propriedades do devem ser consideradas, a densidade e o módulo de elasticidade, que serão estimadas nos cálculos do índice para a minimizar a massa e ter maior rigidez. Ashby (2011) apresenta a resolução para este caso.

Procede-se da seguinte forma:

Para equação da quantidade a ser minimizado tem-se:

$$m = A L \rho \quad (11)$$

A massa m do tirante é a massa mínima que se procura, onde A é a área da seção transversal e ρ é a densidade do material do qual ele é feito. O comprimento L e a força são especificados e, por consequência, fixos. A seção transversal A é livre.

A seção transversal A deve ser suficiente para suportar a força, o que exige que:

$$\sigma \leq \frac{F}{A} \quad (12)$$

Onde σ é a resistência à falha e F a força. Assim, fazendo a relação eliminando A entre essas duas equações temos:

$$m \geq F L \left(\frac{\rho}{\sigma} \right) \quad (13)$$

Como $\sigma = E \varepsilon$, então:

$$\varepsilon (m) \geq F L \left(\frac{\rho}{E} \right) \quad (14)$$

O último parêntese contém as propriedades do material $\left(\frac{\rho}{E} \right)$. Segundo Ashby (2011) pode-se definir isso como o índice de material. Quando se trata de propriedades específicas, é mais comum expressá-lo em uma forma na qual um máximo é procurado.

Portanto, invertendo as propriedades do material na Equação 14, logo o índice de material será:

$$M_t = \frac{E}{\rho} \quad (15)$$

A linha de seleção terá inclinação um no diagrama E- ρ .

A Figura 9 apresenta exemplos de índices de material para alguns elementos em função do objetivo e sua restrição conforme foi descrito para o exemplo do tirante.

Figura 9. Exemplos de índice de Material.

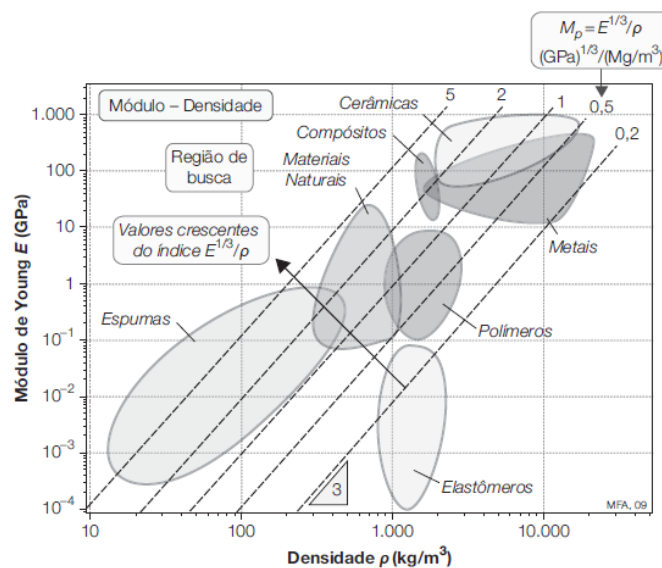
Função, objetivo e restrições	Índice
Tirante, peso mínimo, rigidez prescrita	$\frac{E}{\rho}$
Viga, peso mínimo, rigidez prescrita	$\frac{E^{1/2}}{\rho}$
Viga, peso mínimo, resistência prescrita	$\frac{\sigma_y^{2/3}}{\rho}$
Viga, custo mínimo, rigidez prescrita	$\frac{E^{1/2}}{C_m \rho}$
Viga, custo mínimo, resistência prescrita	$\frac{\sigma_y^{2/3}}{C_m \rho}$
Coluna, custo mínimo, carga de flambagem prescrita	$\frac{E^{1/2}}{C_m \rho}$
Mola, peso mínimo para armazenamento de energia dado	$\frac{\sigma_y^2}{E \rho}$
Isolamento térmico, custo mínimo, fluxo de calor prescrito	$\frac{1}{\lambda C_p \rho}$
Eletromagneto, campo máximo, elevação de temperatura prescrita	$\frac{C_p \rho}{\rho_e}$

ρ = densidade; E = módulo de Young; σ_y = limite elástico; C_m = custo/kg; λ = condutividade térmica; ρ_e = resistividade elétrica;
 C_p = calor específico

Fonte: Ashby (2011)

A figura 10 apresenta um exemplo de seleção de material para um projeto de um espelho para grande telescópio ótico que seja leve, no qual o índice do material foi deduzido para $\frac{E^{1/3}}{\rho}$. Deste modo, a linha tem inclinação três. Os materiais que tiverem maior valor do índice de material e localizados ao longo ou a cima dessa linha são possíveis candidatos para o projeto.

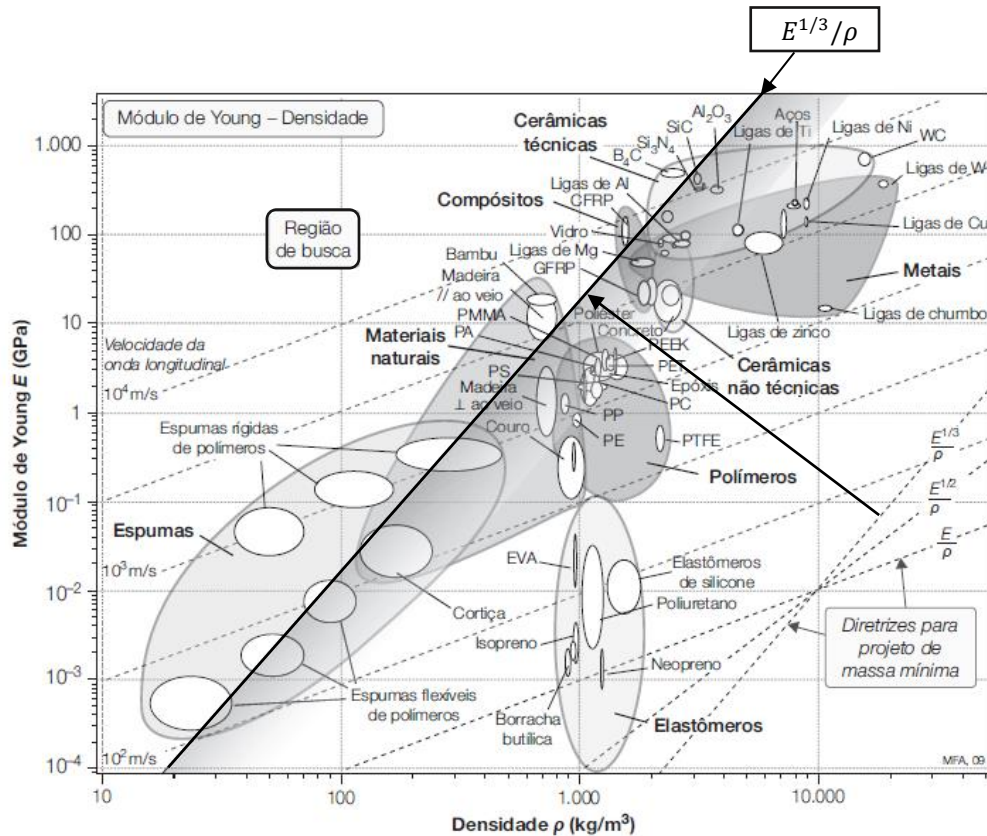
Figura 10. Diagrama esquemático que mostra grade de linhas para o índice de material.



Fonte: Ashby (2011)

Neste exemplo apresentado por Ashby, pode-se verificar na Figura 11 os materiais mais indicados para espelho de telescópio ótico, ou seja, os materiais que estão localizados ao longo ou a cima da linha de seleção de inclinação três.

Figura 11. Diagrama seleção de material para espelho de telescópio ótico.



Fonte: Ashby (2011)

A Tabela 3 extrai da Figura 11 os possíveis materiais para o espelho do telescópio com suas respectivas massas caso estes venha ser escolhido.

Tabela 3. Materiais para espelhos de telescópio.

Material	Massa do espelho	Comentário
Aço (metal polido)	73,6	Muito pesado
GFRP	25,5	Não tem estabilidade dimensional
Ligas de Al	23,1	Mais pesado que o vidro
Vidro	21,9	A escolha atual
Ligas de Mg	9	Alta expansão térmica
Poliestireno espumado	5	Não tem estabilidade dimensional

Fonte: Adaptado Ashby (2011)

O método de Ashby diz que materiais que têm maiores valores de M_t (neste caso maior E e menor ρ) são os melhores, os que têm valores menores, são piores. Vidro é melhor do que aço ou metal polido, ligas de alumínio e GFRP, pois tem maior índice de material e menor peso

(é por isso que a maioria dos espelhos é feita de vidro), contudo, não é tão bom quanto ligas de magnésio, várias cerâmicas, polímeros reforçados com fibra de carbono em relação ao índice e peso.

2.6 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

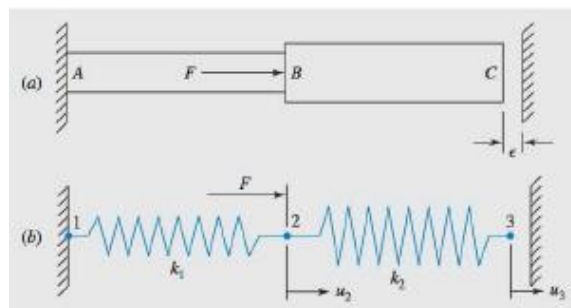
Para analisar as tensões e a deflexão de elementos mais complexos, o método dos elementos finitos torna-se mais viável. Este método divide o componente em um número finito de elementos discretos conectados pelos seus nós (chamado de malha).

2.6.1 Etapas de solução pelo método de elementos finitos

2.6.1.1 Pré-processamento

Shigley (2016) descreve o processo de resolução por meio dos elementos finitos em um problema unidimensional simples, utilizando o elemento linear de barra. Esta barra está carregada sob tração ou compressão com área da seção transversal constante A , comprimento l e módulo de elasticidade E . O elemento básico de barra possui dois nós e, como o problema é unidimensional, cada nó terá um grau de liberdade. O elemento de barra pode ser modelado como uma mola (Figura 12) linear simples, com constante de mola dado pela Equação $k = \frac{AE}{l}$.

Figura 12. Exemplo de um eixo modelado como mola linear: (a) Eixo escalonado; (b) modelo de mola.



Shigley (2016)

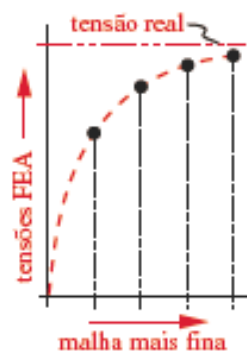
Barra tem uma rigidez característica k_1 e k_2 de forma que um deslocamento cria uma força no nó e estes deslocamentos positivos u_1 e u_2 somam as forças em cada nó.

Este exemplo comum estabelece os passos importantes de uma solução de um problema estático com o FEA. De modo que, um problema real, elementos mais complexos com vários graus de liberdade em seus nós podem ser utilizados.

“A rede de elementos e nós que discretiza uma região é conhecida por malha. A densidade da malha aumenta à medida que forem colocados mais elementos no interior de uma determinada região.”. (Shigley, 2016).

Refinamento de malha é quando há uma alteração na quantidade de discretização do elemento, aumentando assim o número de nós na malha, visando resultados mais precisos. Em geral, os resultados melhoram quando o refinamento da malha é realizado em regiões onde se tem maior concentração de tensões ou podendo também refinar em uma região específica de estudo. Normalmente, os resultados tendem a serem mais exatos à medida que a malha é continuamente refinada (Figura 13). Por outro lado, uma malha com elementos grosseiros (maiores) é desejada quando se quer minimizar o tempo de processamento. O aumento do número de elementos não garante que os resultados das simulações sejam precisos se não tiver os devidos cuidados com a qualidade dos elementos que compõe a malha. Em especial, elementos muito distorcidos acabam desviando os resultados das simulações, além de gerar instabilidade numérica no processo de solução.

Figura 13. Exemplificação do refinamento da malha.



Fonte: Norton (2013).

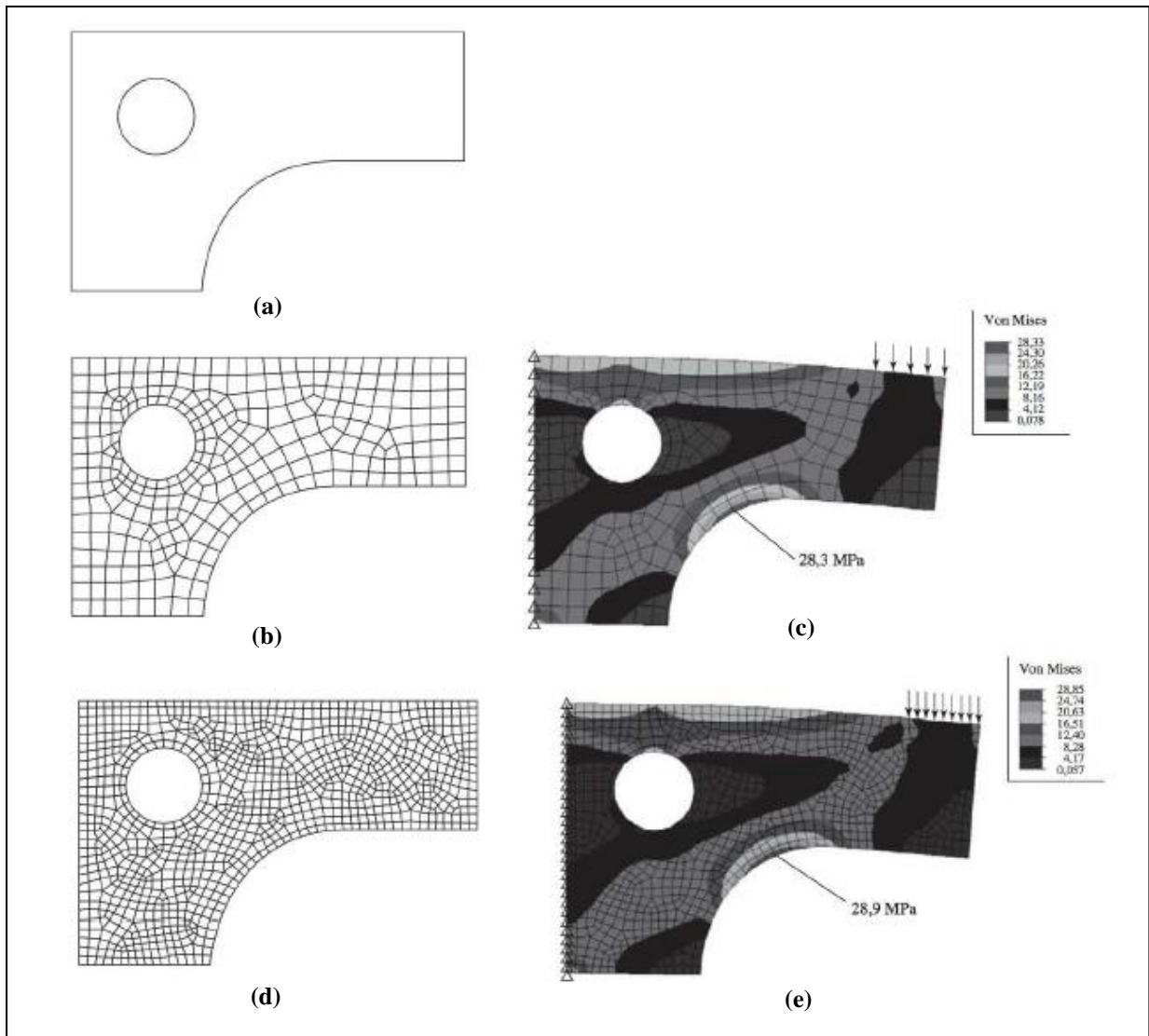
Segundo Shigley (2016) existem três formas básicas de gerar uma malha de elementos: manualmente, semiautomaticamente ou totalmente automatizado.

- 1 Geração manual de malha - Trata-se de um método muito trabalhoso de criação de malha, sua maior utilização se deu no início de desenvolvimento do FEA, exceto em casos de pequenas modificações de um modelo.
- 2 Geração semiautomática de malha - Permite gerar malha automaticamente em regiões da estrutura que foi subdividida, usando contornos bem definidos;
- 3 Geração de malha completamente automatizada – Gera automaticamente a malha, podendo também gerar o refinamento automático de malha autoadaptativas.

2.6.1.2 Etapa de solução

Para gerar uma solução, as condições de contorno devem representar as restrições em um componente o mais próximo possível do real. A Figura 14-c apresenta um exemplo de condições de contorno, onde a aresta vertical maior está fixa, ou seja, essa restrição inibe qualquer grau de liberdade cinemático. Está não é uma tarefa trivial e pode fazer a diferença para uma solução aceitável. A aplicação de restrições não é algo fácil, sendo suscetível cometer equívocos de omissão ou má interpretação. É necessário testar diferentes abordagens em relação às restrições do modelo como juntas parafusadas com porcas, soldagens etc. De modo que, as restrições devem ser aplicadas para remover qualquer grau de liberdade cinemático e manter a peça em equilíbrio estático. Além disso, as conexões físicas de um componente com relação ao seu adjacente, como em uma montagem, devem ser modeladas as mais próximas possíveis do real.

Figura 14. Geração automática de malha para o modelo chapa fina. (a) Limites do modelo; (b) Malha automática com 344 nós; (c) defletida (em escala exagerada) com contornos de tensão; (d) Malha automática com 1096 nós; (e) defletida (em escala exagerada) com contornos de tensão.



Fonte: Shigley (2016)

As cargas dos elementos são aplicadas aos nós com o uso de cargas nodais equivalentes. Na comparação entre as Figuras 14-(c) e 14-(e), observa-se uma distribuição da carga maior na Figura 14-(e), devido maior número de nós gerado com o refino da malha. Se não há interesse em relação às tensões próximas de pontos de aplicação de carga, não é necessário distribuir o carregamento de forma muito precisa. A força ou momento resultante podem ser aplicados em um único nó, desde que o elemento admita o grau de liberdade associado à força ou momento no nó.

A solução analítica pode então ser comparada com os resultados do FEA para o modelo, permitindo ajustar as condições de contorno a uma conjuntura razoável.

2.6.1.3 Pós- Processamento

O FEA fornece informações sobre tensões e deformações. Essas informações, na maioria dos *softwares* comerciais, utilizam o método da rigidez direta, ou seja, através da rigidez do material do elemento, calculando os deslocamentos e as forças resultantes, na qual cargas externas foram aplicadas para determinadas condições de contorno. Logo, as deformações são determinadas a partir dos deslocamentos e as tensões pela lei de Hooke.

Segundo Norton (2013), o FEA tem a vantagem de revelar automaticamente as concentrações de tensão, quer devido à geometria local ou às forças aplicadas e condições de contorno. Contudo, é necessário ter certeza de que se tem uma malha apropriada, especialmente nos locais de concentração de tensão, ou então os resultados poderão ter grandes erros.

As tensões variam através do contínuo do componente, dividindo esse componente em um número finito de elementos conectados pelos seus nós. Então, obtém-se uma aproximação das tensões e deformações em qualquer parte do componente, para um dado conjunto de condições de contorno e de cargas aplicadas.

Segundo Shigley (2016), os elementos finitos podem ser usados para verificar a carga crítica de flambagem. Os *softwares* FEA retornam um valor do multiplicador de carga que, quando multiplicado pela força total aplicada, indica a carga crítica de flambagem.

3 METODOLOGIA

3.1 IDENTIFICAÇÃO DA NECESSIDADE

A empresa Caterpillar ou simplesmente CAT fabrica caminhões fora de estrada robustos especificamente para trabalhos em minas. São máquinas pesadas e que necessitam de grandes cuidados em relação a segurança nas atividades de manutenção. Pensado nisso, observou-se grandes desafios no modo de remoção de pinos pivotante das caçambas dos caminhões CAT modelo 793D (Figuras 15 e 16). Tais desafios estão ligados a dificuldades como a insegurança na atividade, levantamento de equipamentos pesados, atividades de grande desgaste físico, bem como tempo exacerbado para execução da atividade.

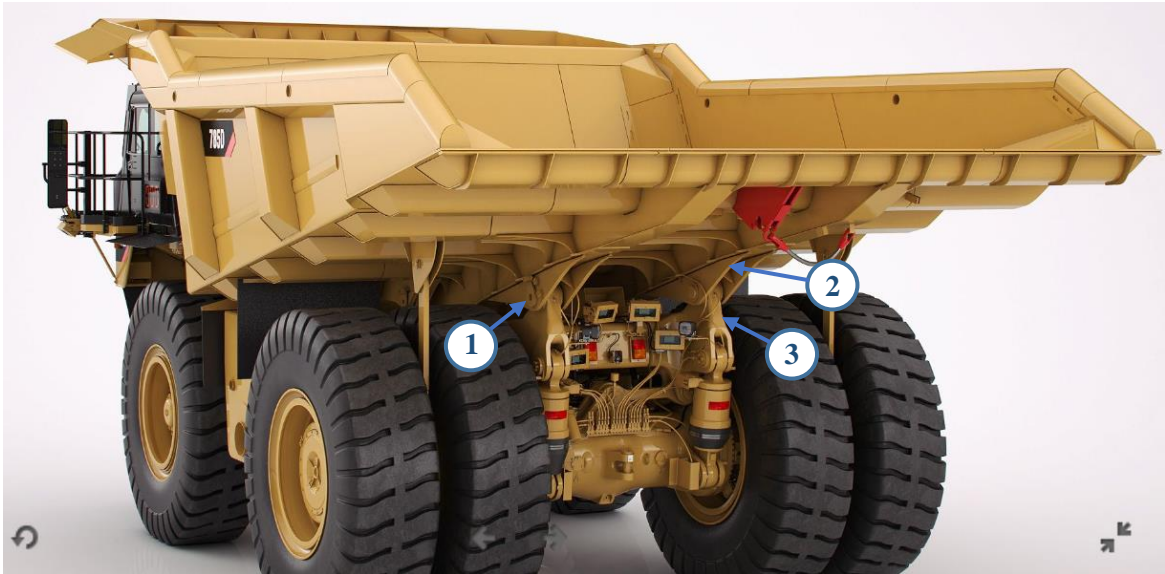
Desse modo, verificou-se a necessidade de desenvolver um dispositivo que facilitasse tais atividades, buscando um conceito funcional simples de fácil fabricação e instalação, trazendo princípios de melhoria em ergonomia, praticidade, redução no tempo de execução e segurança.

Figura 15. Caminhão Caterpillar 793D.



Fonte: www.cat.com

Figura 16. Disposição dos componentes. (1) Pino pivotante; (2) Olhal da Caçamba; (3) Chassi.



Fonte: www.cat.com

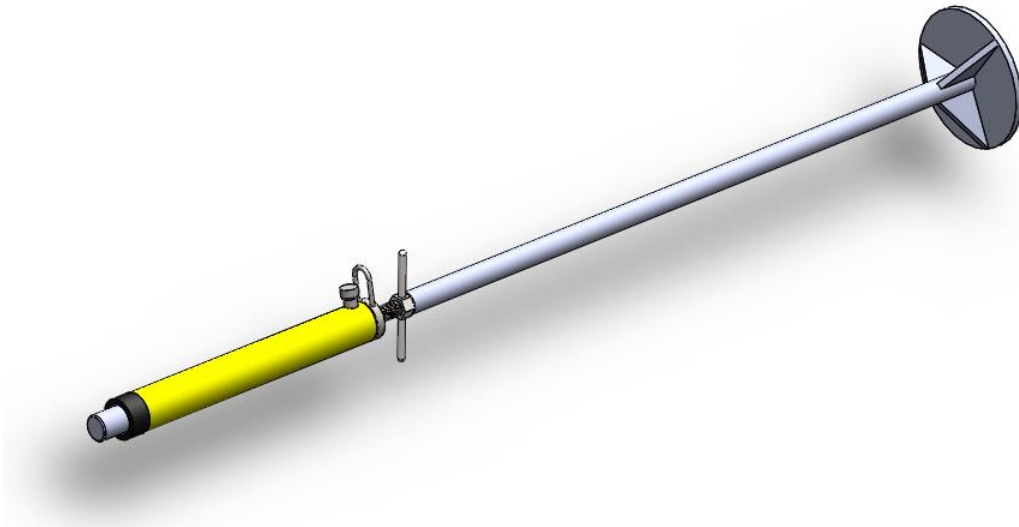
3.2 DESENVOLVIMENTO E CONFIGURAÇÃO DO DISPOSITIVO

De modo geral, o projeto mecânico é o processo metodológico que consiste em criar um produto ou sistema que satisfaça alguma necessidade técnica. Trata-se da criação de um equipamento que funcione bem, com segurança e confiabilidade.

Para que fosse possível projetar um dispositivo com requisitos de segurança e eficiência, foi realizada uma pesquisa extensiva, consultado fornecedores de componentes mecânicos (como o caso da seleção do cilindro hidráulico utilizado no dispositivo), bem como, obtenção de informações de diversas fontes.

O projeto do dispositivo foi inicialmente desenvolvido usando uma ferramenta CAD conforme ilustrado na Figura 17. Nela pode-se observar que as partes e componentes que compõe o sistema foram projetados levando em consideração a necessidade de remoção do pino pivotante, de forma que atendessem condições como fácil fabricação, instalação, melhoria em ergonomia, praticidade, redução no tempo de execução e segurança.

Figura 17. Dispositivo mecânico projetado em CAD.

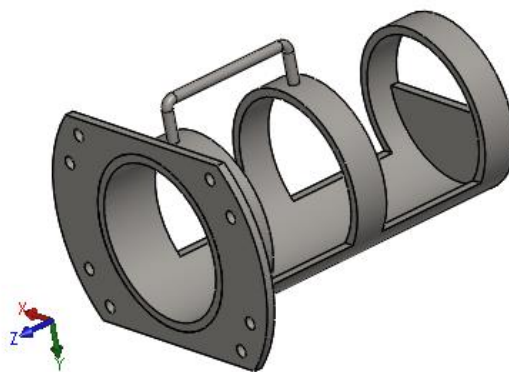


Fonte: Autoria própria

O dispositivo desenvolvido deverá ser posicionado e ajustado entre os dois olhais da caçamba (distância entre os dois pinos). Em seguida, estabelece-se ajuste de concentricidade entre o pistão do cilindro hidráulico e o pino pivotante que será removido.

Além disso, foi desenvolvido também em CAD uma plataforma para deposição dos pinos após sua remoção, evitando, assim, o caimento deste nas proximidades da atividade. A plataforma é instalada em ambos os lados externos do olhal da caçamba e fixada por parafusos, possibilitando remover a caçamba e retirar os pinos quando esta se encontrar em seu local planejado pós remoção. A Figura 18 apresenta a plataforma projetada.

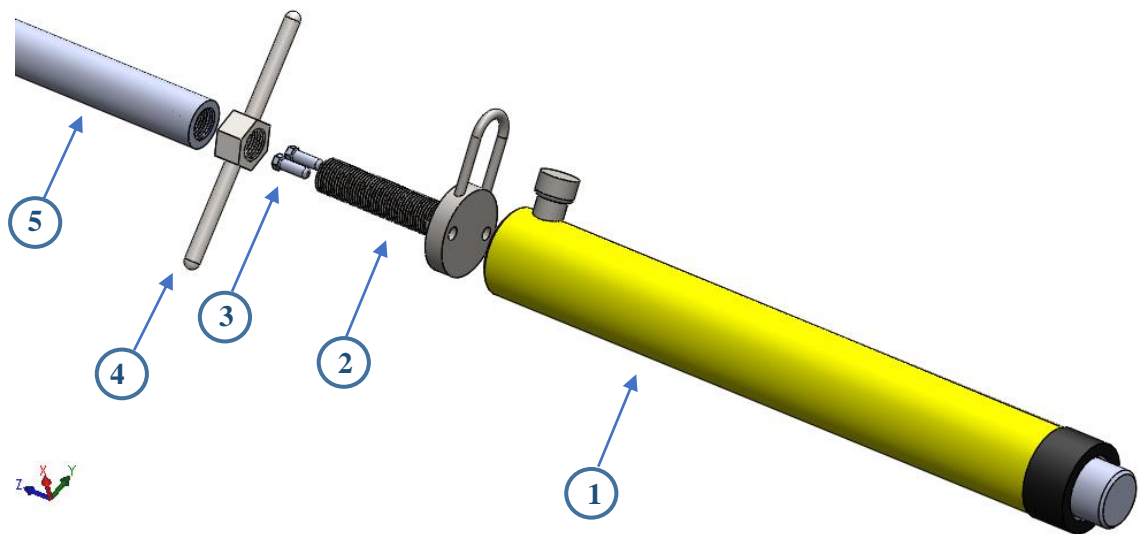
Figura 18. Plataforma de deposição do pino.



Fonte: Autoria própria

Na Figura 19 é mostrada a disposição geral do dispositivo projetado a ser instalado no caminhão para remoção de pino pivotante da caçamba. Cada item do dispositivo é apresentado na Tabela 4.

Figura 19. Vista explodida do dispositivo



Fonte: Autoria própria

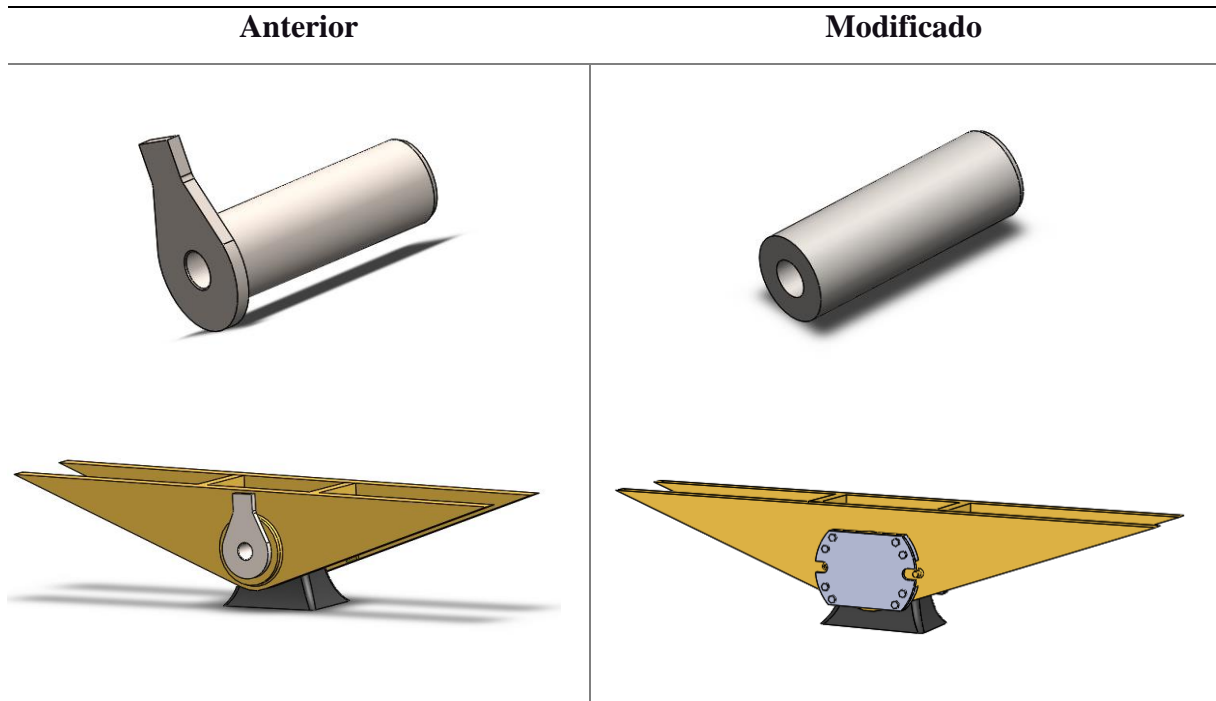
Tabela 4. Componentes do dispositivo

Nº da Peça	Descrição	Quantidade
1	Cilindro hidráulico Enerpac modelo RC1010 (101 kN)	1
2	Componente de conexão	1
3	Parafusos	2
4	Porca de fixação	1
5	Haste Cilíndrica	1

Fonte: Autoria própria

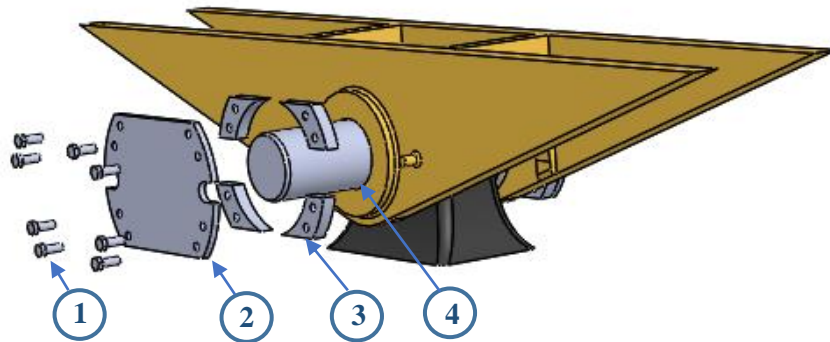
Para a implementação do dispositivo serão necessárias modificações no pino e na caçamba para que seja possível realizar a remoção do pino e fixação da plataforma de deposição. Na Figura 20 é possível observar tais modificações e na Figura 21 apresenta em detalhe cada componente na modificação.

Figura 20. Modificações no pino e no olhal da caçamba.



Fonte: Autoria própria

Figura 21. Vista explodida das modificações.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 5. Componentes de instalação na caçamba

Nº da Peça	Descrição	Quantidade (Por olhal)
1	Parafusos M14	16
2	Placa com furos (Diâmetro 14,5mm)	2
3	Placas com rocas M14	8
4	Pino de pivotamento	1

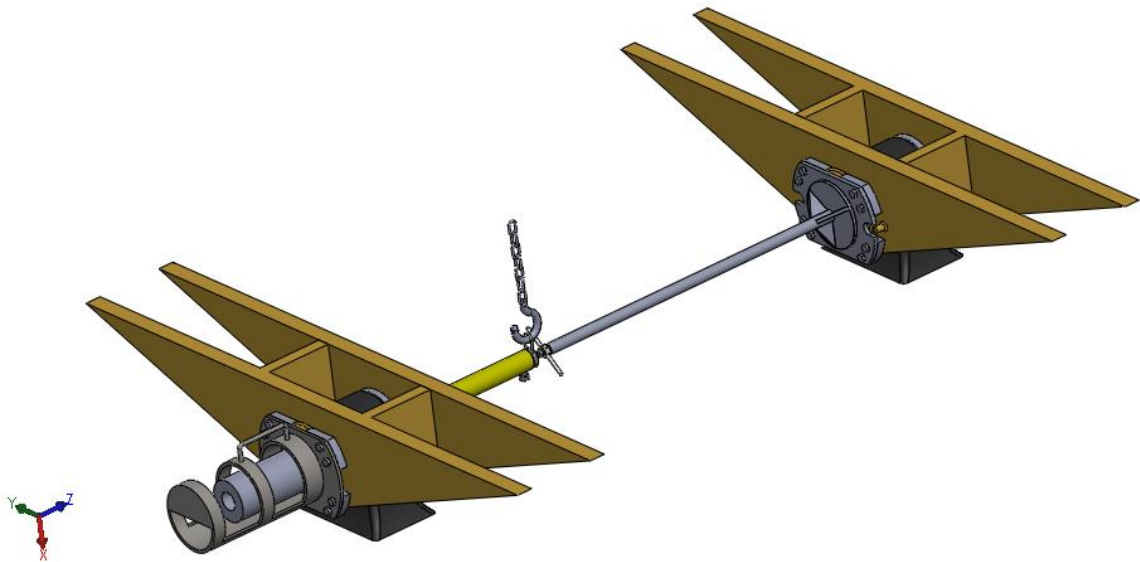
Fonte: Autoria própria

Na Tabela 5 verifica-se a descrição e a quantidade de cada componente adicional na modificação. As placas com roscas M14 (peça n° 3) devem ser soldadas nos olhais da caçamba para posterior fixação por parafusos da segunda placa com furos de 14,5mm (peça n° 2). É importante no momento da soldagem da peça número três o alinhamento dos furos com a peça número dois.

3.3 PROCESSO DE INSTALAÇÃO E OPERAÇÃO

O processo de instalação do dispositivo foi planejado para ser realizado da forma mais simples possível em um curto tempo de execução. Com auxílio de uma talha, o dispositivo deverá permanecer suspenso para o ajuste da distância entre os olhais da caçamba, girando apenas a haste cilíndrica. O pistão do cilindro hidráulico deve estar concêntrico com o pino a ser removido. Tais ajustes executados, deve-se apertar a porca (elemento de travamento) para estabilização do dispositivo na posição de realização de trabalho. Nessa situação, o dispositivo encontra-se apto para iniciar o processo de remoção do pino. Tal configuração é representada na Figura 22.

Figura 22. Representação da ferramenta instalada.



Fonte: Autoria própria

O cilindro hidráulico deve ser acionado de forma a empurrar o pino para a plataforma. O executante da atividade deve acionar o dispositivo a uma distância mínima de nove metros, eximindo-o de algum acidente em caso de falha do dispositivo ou do processo de remoção.

Após a deposição dos pinos nas plataformas, remove-se a ferramenta do local e se inicia o processo de remoção da caçamba. Com esta já removida e sobre a superfície, retira os parafusos de fixação da plataforma do pino para finalizar o processo.

3.4 SELEÇÃO DE MATERIAL PARA HASTE CINLINDRICA

A etapa de seleção do material é de fundamental importância para o projeto de qualquer dispositivo. Os dados de propriedades mecânicas são necessários nos primeiros estágios e para análises posteriores. O projetista precisa de valores aproximados com uma faixa de materiais mais ampla possível. A partir da seleção se torna possível determinar a forma, o tamanho, a precisão e custo.

Qualquer projeto impõe certas exigências ao material. Neste trabalho o intuito é que a haste tenha peso minimizado e a esbelteza maximizada. A restrição nesse projeto é a resistência à flambagem.

De acordo com Ashby (2011), a análise para encontrar o índice de material para uma haste cilíndrica a qual se tem o objetivo de minimizar o peso e maximizar a esbelteza, sujeita à restrição de suportar uma carga P sem sofrer flambagem, procede da seguinte maneira:

De início será avaliado o objetivo de minimizar o peso, usando a equação do momento de segunda ordem de área da seção transversal da coluna, sendo $I = \pi R^4/4$, a carga crítica de flambagem dada pela equação (7), torna-se:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{l^2} = \frac{\pi^2 E R^4}{4 l^2} \quad (16)$$

A carga P não deve exceder P_{cr} . Então resolvendo para a variável livre, R , temos:

$$R \geq \left(\frac{P_{cr} 4 l^2}{\pi^3 E} \right)^{1/4} \quad (17)$$

A massa da haste, dada pela função:

$$m = \pi R^2 l \rho \quad (18)$$

Fazendo a relação entre as equações 17 e 18 substituindo R na equação para m obtemos:

$$m \geq \left(\frac{4P_{cr}}{\pi} \right)^{1/2} l^2 \left(\frac{\rho}{E^{1/2}} \right) \quad (19)$$

Portanto, as propriedades dos materiais encontram-se no último parêntese da Equação 19. Logo, invertendo as propriedades do material no último parênteses para se ter maior valores

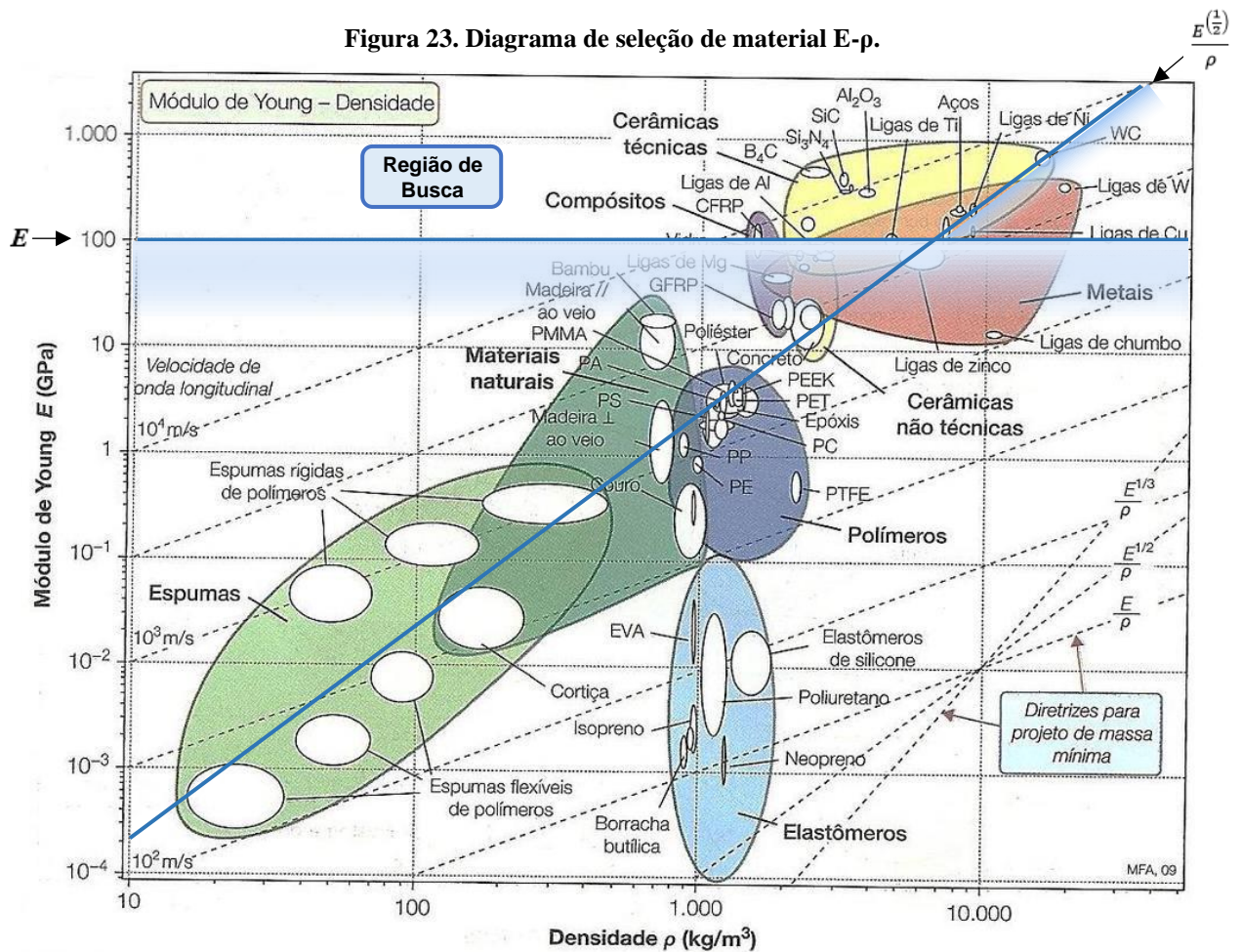
do índice, tem-se o índice de material: $M_{t_1} = \frac{E(\frac{1}{2})}{\rho}$, sendo assim, inclinação dois no diagrama módulo de elasticidade versus densidade.

Fazendo agora para maximizar a esbelteza, temos pela Equação 17 que:

$$R \geq \left(\frac{P_{cr} 4 l^2}{\pi^3} \right)^{1/4} \left(\frac{1}{E} \right)^{1/4}$$

Invertendo as propriedades do material no último parênteses, o índice de material será: $M_{t_2} = E$.

Tendo conhecimento dos índices de material para este caso, as diretrizes (linhas) são traçadas no diagrama E-ρ, conforme apresenta a Figura 23.



Fonte: Adaptado Ashby (2011)

Sabe-se que as há uma grande solicitação mecânica na haste e com base em considerações relacionadas à ductilidade, à fratura, as cerâmicas e compósitos são eliminados

como possíveis alternativas. Restando a análise de seleção na classe dos Metais e Ligas Metálicas.

Portanto, observando o diagrama seleção de material (Figura 23), restringindo-se aos subgrupos de metais, aqueles que foram interceptados pelas linhas de seleção azul, e estão acima das linhas, são selecionados como possíveis candidatos para o material da haste. Os materiais a serem selecionados são:

- Ligas de Níquel;
- Aços (aços-carbono);
- Ligas de Titânio.

Ligas de níquel e titânio são materiais de alto custo de fabricação, sendo assim, inviável para projeto a qual tem como restrição custo. Desse modo, o processo de seleção se dará em torno da classe dos aços.

Os aços carbono são os metais de grande aplicação, suas propriedades mecânicas é um dos fatores que o faz ser tão empregado. As propriedades variam de acordo com os diferentes tipos de aços e as suas composições, onde o teor de carbono nesse caso deve ser inferior a 2,11%. Os aços são todos os materiais provenientes essencialmente de ferro e carbono, sem quantidades significativas de outros elementos na composição.

Abaixo tem-se uma relação com a variação do teor de carbono nesse tipo de aço:

Segundo Callister (2002), os aços podem ser divididos ainda em:

- Aço de alto carbono – acima de 0,60% até o limite de 2,11%;
- Aço de médio carbono – entre 0,25% e 0,60%;
- Aço de baixo carbono – menos que 0,25%;

Dentre estes está o aço carbono SAE 1020 estirado a frio a qual se sobressai como escolha para o projeto, pois este se encontra com facilidade em meio comercial, tendo um custo razoável, facilmente trabalhável e de propriedades mecânicas que atendem as especificações para projeto, além de ser um material de fácil usinabilidade. A Tabela 6 apresenta as propriedades deste.

Tabela 6. Propriedades do aço SAE 1020

Propriedades mecânicas	
Modulo de Young	205 GPa
Tensão de escoamento	350 MPa
Resistencia a tração	420 MPa
Densidade	7.87 g/cm ³
Dureza Brinell	121

Fonte: www.materiais.gelsonluz.com

Com o material selecionado, torna-se possível determinar as massas dos componentes do dispositivo. Tais informações podem ser extraídas do próprio *software* de projeção. A Tabela 7 apresenta estes valores.

Tabela 7. Pesos dos componentes

Componentes	Peso
Cilindro hidráulico ENERPAC modelo RC1010 (101 kN)	6,4 kg
Componente de conexão	0,53 kg
Haste Cilíndrica	9,17 kg
TOTAL:	16,1 kg

Fonte: SolidWorks

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ANÁLISE ESTRUTURAL POR MÉTODO ANALÍTICO

4.1.1 Fator de segurança e dimensionamento

Com base na Tabela 1, o fator de projeto para fins de cálculos será três, tendo em vista que o modelo projetado representa aproximadamente o sistema real, dando assim uma margem consideravelmente alta para prevenção de falhas ao projeto.

Desse modo, pode-se encontrar o diâmetro mínimo de haste. Dados:

- (n_d): 3 - Fator de projeto;
- (S_y): 350 MPa - Tensão de escoamento do aço SAE 1020;
- (P): 101 kN - Carga máxima no sistema (capacidade máxima de aplicação de carga do cilindro hidráulico selecionado).

$$D_{min} = \left(\frac{4 P n_d}{\pi S_y} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 (101000) 3}{\pi 350} \right)^{1/2} = 33,2mm \quad (20)$$

Logo, o diâmetro mínimo para a haste ter um fator de segurança igual a três deve ser de 33,2 mm. Contudo, sabe-se que em meio comercial o diâmetro mais próximo do diâmetro mínimo encontrado na forma de barra circular de aço SAE 1020, é de uma polegada e um quarto ou 31,75 mm de diâmetro, sendo este diâmetro então a ser aplicado.

Para esse diâmetro comercial de 31,75 mm o fator de segurança associado será de:

$$n = \frac{\pi S_y D^2}{4 P} = \frac{\pi (350) 31,75^2}{4 (101000)} = 2,743 \quad (21)$$

Apesar disso, tal valor encontrado é considerado adequado para o projeto, garantido uma boa margem de segurança.

Com fator de segurança determinado, calcula-se a tensão admissível dada pela Eq. (4).

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} = \frac{350(10^6)}{2,74} = 127,74 MPa \quad (22)$$

4.1.2 Tensão máxima de compressão e deformação

Na compressão, as fórmulas para cálculo da tensão e da deformação são semelhantes para tensão de tração, isto é, as relações que valem para a tração valem também para a compressão. Isso significa que um corpo submetido a compressão também sofre uma deformação elástica e a seguir uma deformação plástica.

Embora a força seja aplicada em apenas uma extremidade da haste, sua influência é sentida em cada uma das seções transversais ao longo do seu comprimento. A área da seção transversal da haste é dada por:

$$A_s = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi 31,75^2}{4} = 791,11 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

Sabendo que o cilindro hidráulico do dispositivo possui capacidade máxima de aplicação de carga igual a 101kN, pode-se confirmar a tensão admissível.

$$\sigma_{adm} = \frac{P}{A_s} = \frac{101 (10^3)}{791,11} = 127,67 \text{ MPa} \quad (24)$$

No gráfico de tensão deformação (Figura 4), mostra que a tensão e a deformação são proporcionais entre si e que a inclinação da curva na região elástica nos dá o módulo de Young. Para o material selecionado conforme a Tabela (6) é igual 205 GPa.

Fazendo a relação de acordo com a Eq. (6), temos que a deformação é:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_{adm}}{E} = \frac{127,67 (10^6)}{205(10^9)} = 0,000622 \quad (25)$$

Isso significa que a haste sofrerá uma deformação de 0,0622% em seu comprimento de 940 mm, ou seja, a haste sofrerá um deslocamento de 0,585 mm.

4.1.3 Carga e tensão crítica de flambagem

Quando a haste for comprimida, pode ocorrer instabilidade, seja por inconstância da forma do elemento, falta de concentricidade entres as peças e não homogeneidade do material. Em resumo, mesmo que a peça esteja perfeitamente instalada, pode ocorrer a flambagem quando é aplicado um certo valor de carga.

Usando a Eq. (9), pode-se encontrar a carga crítica de flambagem.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{(l_{ef})^2}$$

Onde o comprimento efetivo (l_{ef}), conforme o Tabela 2, para este caso será considerado um valor conservador, sendo $l_{ef} = l$.

O momento de inercia é determinado da seguinte forma:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi 0,03175^4}{64} = 4,988(10^{-8})m^4 \quad (26)$$

Logo a carga critica será:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{(l_{ef})^2} = \frac{\pi^2 205(10^9) [4,988(10^{-8})]}{(0,94)^2} = 114,21 \text{ kN} \quad (27)$$

Ou seja, a carga crítica de flambagem é está abaixo da carga máxima de aplicação no sistema. Portanto, há segurança em relação à falha por flambagem.

Desse modo, podemos encontrar a tensão crítica (σ_{cr}), que é uma tensão média na coluna imediatamente antes da flambagem. Pela eq. (10) temos que a tensão crítica é dada como:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(l_{ef}/r)^2}$$

Onde o raio de giração é determinado da seguinte forma:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi R^4}{4}}{\pi R^2}} = \sqrt{\frac{\pi 0,015875^4}{4}} = 7,9375(10^{-3}) \text{ m} \quad (28)$$

Sendo R o raio da haste. Logo a tensão crítica é:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(l_{ef}/r)^2} = \frac{\pi^2 205(10^9)}{[(0,94)/7,9375(10^{-3})]^2} = 144,27 \text{ MPa} \quad (29)$$

A aplicação da equação de Euler exige que $S_y > \sigma_{cr}$ na haste, quando esta sofre flambagem e, por isso, a equação aplica-se exclusivamente às colunas compridas. A tensão crítica (144,27 MPa) é menor que a tensão de escoamento (350 MPa), nessa situação satisfaz a equação de Euler.

4.2 ANÁLISE ESTRUTURAL POR MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Todas as análises de tensões e deformações expostas anteriormente foram determinadas utilizando o método analítico. Optou-se por utilizar também o FEA, devido à disponibilidade de *softwares* comerciais de análise, além de ter interface com diversos *softwares* de modelagem de desenho (CAD), como é o caso do *software* SolidWorks, utilizado nesse trabalho.

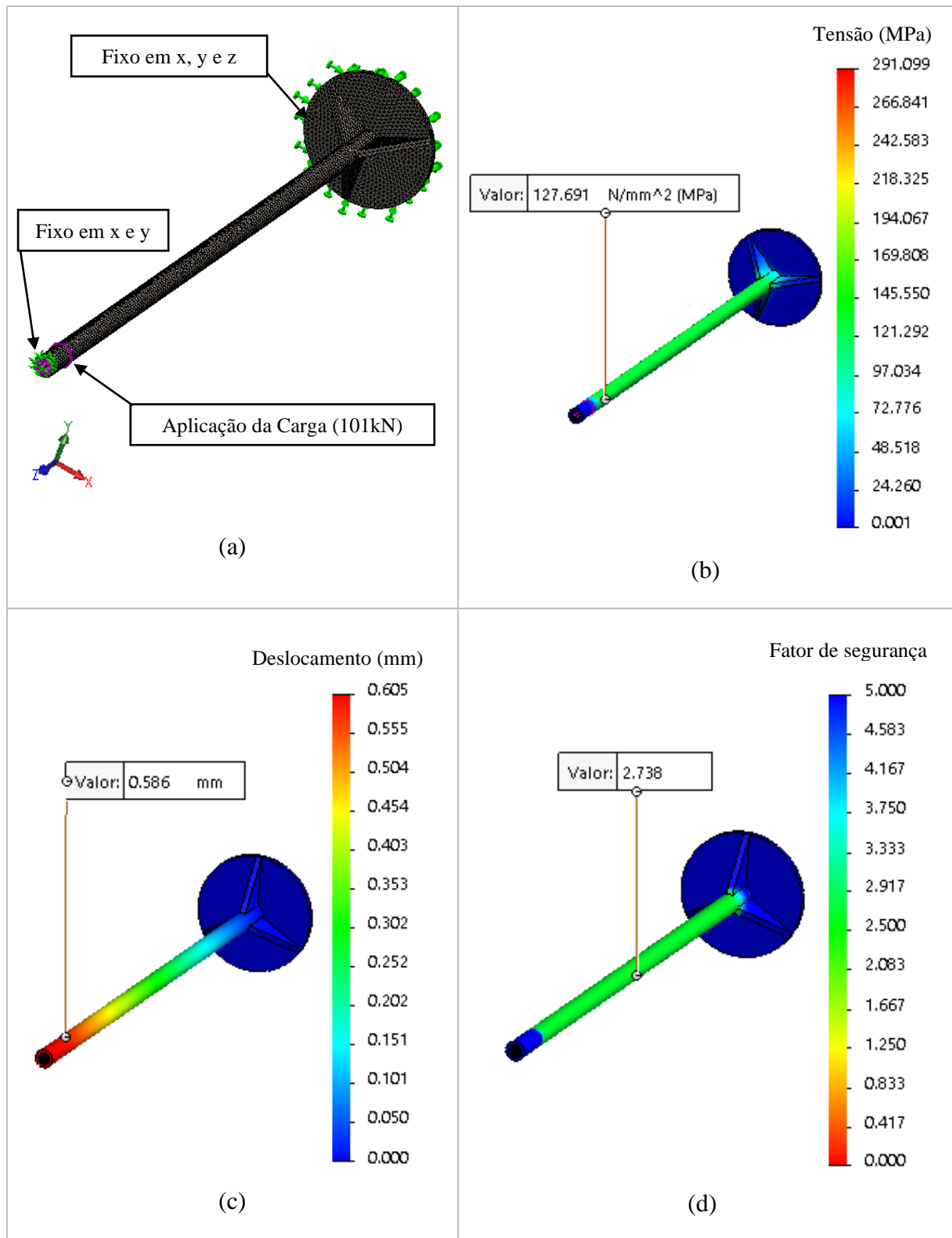
4.2.1 Análise das Tensões e deformações

O dispositivo foi modelado no *software* SolidWorks, conforme os dados obtidos inicialmente no método analítico. Após o modelo estar com sua geometria totalmente definida, gerou-se de forma automática uma malha de alta densidade de 13352 elementos e 24559 nós, afim de obter resultados mais precisos.

Por conseguinte, aplicou-se as condições de contorno e a carga no componente em estudo conforme apresenta a Figura 24-(a), onde a face da base da haste está fixa, ou seja, não há graus de liberdade móveis. A carga foi aplicada na extremidade da haste no sentido a comprimir a haste.

Com a malha gerada, aplicado as condições de contorno e carga, o solucionador do método dos elementos finitos gera os resultados para tensão de von Mises, deslocamento no haste e o fator de segurança, apresentados nas Figuras 24-(b), 24-(c) e 24-(d) respectivamente. A escala nas Figuras mostra a distribuição de máximas e mínimas, seja para tensão, deslocamento e fator de segurança em todo o corpo do elemento.

Figura 24. Resultados do método dos elementos finitos. (a) Malha automática gerada com as aplicações de condições de contorno e carga; (b) Tensão de von Mises; (c) Deslocamento resultante; (d) Fator de segurança.



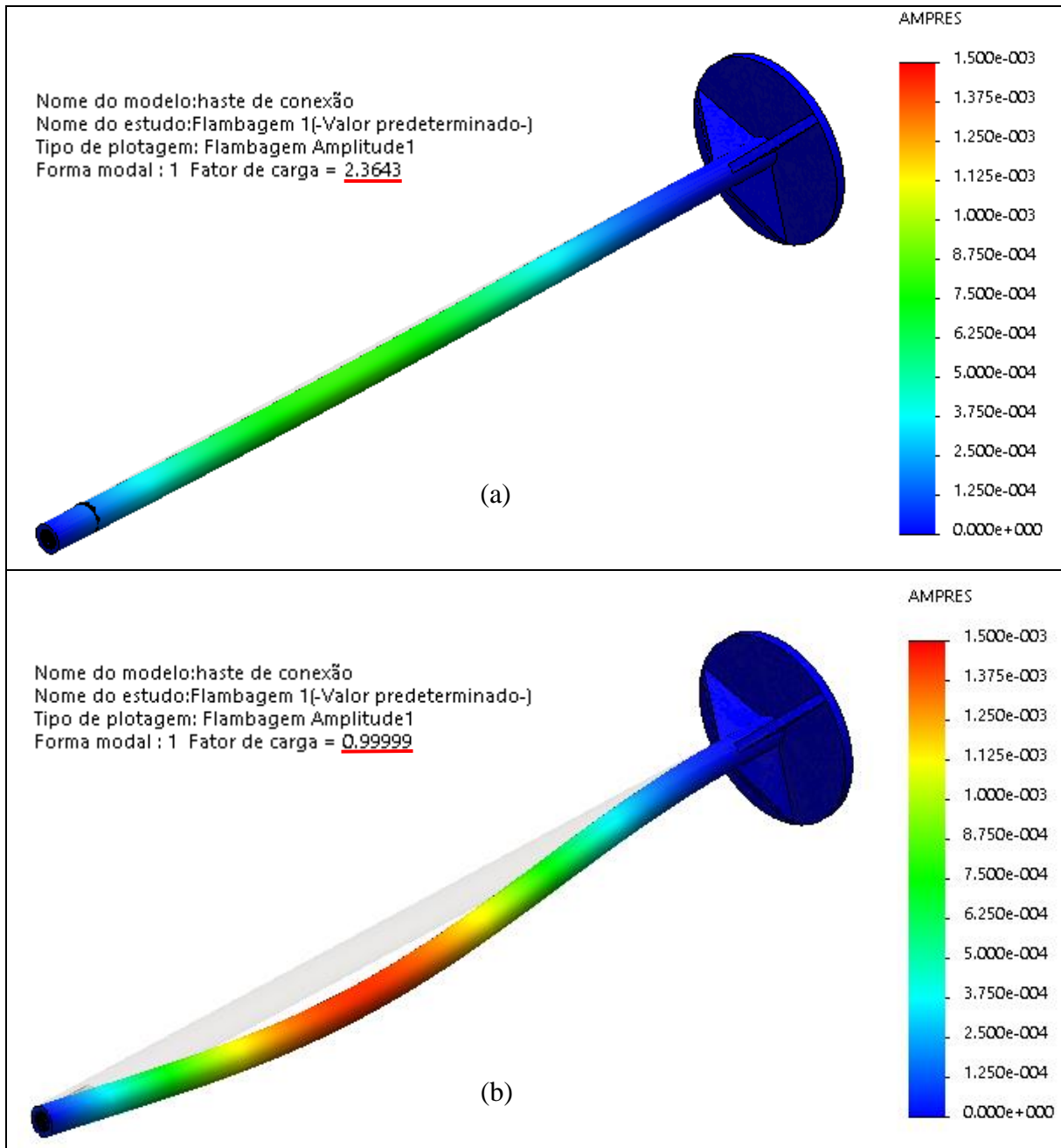
Fonte: Autoria própria

Na Figura 24-(a) é possível observar que realmente foi gerado uma malha de alta densidade, com maior refinamento no corpo cilíndrico em relação a base do componente. A Figuras 24-(b), nota-se uma uniformidade da tensão gerada com média de 127,69 MPa, a qual a tensão é reduzida nas extremidades da haste. O mesmo ocorre observando a Figura 24-(d) em que o fator de segurança apresenta uma constância ao longo do cilindro com aumento do fator para as extremidades. Em 24-(c), fica evidenciado que o maior deslocamento na haste se dará próximo à localização da aplicação da carga.

4.2.2 Situações de flambagem

A análise teórica supõe que a força está corretamente alinhada ou concêntrica com a haste, qualquer excentricidade no carregamento acarretará em um momento, logo, maiores amplitudes que as esperadas pela análise numérica. Desse modo, a carga foi aplicada de forma concêntrica ao eixo da haste.

Figura 25. Simulação de flambagem (em escala exagerada): (a) Para carga crítica de 114,21kN; (b) Para carga de 270kN.



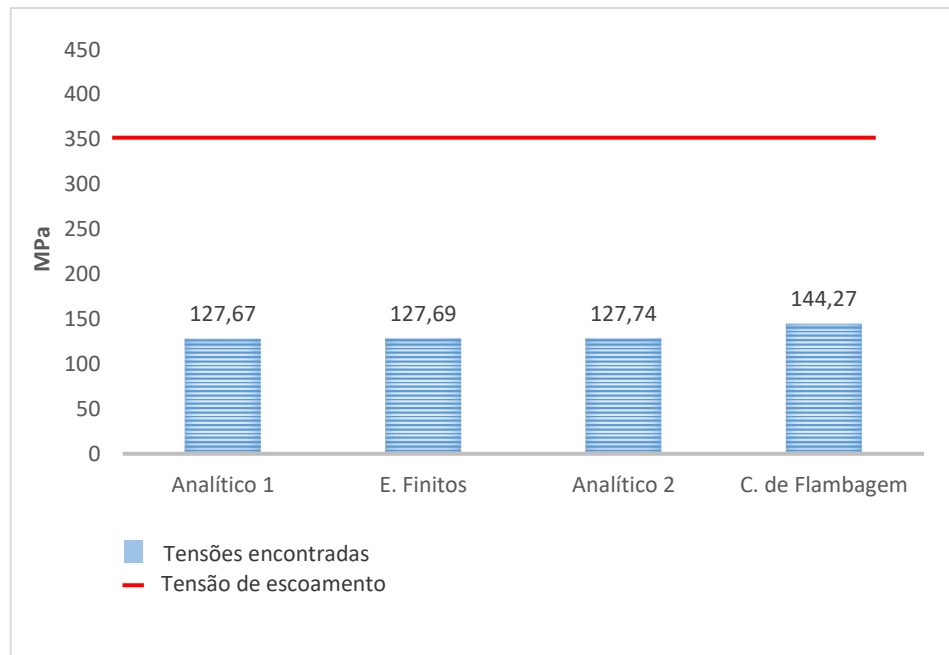
Fonte: Autoria própria

A figura a cima apresenta duas simulações realizadas para flambagem. Na figura 25-(a) aplicou-se a carga crítica para flambagem encontrado no método analítico de 114,21 kN. Os resultados exibidos nesta figura, fica evidenciado que a carga crítica encontrada no método analítico corresponde a um fator de segurança de 2,3643, ou seja, esse fator multiplicado pela carga crítica (114,21kN) obtém-se um valor 270kN, a qual a haste estará sujeita a falha. Na Figura 25-(b) é apresentado tal situação (em escala exagerada), onde seu fator de carga ou fator de segurança é aproximadamente um (0,9999).

4.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS

A Figura 26 apresenta a comparação entre os resultados para tensão em relação a tensão de escoamento do material selecionado.

Figura 26. Comparação das tensões encontradas.



Fonte: Autoria própria

Logo, observa-se que as tensões máximas encontradas em ambos os métodos estão logo abaixo da tensão de escoamento do material, garantindo o fator de segurança para o projeto. Já para tensão crítica de flambagem, como está representada a tensão para o princípio de falha, é de se esperar um valor maior em relação as tensões encontradas anteriores.

É importante notar ainda, que a carga máxima que o sistema suportaria de 270kN, representa um valor a qual o dispositivo é impossibilitado de gerar, já que o cilindro hidráulico é limitado ao valor de 101kN.

A tabela 8 mostra a comparação entre os resultados dos métodos realizados, em que evidencia um erro relativo muito pequeno, de certa forma validando os resultados encontrados.

Tabela 8. Comparação entre os resultados numéricos e analíticos

	Elementos Finitos	Analítico	Erro relativo
Tensão (MPa)	127,69	127,67	0,02
Deslocamento (mm)	0,586	0,585	0,001
Fator de segurança	2,738	2,743	0,005

Fonte: Autoria própria

5 CONCLUSÃO

As equações usadas para análise das tensões são relativamente simples, a qual procurou-se permitir que a tensão máxima seja inferior a tensão de escoamento do material com uma margem suficiente para que as falhas sejam raras. Sendo assim, procurou-se nesse projeto restringir a tensão atuante no material a um nível seguro, e como a tensão pode variar de forma não linear com a carga, essa margem para prevenção de falha foi expressa em fator de segurança, neste trabalho, calculado no valor de 2,743 no método analítico e 2,738 para elementos finitos. Um valor considerado bom em termos de projeto.

Contudo, as tensões podem variar em todo o conjunto do dispositivo e no seu interior, sendo assim, para uma análise detalhada das tensões em todo o dispositivo exigiria uma quantidade elevado de cálculos. Pensando nisso, foi selecionado a região do dispositivo que apresentasse maior risco de falha, considerando então a haste, sendo este componente de maior peso e comprimento.

A tensão é apenas uma das considerações de projeto. As deformações também foram consideradas de modo a ser controladas e permitir que o dispositivo desempenhe sua função apropriadamente. A deformação encontrada no método analítico provoca um deslocamento de 0,585 mm no comprimento da haste, enquanto que dos elementos finitos foi encontrado 0,586 mm. Se a carga não for muito grande, a haste retornará ao seu diâmetro e ao seu comprimento inicial (assim como uma mola) quando a carga for removida.

Prevalece destacar que a maior dificuldade neste trabalho se deu na projeção do conceito do dispositivo, uma vez que várias ideias vieram à tona e apenas uma deveria ser escolhido para desenvolvimento do trabalho.

SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Para futuros estudos realizados no desenvolvimento de dispositivo para remoção de pino, objeto de estudo deste trabalho, sugere-se o desenvolvimento e aprimoramento dos seguintes pontos:

- Obter resultados experimentais do dispositivo projetado e comparar com os resultados deste trabalho;
- Calcular a menor quantidade de parafusos de fixação da plataforma para suportar o peso do pino;
- Desenvolver uma plataforma de engate rápido para deposição do pino.

REFERÊNCIAS

ASHBY, M. F. *Materials Selection in Mechanical Design*. Butterworth Heinemann, 2012.

ANSI/AISC 360-05, *Specification for Structural Steel Buildings*, p. 16-1–400, American Institute of Steel Construction, March 9, 2005.

ASKELAND, D. R.; PHULÉ, P. P. *The Science and Engineering of Materials*. 4 ed. Thomson-Brooks/Cole, 2003.

CALLISTER, William D., *Ciência e engenharia de materiais: uma introdução*, 5ed. 2002

CATERPILLAR. Caminhões fora de estrada: 793D. Disponível em:<www.caterpillar.com/>. Acesso em: 07 jun. 2019.

ENERPARC: Especificações do cilindro. Disponível em:<<https://www.enerpac.com/pt-br/cilindros-hidr%C3%A1ulicos-de-uso-geral/cilindros-de-uso-geral/RC1010>>. Acesso em: 07 jun. 2019.

GORDO, N., FERREIRA, J. *Elementos de máquinas: SENAI*. Departamento Regional de São Paulo, Módulos especiais mecânica.

HIBBELER, Russell Charles, *Resistência dos materiais*, I Russell Charles Hibbeler; - 7. ed. - São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

Metals & Alloys in the Unified Numbering System. 6th ed. ASTM/SAE: Philadelphia, Pa., 1994.

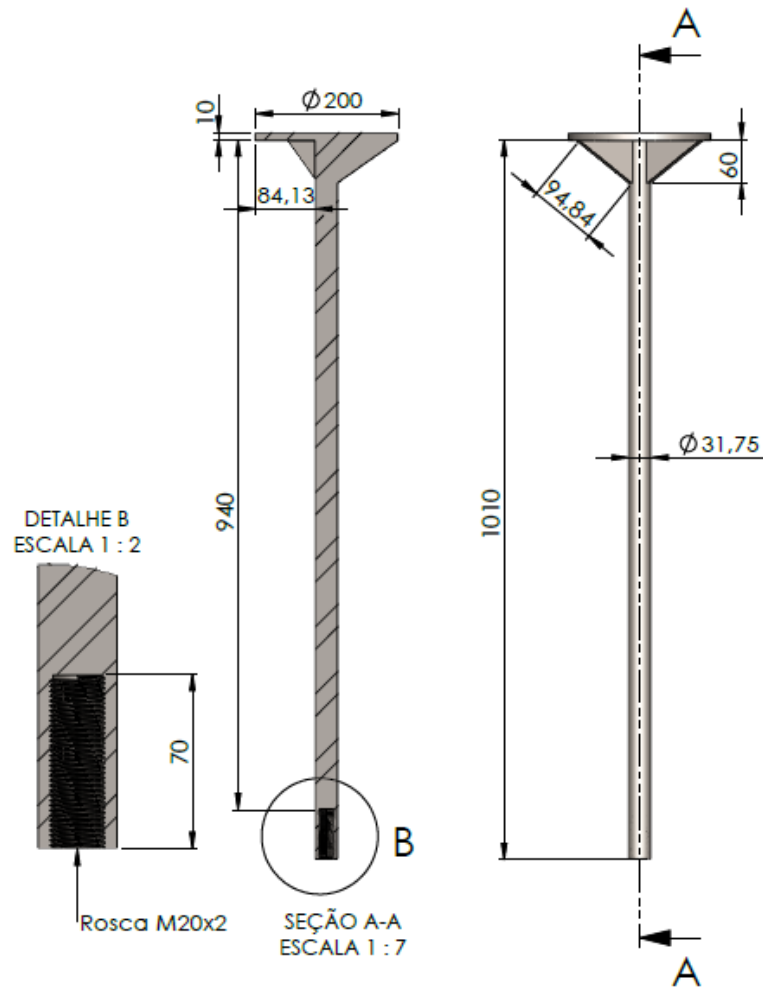
NORTON, ROBERT L. *Projeto de máquinas: uma abordagem integrada* / Robert L. Norton; – 4. ed. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre: Bookman, 2013.

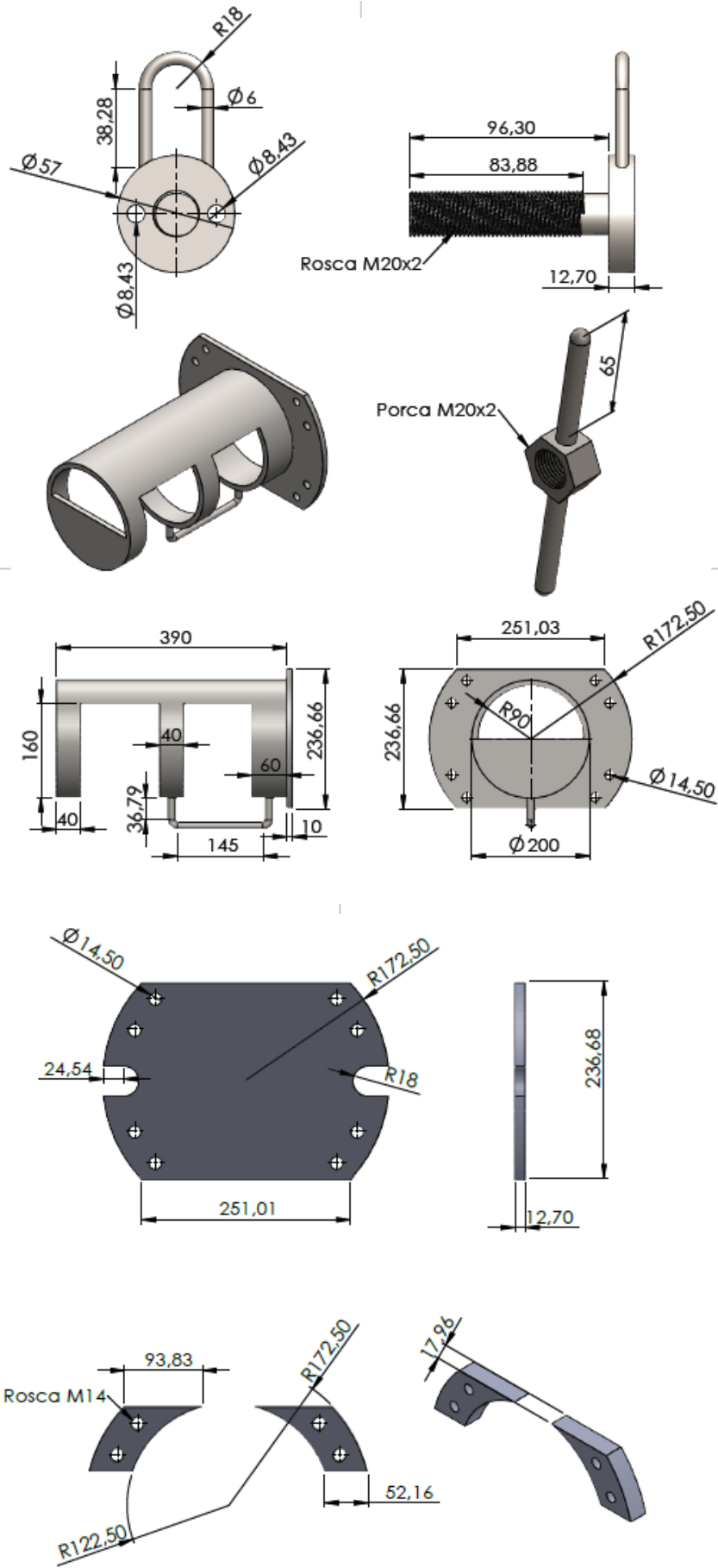
R. L. MOTT, *Machine Elements in Mechanical Design*, 4 ed., p. 786, Prentice-Hall, Upper Saddle Brook, NJ, 2004.

SHIGLEY, J. E.; MITCHELL, L. D.; BUDYNAS, R. G. *Mechanical Engineering Design*. 10. ed. Nova York: McGraw-Hill, 2016.

WICKERT, JONATHAN, *Introdução à engenharia mecânica* / Jonathan Wickert, Kemper Lewis; edição SI preparada por Shaligram Tiwari, 2015.

APÊNCIDE A – Croqui (em mm)





ANEXO A – Configurações do cilindro hidráulico

EspecificaçõesUnidades: Imperial Métrica

Pressão máxima de trabalho (bar)	700
Classe de capacidade (toneladas imperiais)	10
Capacidade Máx. do Cilindro Avanço (kN)	101
Curso (mm)	257
Altura Fechada A (mm)	349
Altura Distendida B (mm)	606
Tipo de retorno	Simple Aço,
Tipo de pistão	Sólido
Material	Aço
Área Efetiva do Cilindro de Entrada (cm ²)	14,5
Avanço de capacidade de óleo (cm ³)	373
Peso (kg)	6,4

Fonte: <https://www.enerpac.com>**Dimensões**Unidades: Imperial Métrica

Altura Fechada A (mm)	349
Altura Distendida B (mm)	606
Diâmetro Externo D (mm)	57
Diâmetro Interno do Cilindro E (mm)	42,9
Diâmetro da Haste F (mm)	38,1
Base até a Conexão de Entrada H (mm)	19
Diâm. Do Assento J (mm)	35
Protuberância do Assento da Haste K1 (mm)	6
Linha interna do êmbolo O (pol)	1" - 8
Comprimento da Rosca da Haste P (mm)	19
Furos de Montagem da Base Distância entre Centros U (mm)	39
Furos de Montagem da Base Rosca V	5/16" - 18 un
Fio de colarinho W (pol)	2 1/4" - 14
Comprimento da Rosca do Colarinho X (mm)	26
Furos de Montagem da Base Profundidade da Rosca Z (mm)	12

Fonte: <https://www.enerpac.com>