



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE UMA GARRA PARA MOVIMENTAÇÃO DE TORAS DE
MADEIRA DE ATÉ 4 TONELADAS**

Gabriel Augusto Griesang

Lajeado, julho de 2020.

Gabriel Augusto Griesang

PROJETO DE UMA GARRA PARA MOVIMENTAÇÃO DE TORAS DE MADEIRA DE ATÉ 4 TONELADAS

Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Etapa II, do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Taquari – Univates, como parte da exigência para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rafael Crespo Izquierdo

Lajeado, julho de 2020.

Gabriel Augusto Griesang

PROJETO DE UMA GARRA PARA MOVIMENTAÇÃO DE TORAS DE MADEIRA DE ATÉ 4 TONELADAS

A Banca examinadora abaixo aprova a Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Taquari - Univates, como parte da exigência para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Rafael Crespo Izquierdo
Orientador
Universidade do Vale do Taquari

Prof. Me. Carlos Henrique Lagemann
Universidade do Vale do Taquari

Prof. Me. Marcelo dos Santos Barretos
Universidade do Vale do Taquari

Lajeado, julho de 2020.

RESUMO

A madeira é uma matéria-prima essencial para a sobrevivência humana. Além da utilização como fonte de energia, é utilizada como matéria-prima para construção civil, fabricação de móveis, celulose e outras aplicações. Por se tratar de um material com grandes dimensões na sua fase bruta, um dos grandes desafios no processo de extração da madeira é a manipulação e transporte de toras com o uso de guindastes. Um dos dispositivos comumente acoplados aos guindastes são as garras mecânicas, as quais são constituídas de mecanismos, para a abertura síncrona das garras, e um cilindro hidráulico, devido às elevadas cargas atuantes e ao espaço confinado. O presente trabalho propõe o projeto de uma garra mecânica para a movimentação de toras considerando as seguintes etapas: determinar as geometrias e as dimensões dos componentes da garra considerando as necessidades funcionais, desenvolver os diagramas de corpo livre dos componentes, realizar os cálculos para determinar as forças ativas e reativas e a força necessária no atuador, selecionar um cilindro hidráulico e realizar estudos dos componentes utilizando uma metodologia FEA (análise de elementos finitos). Com o estudo, foi possível determinar uma geometria de cada componente que atenda estruturalmente as solicitações e apresentem um fator de segurança satisfatório.

Palavras-chave: Garras. Elementos finitos. Dimensionamento. Resistência dos materiais.

ABSTRACT

Wood is an essential raw material for human survival. It can be used as a source of energy, as raw material for construction, furniture manufacturing, cellulose and other applications. Because it is a large material in its raw phase, one of the major challenges in the logging process is the handling and transport of logs with the use of cranes. One of the devices commonly attached to the cranes is the mechanical claws, which are made up of mechanisms for synchronous claw opening, and a hydraulic cylinder, due to the high acting loads and confined space. The present work proposes the design of a mechanical claw for wood movement. The steps for developing this study are as follows: determining the geometries and dimensions of the grip components considering functional needs, developing the free body diagrams of the components, performing the equilibrium calculations to determine active and reactive forces and the required actuator force, selecting an appropriate hydraulic cylinder and accomplish component studies using a FEA (finite element analysis) methodology. With the study, it was possible to determine a geometry of each component that structurally meets the requests and has a satisfactory safety factor.

Keywords: Claw. Finite elements. Sizing. Material resistance.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráfico tensão x deformação para um material genérico	17
Figura 2 - Tensão normal.....	19
Figura 3 - Cisalhamento	20
Figura 4 - Relações cisalhamento transversal.....	22
Figura 5 - Distribuição da tensão cisalhante em uma viga de abas largas	22
Figura 6 - DCL de um corpo em flexão.....	23
Figura 7 - Diagrama de esforço cortante e momento fletor.....	24
Figura 8 - Tensão e deformação em um elemento em flexão	24
Figura 9 - Torção de um perfil cilíndrico.....	26
Figura 10 - Variação da tensão cisalhante em um elemento sob torção.....	27
Figura 11 - Estado de tensões em um ponto	28
Figura 12 - Transformação da tensão em um ângulo determinado.....	28
Figura 13 - Tensões normais máximas	31
Figura 14 - Círculo de Mohr.....	33
Figura 15 - Energia de distorção em um estado plano de tensões relacionada com o limite de escoamento	36
Figura 16 - Cilindro hidráulico.....	39
Figura 17 - Flambagem em hastes de cilindros	40
Figura 18 - Preensões típicas de diversos tipos de garras	42
Figura 19 - Fluxograma de etapas do estudo	45
Figura 20 - Vista explodida do projeto base	47
Figura 21 - Diâmetro máximo da tora.....	48
Figura 22 - DCL garra esquerda	50
Figura 23 - DCL garra direita	52
Figura 24 - DCL estrutura	54
Figura 25 - Distribuição da tensão cisalhante no parafuso	57
Figura 26 - DCL cilindro.....	58
Figura 27 - Condições de contorno garra esquerda	61
Figura 28 - Características da malha garra esquerda.....	62
Figura 29 - Garra esquerda simulação FEA	62

Figura 30 - Garra esquerda ponto mais solicitado	63
Figura 31 - Condições de contorno garra direita	64
Figura 32 - Características da malha garra direita.....	65
Figura 33 - Garra direita simulação FEA.....	65
Figura 34 - Condições de contorno estrutura.....	66
Figura 35 - Características da malha estrutura.....	67
Figura 36 - Estrutura simulação FEA	67
Figura 37 - Espessuras da garra esquerda	68
Figura 38 - Tensões na região mais solicitada com a geometria otimizada	69
Figura 39 - Espessuras da estrutura	70
Figura 40 - Tensões na estrutura otimizada.....	70
Figura 41 - Fator de segurança da estrutura.....	71
Figura 42 - Fator de segurança da garra esquerda.....	72
Figura 43 - Fator de segurança da garra direita.....	72
Figura 44 - Deformação da estrutura	73
Figura 45 - Deformação da garra esquerda	73
Figura 46 - Deformação da garra direita	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis	18
---	-----------

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

DCL Diagrama de Corpo Livre

FEA *Finite Element Analysis*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 Tema.....	12
1.2 Objetivo geral.....	12
1.3 Objetivos específicos	12
1.4 Resultados esperados	13
1.5 Justificativa.....	13
1.6 Delimitação do trabalho.....	13
1.7 Estrutura do trabalho.....	14
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 Determinação das solicitações	15
2.1.1 Diagrama de corpo livre.....	15
2.1.2 Equações de equilíbrio	15
2.2 Tensões.....	16
2.2.1 Tensão normal	18
2.2.2 Cisalhamento	19
2.2.2.1 Cisalhamento transversal	20
2.2.3 Flexão	23
2.2.4 Torção	25
2.2.5 Solicitações combinadas.....	27
2.3 Critério de falhas estáticas para materiais dúcteis	33
2.3.1 Teoria da máxima tensão de cisalhamento	33
2.3.2 Teoria de energia de distorção (<i>von Misses-Hencky</i>).....	34
2.4 Sistemas hidráulicos	38
2.4.1 Cilindros hidráulicos.....	38
2.5 Garras.....	41
2.5.1 Tipos de garra	41
2.5.2 Estado da arte	43
3 METODOLOGIA	44
3.1 Metodologia da pesquisa.....	44
3.2 Procedimentos metodológicos para o dimensionamento da garra	44
4 DESENVOLVIMENTO	47
4.1 Geometria inicial.....	47
4.2 Dimensões básicas.....	48

4.3 Diagramas de corpo livre.....	49
4.4 Elementos de fixação.....	55
4.5 Cilindro hidráulico	58
4.6 Simulações <i>FEA</i>	60
4.6.1 Garra esquerda	60
4.6.1.1 Condições de contorno.....	60
4.6.1.2 Malha	61
4.6.1.3 Resultados	62
4.6.2 Garra direita	63
4.6.2.1 Condições de contorno.....	63
4.6.2.2 Malha	64
4.6.2.3 Resultados	65
4.6.3 Estrutura	66
4.6.3.1 Condições de contorno.....	66
4.6.3.2 Malha	66
4.6.3.3 Resultados	67
4.7 Análise de resultados	68
4.8 Otimização da geometria	68
4.8.1 Garra esquerda	68
4.8.2 Estrutura	69
4.8.3 Fator de segurança	71
4.8.4 Deformação	73
5 CONCLUSÃO	75
REFERÊNCIAS	77
ANEXO	79
ANEXO 1 - Datasheet cilindro hidráulico	80
ANEXO 2 - Desenho cilindro hidráulico	82
APÊNDICE.....	83
APÊNDICE 1 - Vista explodida.....	84
APÊNDICE 2 - Estrutura	85
APÊNDICE 3 - Garra esquerda	86
APÊNDICE 4 - Garra direita	87
APÊNDICE 5 - Barra mecanismo	88
APÊNDICE 6 - Parafuso de fixação barra cilindro	89
APÊNDICE 7 - Parafuso de fixação barra garra direita	90
APÊNDICE 8 - Parafuso de fixação garra esquerda base.....	91
APÊNDICE 9 - Parafuso de fixação garra direita base.....	92

1 INTRODUÇÃO

A madeira é um item muito importante para a economia do Brasil, é utilizada de diversas formas 'construção civil, fabricação de móveis, fabricação de embalagens, fabricação de celulose' e, considerando uma área de 7,8 milhões de hectares plantados, é essencial para a sobrevivência humana (EMBRAPA, 2018). Nesse sentido, os métodos de manuseio e transporte de madeira, seja na sua forma bruta ou na forma de produto acabado, acabam tornando-se essenciais para contribuir com as atividades desenvolvidas neste segmento de mercado. Atualmente, o transporte de madeiras pode ser feito de diversas formas, como, por exemplo, caminhões de transporte florestal, tratores e veículos para transporte e manuseados com garras movimentadas através de pontes ou guindastes.

As garras são comumente utilizadas nos processos de movimentação de toras, uma vez que a sua geometria e os equipamentos envolvidos neste processo acabam facilitando as tarefas de transporte. Dentre os equipamentos que utilizam garras para a movimentação podem-se citar os guindastes e/ou pontes rolantes. Devido ao peso elevado das toras, grandes forças atuantes são necessárias. Os atuadores hidráulicos são indicados para dispositivos que exigem forças elevadas em pequenos espaços físicos disponível (FIALHO, 2004; STEWART, 2012).

O presente trabalho visa contribuir com os estudos e com os equipamentos já existentes no transporte e no manuseio da madeira, no sentido de avaliar a eficiência estrutural 'relação entre a capacidade de carga e o peso do conjunto' de um sistema de garras na movimentação de toras de madeira. Nesta área é possível

encontrar abordagens que tratam das cargas atuantes, da seleção de material adequada para a garra, entre outros.

1.1 Tema

Desenvolver um sistema para movimentação de toras de madeira, utilizando softwares de simulação por elementos finitos para o dimensionamento dos componentes. A garra a ser projetada deve ter uma alta relação de capacidade de carga/peso.

1.2 Objetivo geral

Projetar uma garra para elevação de toras de madeira de até 4 toneladas;

1.3 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do trabalho são:

- a) Determinar as cargas atuantes nas garras e na estrutura;
- b) Determinar a carga ativa nos elementos de fixação;
- c) Determinar a força de atuação necessária para o cilindro hidráulico;
- d) Determinar a melhor relação peso estrutura para o projeto da garra;
- e) Criar um diagrama de corpo livre para cada componente da garra sob carregamento;
- f) Dimensionar os componentes através de simulações baseado no critério de falha de material dúctil.

1.4 Resultados esperados

Espera-se com a realização do presente trabalho, a criação de um acessório para utilização em máquinas de elevação que possua uma geometria que apresente um fator de segurança satisfatório.

1.5 Justificativa

Há na literatura diferentes abordagens que tratam sobre o dimensionamento de garras para diversos tipos de equipamentos, como, por exemplo, robôs, manipuladores, máquinas de elevação, entre outros (LUCAS, 2003; FIEGENBAUM et al., 2016). Apesar destes estudos apresentarem contribuições significativas no que se refere ao projeto e ao dimensionamento de garras, entende-se que existem conceitos que podem ser explorados quanto ao desenvolvimento de garras para transporte de toras, como os materiais que podem ser utilizados, as formas de acionamento possíveis e a geometria de uma garra para essa aplicação.

A utilização de madeira é fundamental em várias atividades. Para tanto, um sistema de movimentação e manipulação seguro e confiável é fundamental. A madeira, por ser um recurso renovável, é utilizada como matéria prima para criar móveis, embalagens e estruturas, e também pode ser utilizada como fonte de energia em caldeiras, portanto, de grande importância para a sobrevivência humana.

1.6 Delimitação do trabalho

O presente trabalho se restringe ao projeto de uma garra para equipamentos de elevação de carga, utilizando para o acionamento das garras um sistema hidráulico com atuador e um mecanismo de 4 barras. Este conjunto é responsável por permitir a movimentação de ambas garras de maneira aproximadamente síncrona.

Não serão considerados os efeitos relacionadas às acelerações da garra, visto que as mesmas variam conforme o equipamento de elevação em que a garra

estará acoplada e pelo fato de serem muito pequenas, podem ser desconsideradas. Também não serão apresentados os valores de custo. Além disso, este trabalho não realizará os estudos de análise e síntese cinemática do mecanismo de acionamento da garra, uma vez que esta análise não é relevante para o dimensionamento estrutural proposto.

1.7 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está dividido em cinco capítulos, conforme apresentado a seguir.

O primeiro capítulo apresenta o tema do estudo de caso, trazendo um pouco dos fenômenos que envolvem o dimensionamento a fim de conseguir componentes leves e seguros, os objetivos gerais e específicos deste trabalho, uma descrição geral da estrutura do trabalho e suas delimitações.

O segundo capítulo traz o referencial bibliográfico referente aos fenômenos e critérios avaliativos em um componente solicitado por esforços múltiplos, citando diferentes autores e obras de referência no assunto para embasar a proposta do trabalho.

O terceiro capítulo apresenta a classificação da pesquisa científica e a metodologia de desenvolvimento do trabalho, trazendo o planejamento e a estrutura do processo de dimensionamento de uma garra para movimentação de toras de madeira, representado por um fluxograma, identificando as fases inerentes ao projeto. Todas as atividades que foram realizadas, contidas em cada etapa, estão descritas neste capítulo.

O quarto capítulo apresenta o desenvolvimento do trabalho baseado na metodologia apresentada no terceiro capítulo.

O quinto capítulo apresenta a conclusão.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada as metodologias e as ferramentas consideradas relevantes para o dimensionamento de uma garra para o transporte de toras de madeira.

2.1 Determinação das solicitações

2.1.1 Diagrama de corpo livre

O diagrama de corpo livre (DCL) é uma técnica utilizada para visualizar corretamente as solicitações que agem sobre um componente. Basicamente, o DCL deve mostrar uma noção geral da geometria e indicar todas cargas 'forças e momentos' que agem sobre o componente de interesse (SHIGLEY, MISCHKE; BUDYNAS, 2005; HIBBELER, 2011; NORTON, 2013).

2.1.2 Equações de equilíbrio

Todo corpo que sofre a ação de forças e/ou momentos, conseqüentemente, gera forças e/ou momentos reativos para manter o sistema em condição de equilíbrio (SHIGLEY, MISCHKE; BUDYNAS, 2005; HIBBELER, 2011). Em um sistema bidimensional, as equações que descrevem o equilíbrio de um sistema são as seguintes:

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

Onde:

$\sum F_x$ = somatório de forças na direção x (N)

$$\sum F_y = 0 \quad (2)$$

Onde:

$\sum F_y$ = somatório de forças na direção y (N)

$$\sum M = 0 \quad (3)$$

Onde:

$\sum M$ = somatório de momentos (N*m)

2.2 Tensões

A tensão em um componente é uma pressão originada através dos esforços aplicados. Existem basicamente tensões normais e cisalhantes, mas estas tensões podem ter origem de diversas formas devido ao tipo de carregamento (BEER, 1995; HIBBELER, 2010).

A qualidade de um projeto pode ser mensurada de diversas formas, comparando com normas exigidas e verificando a segurança em relação à falha. A qualidade do projeto pode ser medida levando em consideração o coeficiente de segurança de um projeto (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; NORTON, 2013).

Para solicitações mecânicas, o coeficiente de segurança pode ser definido conforme a Equação 4 (HIBBELER, 2010).

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad (4)$$

Onde:

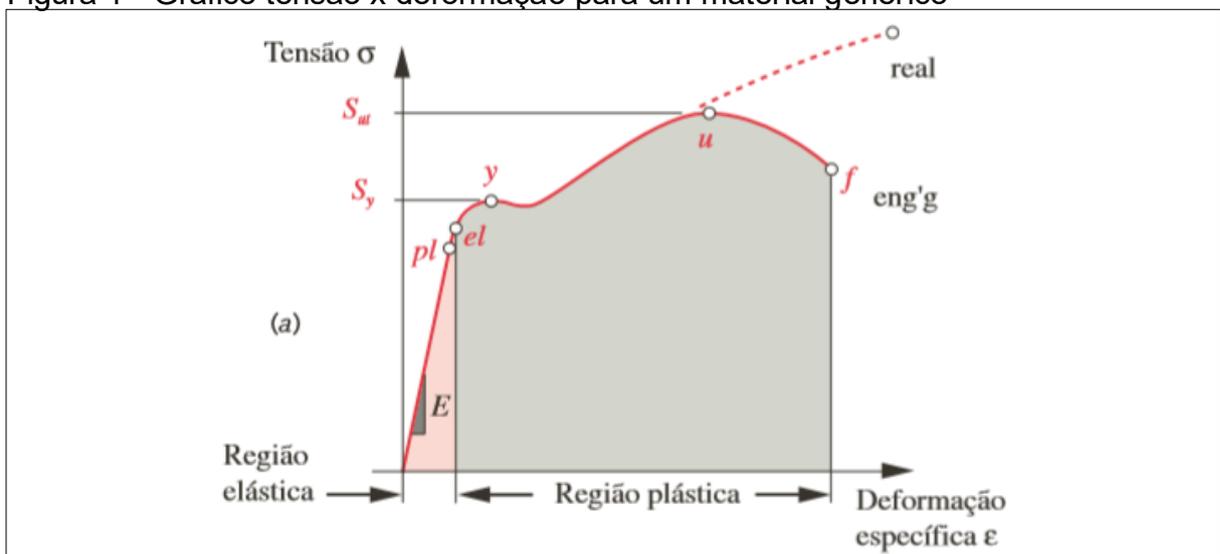
N = fator de segurança (-)

S_y = tensão limite de escoamento (MPa)

σ_{max} = tensão máxima atuante (MPa)

As propriedades dos materiais podem ser verificadas com a realização de ensaios de tração 'Figura 1', e interpretados para encontrar os valores necessários para a realização de um projeto (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; NORTON, 2013). Outra forma de encontrar as propriedades de um material é verificando normativas que delimitam as propriedades de um material.

Figura 1 - Gráfico tensão x deformação para um material genérico



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

A escolha de um fator de segurança para materiais dúcteis leva em consideração vários aspectos, os quais consideram o conhecimento pleno do material utilizado e os métodos de projeto (NORTON, 2013). A Tabela 1 mostra a relação entre a qualidade das informações e o fator de segurança a indicado.

Tabela 1 - Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis

Informações	Qualidade das informações	Fator
Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes	O material utilizado realmente foi testado	1,3
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	2
	Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis	3
	Dados insuficientemente representativos de testes do material estão disponíveis	5+
Condições ambientais nos quais será utilizado	São idênticas às condições dos testes de materiais	1,3
	Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum	2
	Ambiente moderadamente desafiador	3
	Ambiente extremamente desafiador	5+
Modelos analíticos para forças e tensões	Os modelos foram testados em experimentos	1,3
	Os modelos representam precisamente o sistema	2
	Os modelos representam aproximadamente o sistema	3
	Os modelos são aproximações grosseiras	5+

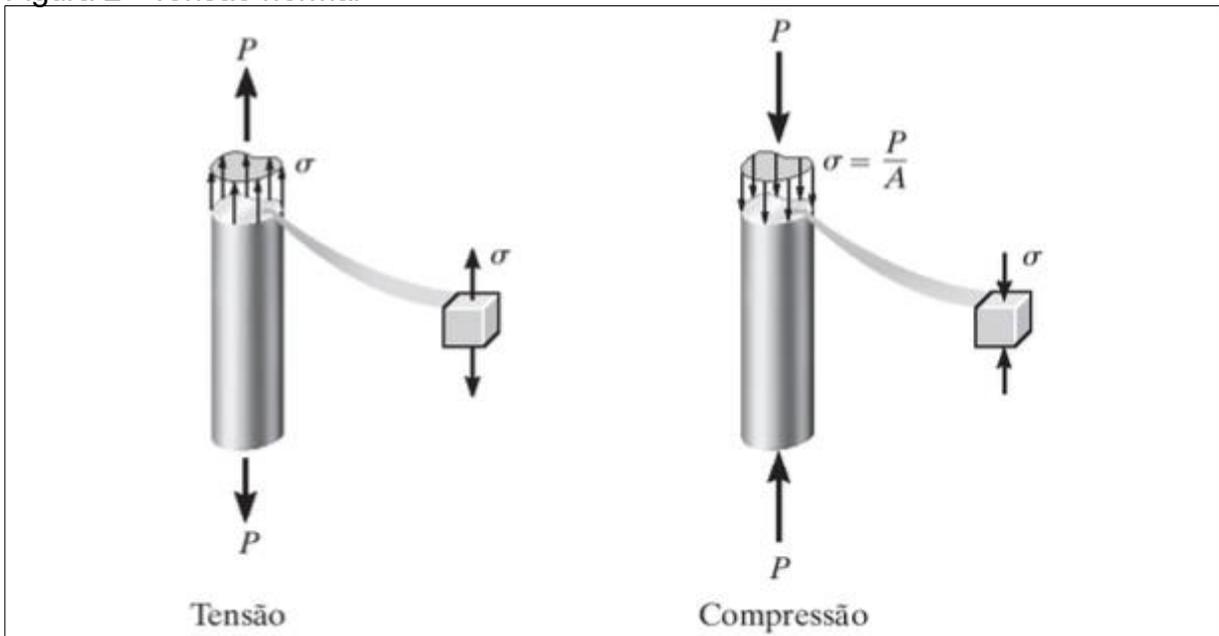
Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

O valor do fator de segurança a ser utilizado deve ser o maior fator dentre as três categorias listadas.

2.2.1 Tensão normal

A tensão normal é definida como a intensidade de força que atua perpendicularmente a uma determinada área. A força pode ser tanto de compressão como de tração (BEER, 1995; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; HIBBELER, 2010; NORTON, 2013), conforme apresentado na Figura 2.

Figura 2 - Tensão normal



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

A Equação 5 é utilizada para encontrar a tensão normal em um componente que sofre esforço axial.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (5)$$

Onde:

σ = tensão normal (MPa)

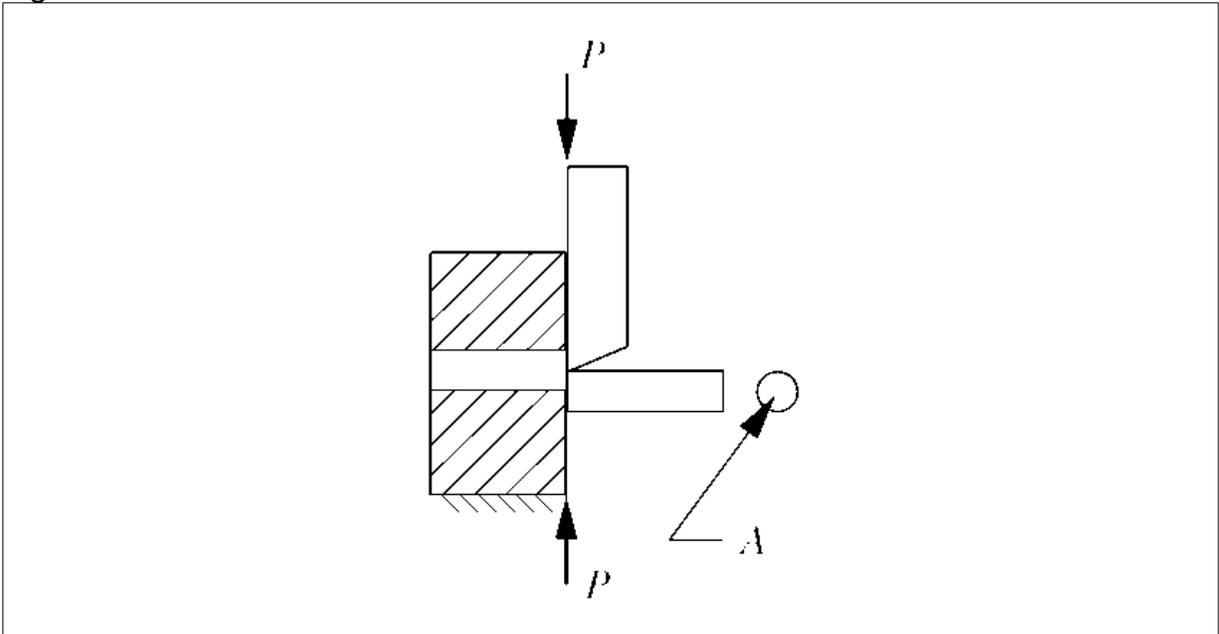
P = força normal (N)

A = área (mm²)

2.2.2 Cisalhamento

O cisalhamento ocorre quando uma força é aplicada perpendicularmente a seção de um material, conforme mostrado pela Figura 3 (BEER, 1995; HIBBELER, 2010; NORTON, 2013).

Figura 3 - Cisalhamento



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

A Equação 6 é utilizada para encontrar o cisalhamento médio.

$$\tau_{méd} = \frac{P}{A} \quad (6)$$

Onde:

$\tau_{méd}$ = tensão cisalhante média (MPa)

P = força cisalhante (N)

A = área (mm²)

2.2.2.1 Cisalhamento transversal

A definição da tensão efetiva em cada ponto de um elemento solicitado é de grande importância para a obtenção de tensões principais utilizadas em critérios de falha de material dúctil, como critério de Tresca e Von Mises. Portanto, a utilização

de tensões médias podem ser utilizadas como simples indicativo (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; NORTON, 2013).

A tensão cisalhante em um elemento que varia em cada ponto, obedece a um fluxo de cisalhamento que depende basicamente da geometria da seção do material. A Equação 7 é utilizada para encontrar o valor da tensão cisalhante transversal e longitudinal, visto que as duas tensões são complementares e iguais em valores (HIBBELER, 2010). A Figura 4 mostra as relações utilizadas para o cálculo do cisalhamento em um corpo.

$$\tau = \frac{P * Q}{I * t} \quad (7)$$

Onde:

τ = tensão cisalhante (Pa)

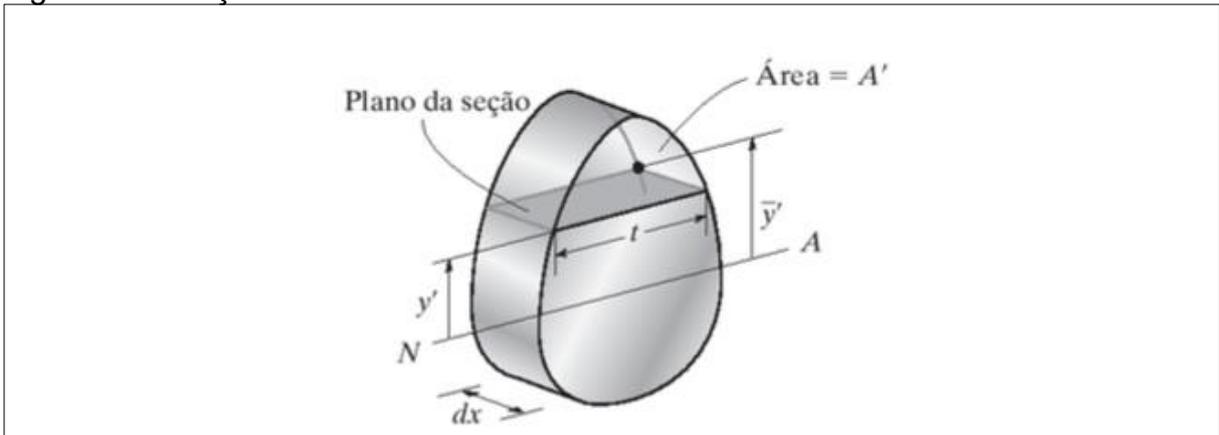
P = força cisalhante (N)

I = momento de inércia da área da seção transversal inteira calculada em relação ao eixo neutro (m⁴)

t = largura da área da seção transversal do elemento, medida no ponto onde a tensão deve ser determinada (m)

$Q = \int A' y dA' = \bar{y}' A'$ = onde A' é a porção superior 'ou inferior' da área da seção transversal do elemento. Definido pela seção onde t é medida e \bar{y}' é a distância até o centroide de A' medido em relação ao eixo neutro (m³)

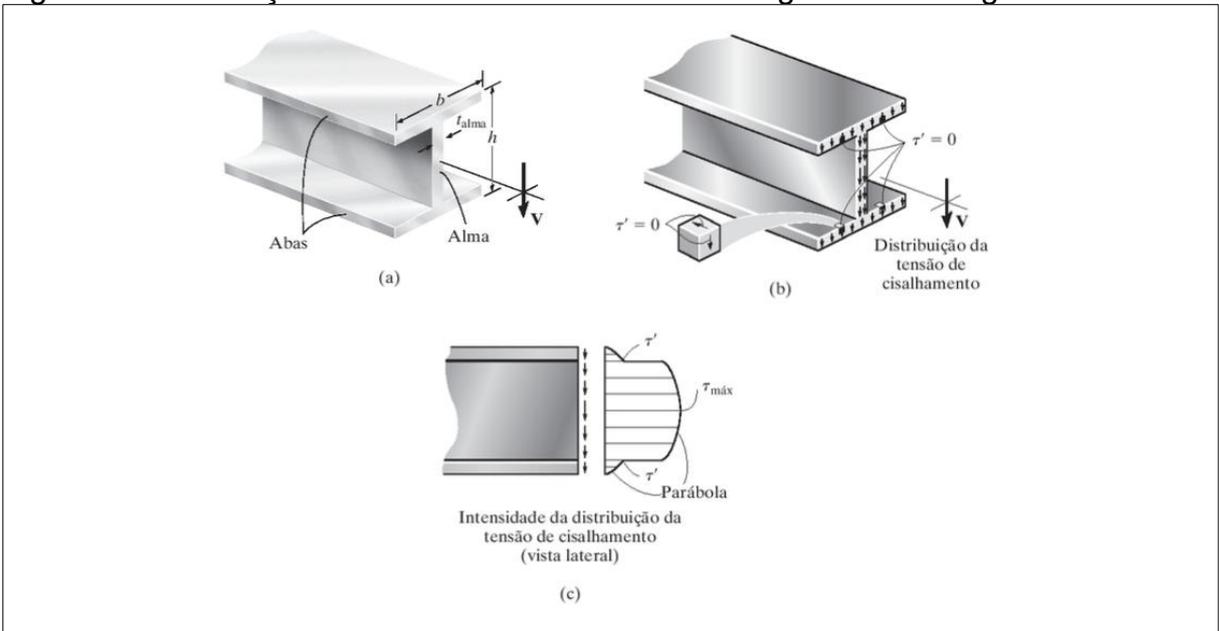
Figura 4 - Relações cisalhamento transversal



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

A Figura 5 mostra o exemplo de distribuição da tensão cisalhante em um perfil com abas largas, nele é possível verificar que no centro da alma do perfil 'seção mais delgada' ocorre a tensão cisalhante máxima.

Figura 5 - Distribuição da tensão cisalhante em uma viga de abas largas

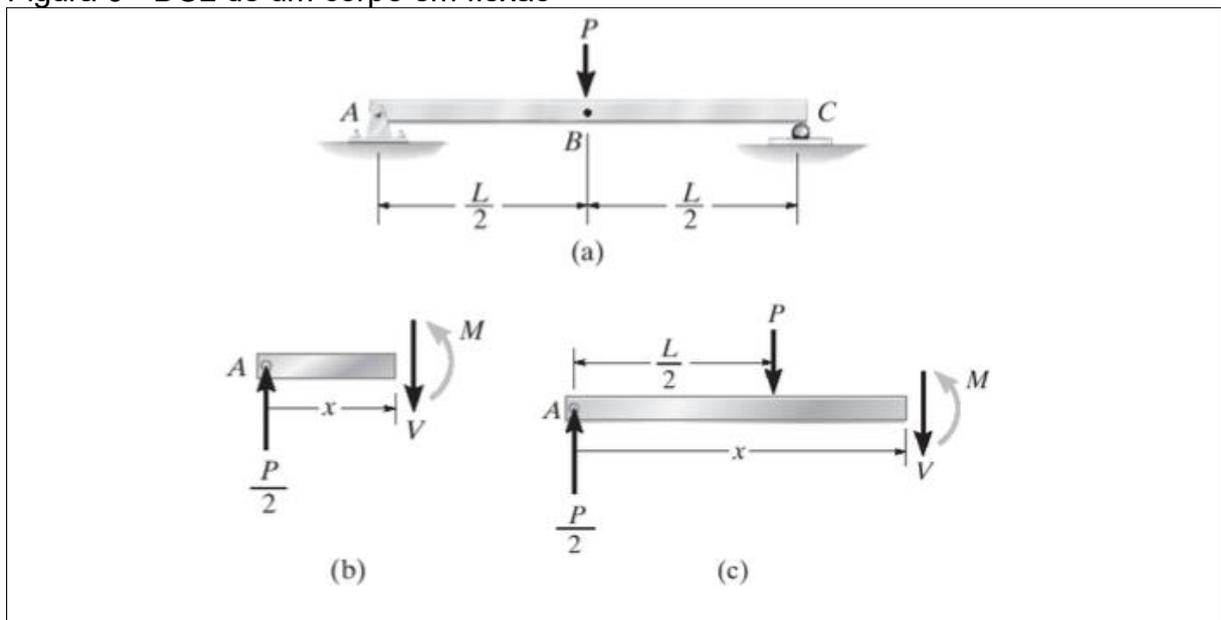


Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

2.2.3 Flexão

Elementos que contém solicitações aplicadas em um ângulo diferente de 0° em relação ao comprimento do perfil, aplicadas a uma distância maior do que zero do ponto de engaste ou apoio, sofrem flexão. A flexão nada mais é do que um momento que tende a deformar o material. Em elementos como vigas, geralmente ocorrem solicitações cisalhantes e de flexão, que, para a sua verificação, são realizados os conhecidos diagramas de momento fletor. Esta análise permite estabelecer se é necessário aumentar a massa de material para que o elemento resista à solicitação (HIBBELER, 2010). A Figura 6 representa um elemento com uma carga pontual aplicada no ponto central (a), o DCL da primeira metade do elemento (b) e o DCL da segunda metade do elemento (c).

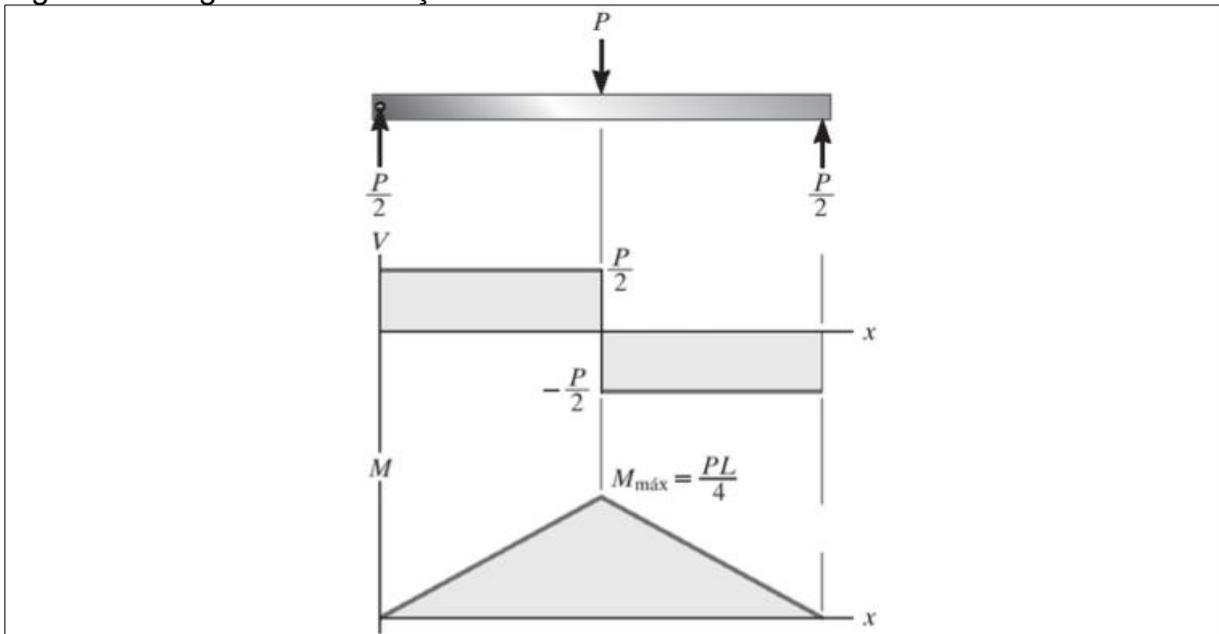
Figura 6 - DCL de um corpo em flexão



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

A Figura 7 demonstra os diagramas de esforço cortante e flexão do mesmo caso apresentado na Figura 6:

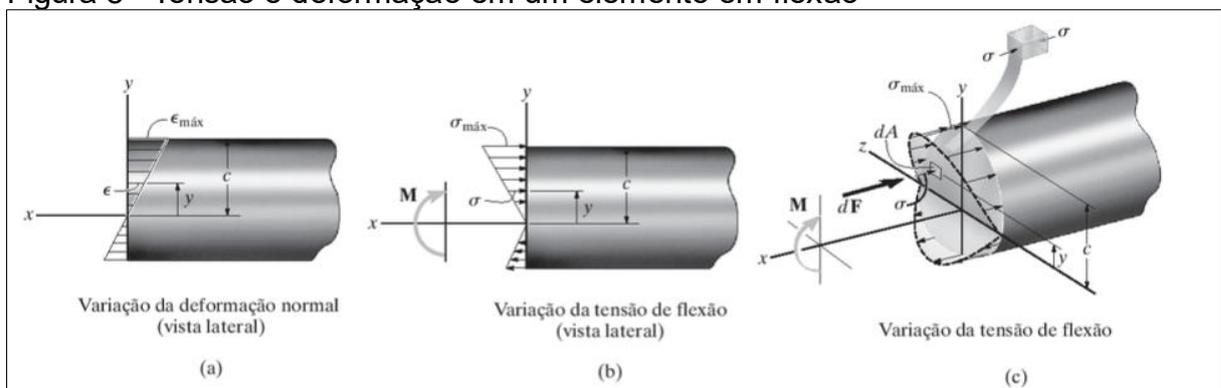
Figura 7 - Diagrama de esforço cortante e momento fletor



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

A flexão em um elemento causa tensões normais ao perfil, em um lado compressão e em outro tração. Estas tensões variam linearmente conforme aumenta a distância em relação ao eixo neutro 'eixo onde a deformação é nula' (BEER, 1995; HIBBELER, 2010). A Figura 8 demonstra a distribuição da tensão e da deformação em um elemento que sofre flexão:

Figura 8 - Tensão e deformação em um elemento em flexão



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

Conhecido o diagrama de momento fletor do elemento, a tensão efetiva devido aos esforços de flexão em cada ponto do elemento pode ser determinada pela Equação 8:

$$\sigma = \frac{M * y}{I} \quad (8)$$

Onde:

σ = tensão (Pa)

M = momento fletor (N*m)

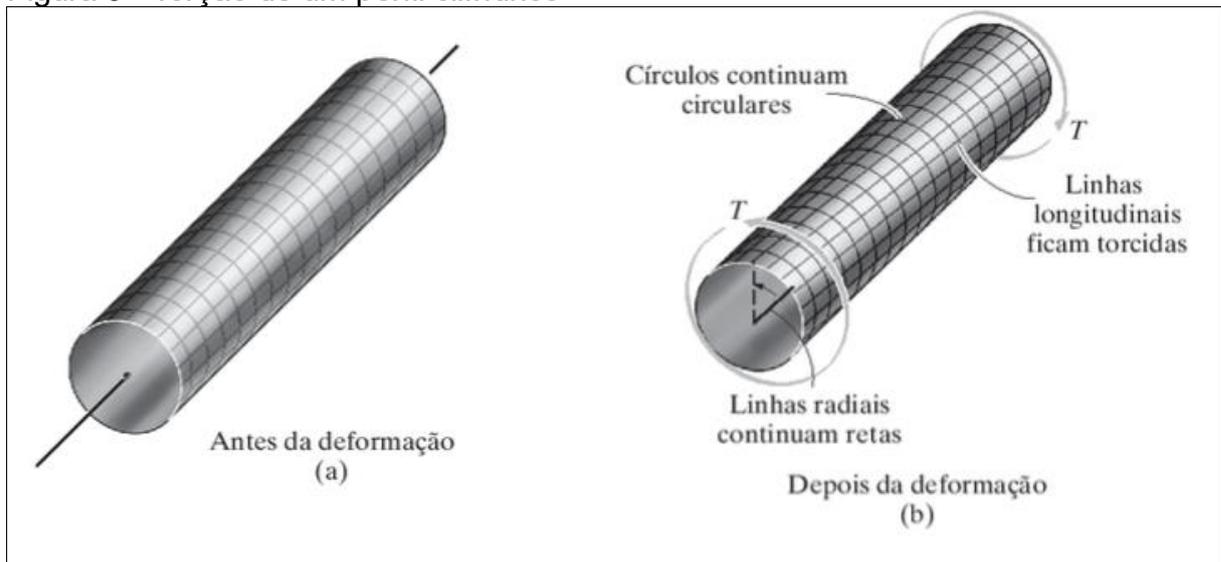
y = distância de interesse (m)

I = momento de inércia da área da seção transversal calculada em torno do eixo neutro (m⁴)

2.2.4 Torção

Torção é uma forma de carregamento que ocorre em elementos submetidos a um torque 'momento', tendendo a torcer o material ao redor do seu eixo longitudinal (BEER, 1995; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; HIBBELER, 2010). A Figura 9 ilustra o princípio de torção em um eixo.

Figura 9 - Torção de um perfil cilíndrico



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

A torção imposta em um elemento acarretará na presença de tensões de cisalhamento que variam linearmente 'Figura 10' do centro do elemento até um valor máximo na extremidade do mesmo (BEER, 1995; HIBBELER, 2011). A Equação 9 é utilizada para determinar a tensão de cisalhamento devido a torção:

$$\tau = \frac{T * p}{J} \quad (9)$$

Onde:

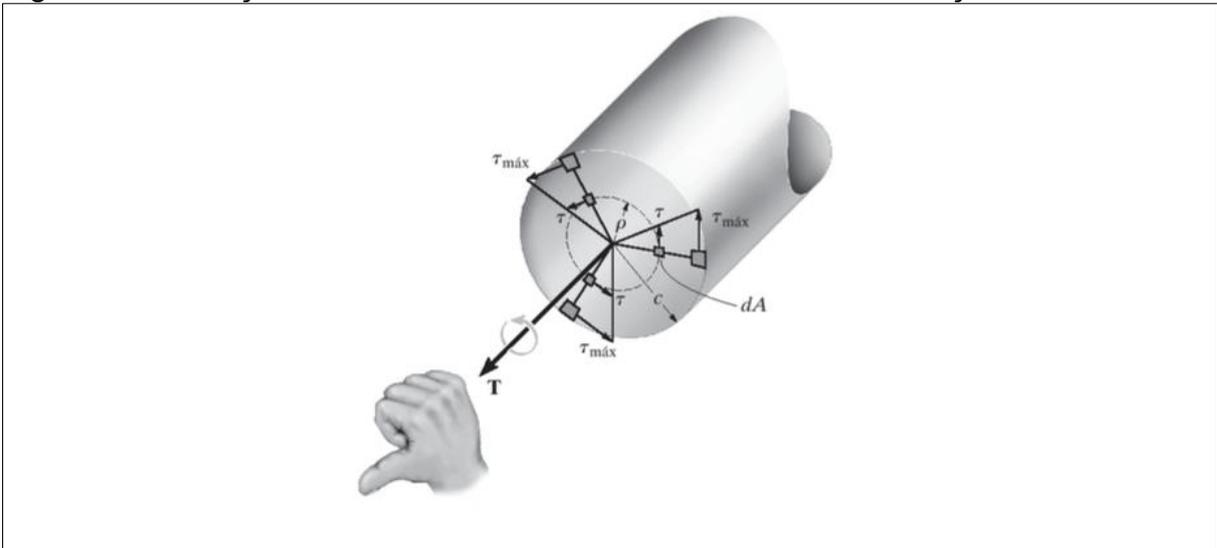
τ = tensão cisalhante (Pa)

T = torque (N*m)

p = raio até a distância de interesse (m)

J = momento polar de inércia da área da seção transversal (m⁴)

Figura 10 - Variação da tensão cisalhante em um elemento sob torção

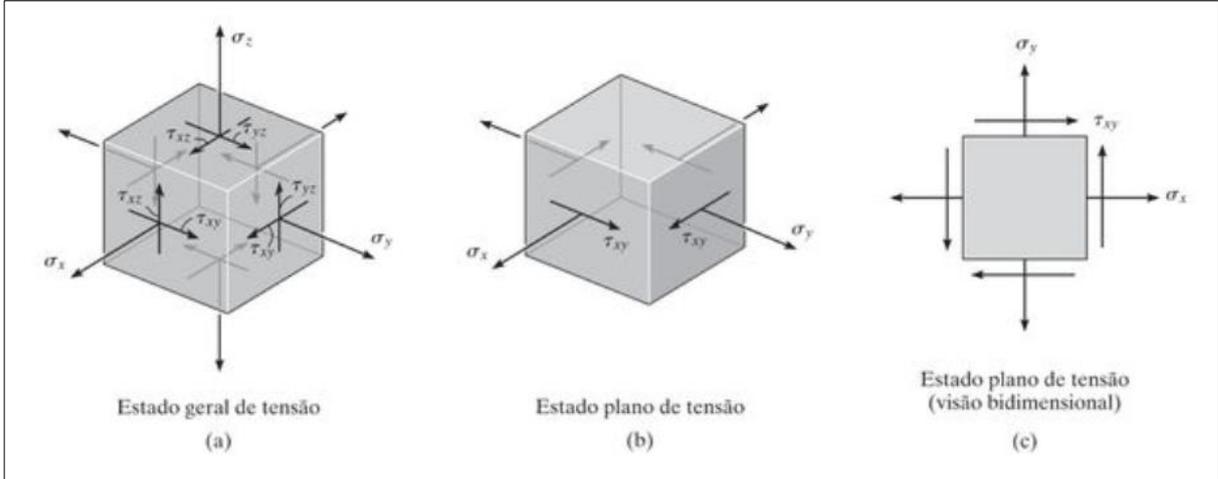


Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

2.2.5 Solicitações combinadas

Componentes solicitados por esforços, normalmente, apresentam diferentes tipos de tensões geradas por esforços de variadas formas. Em função da presença de solicitações combinadas, o estado de tensões em um ponto pode ser transformado em componentes de tensão normal e/ou cisalhante. As tensões combinadas variam em cada ponto de acordo com o ângulo observado, em determinado ângulo ocorrerá a tensão normal máxima e outro onde ocorrerá a tensão cisalhante máxima (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; HIBBELER, 2010; NORTON, 2013). Vendo através da perspectiva de engenharia, a preocupação é criar componentes de máquinas que não falhem, em função disso, encontrar os planos onde ocorrem as maiores tensões é importante para verificar a segurança presente no projeto do componente (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; NORTON, 2013). Para realizar um estudo das tensões combinadas em um componente, é necessário que o material possa ser considerado isotrópico, apresentando propriedades iguais em todas direções. A maioria dos materiais de engenharia atendem a esse critério, sendo as exceções madeiras e materiais compósitos como fibra de carbono (NORTON, 2013). Na maioria dos casos, o estudo pode ser simplificado em um estudo plano de tensões, conforme exemplificado no item b da Figura 11.

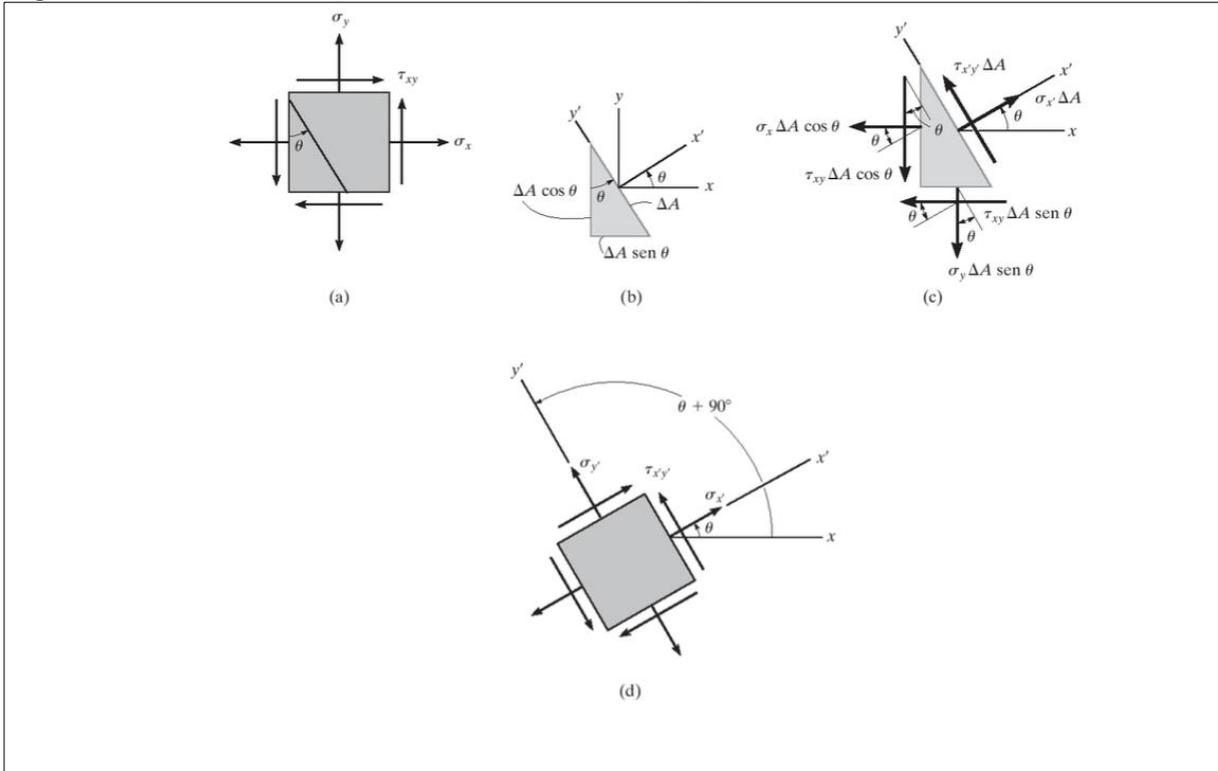
Figura 11 - Estado de tensões em um ponto



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

Para um estado de tensões como representado na Figura 12, a determinação das tensões derivadas em um certo ângulo de interesse pode ser encontrada utilizando-se as Equações 10 e 11.

Figura 12 - Transformação da tensão em um ângulo determinado



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

$$\sigma'_x = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} * \cos(2 * \theta) + \tau_{xy} * \text{sen}(2 * \theta) \quad (10)$$

Onde:

σ'_x = tensão normal no eixo x no ângulo de análise (Pa)

σ_x = tensão normal no eixo x (Pa)

σ_y = tensão normal no eixo y (Pa)

τ_{xy} = tensão cisalhante (Pa)

θ = ângulo de análise (°)

$$\tau_{x'y'} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} * \text{sen}(2 * \theta) + \tau_{xy} * \cos(2 * \theta) \quad (11)$$

Onde:

$\tau_{x'y'}$ = tensão cisalhante no ângulo de análise (Pa)

σ_x = tensão normal no eixo x (Pa)

σ_y = tensão normal no eixo y (Pa)

τ_{xy} = tensão cisalhante (Pa)

θ = ângulo de análise (°)

As Equações 10 e 11 nos determinam as tensões em um determinado ângulo de interesse, mas para aplicações de engenharia, o que é mais relevante são os planos que apresentam as tensões normais e cisalhantes máximas, conforme mencionado anteriormente. A Equação 12 determina o ângulo do plano em que

ocorre a maior tensão normal e a Equação 13 determina as tensões normais máxima e mínima de um estado plano de tensões. A Figura 13 representa a transformação de um estado plano de tensões que originam as tensões máxima e mínima.

$$\tan(2 * \theta_p) = \frac{\tau_{xy}}{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)} \quad (12)$$

Onde:

σ_x = tensão normal no eixo x (Pa)

σ_y = tensão normal no eixo y (Pa)

τ_{xy} = tensão cisalhante (Pa)

θ_p = ângulo do plano onde ocorre a tensão normal máxima (°)

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (13)$$

Onde:

σ_x = tensão normal no eixo x (Pa)

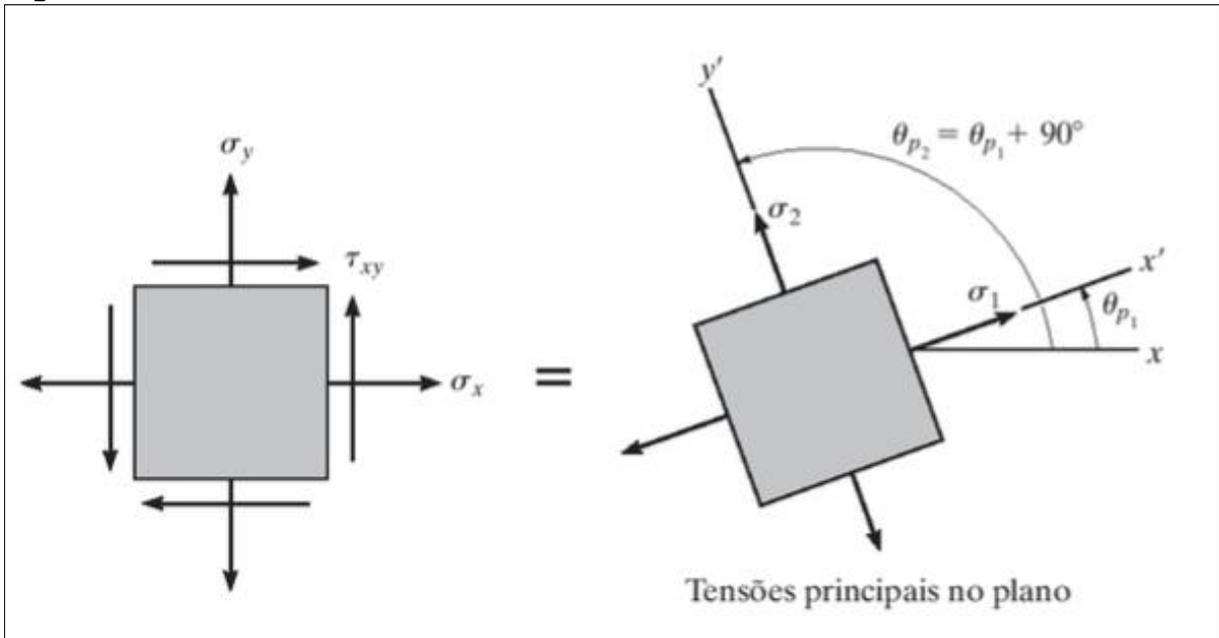
σ_y = tensão normal no eixo y (Pa)

τ_{xy} = tensão cisalhante (Pa)

σ_1 = tensão normal máxima (Pa)

σ_2 = tensão normal mínima (Pa)

Figura 13 - Tensões normais máximas



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

Para encontrar a tensão cisalhante máxima e sua orientação, utiliza-se a Equação 14 e a Equação 15:

$$\tan(2 * \theta_s) = \frac{-\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)}{\tau_{xy}} \quad (14)$$

Onde:

σ_x = tensão normal no eixo x (Pa)

σ_y = tensão normal no eixo y (Pa)

τ_{xy} = tensão cisalhante (Pa)

θ_s = ângulo do plano onde ocorre a tensão cisalhante máxima (°)

$$\tau_{m\acute{a}xima\ no\ plano} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (15)$$

Onde:

σ_x = tens\~ao normal no eixo x (Pa)

σ_y = tens\~ao normal no eixo y (Pa)

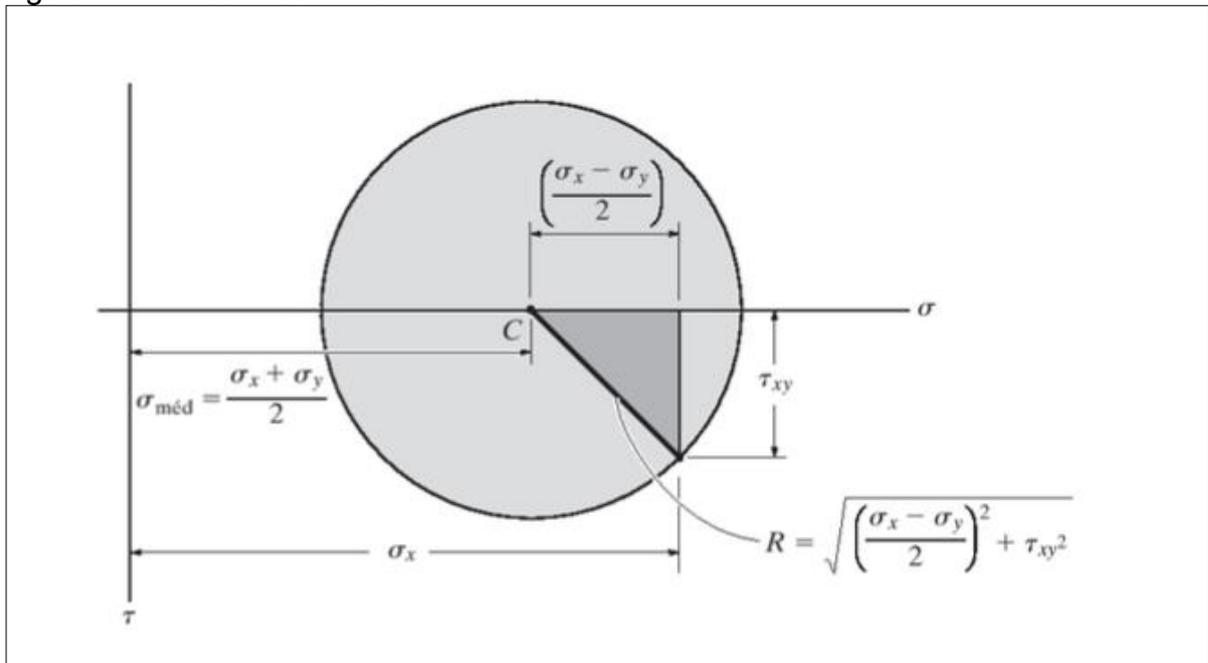
τ_{xy} = tens\~ao cisalhante (Pa)

$\tau_{m\acute{a}xima\ no\ plano}$ = tens\~ao cisalhante m\~axima no plano (Pa)

Comparando as ra\~izes das Equa\~oes 11 e 13, pode-se concluir que os dois planos est\~ao a 45° um do outro, portanto, os planos onde ocorre a tens\~ao cisalhante m\~axima podem ser definidos orientando o elemento em 45° em rela\~ao ao plano das tens\~oes principais (HIBBELER, 2010).

O c\~irculo de Mohr \~e uma representa\~ao gr\~afica do estado de tens\~oes de um plano. Com ele, \~e poss\~ivel visualizar graficamente a tens\~ao e os pontos de m\~axima tens\~ao cisalhante e os pontos de tens\~oes principais. O eixo vertical do gr\~afico \~e definido com o eixo da tens\~ao cisalhante e o eixo horizontal das tens\~oes normais (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; HIBBELER, 2010; NORTON, 2013). A Figura 14 apresenta um c\~irculo de Mohr para um estado de tens\~oes gen\~erico.

Figura 14 - Círculo de Mohr



Fonte: Adaptado de (HIBBELER, 2010).

2.3 Critério de falhas estáticas para materiais dúcteis

Dependendo de suas propriedades mecânicas, os materiais podem apresentar falhas de diferentes maneiras. Os materiais dúcteis 'que possuem mais do que 5% de alongamento até sua ruptura' e os materiais isotrópicos sob carregamento estático falham devido à tensão cisalhante. Os materiais frágeis falham devido ao carregamento normal, podendo haver certas exceções. Existem várias teorias de falha para materiais dúcteis, mas os únicos que apresentam dados experimentais são o critério de máxima tensão de cisalhamento e da teoria de energia de distorção '*von Misses-Hencky*' (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; NORTON, 2013).

2.3.1 Teoria da máxima tensão de cisalhamento

A teoria de máxima tensão de cisalhamento, conhecida como teoria de Tresca-Guest, afirma que a tensão máxima de cisalhamento em uma região excede a tensão máxima de cisalhamento de um corpo de prova sob tração em escoamento (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; NORTON, 2013). A tensão de escoamento em um material dúctil é representado pela Equação 16:

$$S_{ys} = 0,5 * S_y \quad (16)$$

Onde:

S_{ys} = tensão de cisalhamento no escoamento (Pa)

S_y = tensão normal de escoamento (Pa)

O coeficiente de segurança para a teoria de máxima tensão de cisalhamento é representada pela Equação 17:

$$N = \frac{S_{ys}}{\tau_{m\acute{a}x}} = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad (17)$$

Onde:

S_{ys} = tensão de cisalhamento no escoamento (Pa)

S_y = tensão normal de escoamento (Pa)

$\tau_{m\acute{a}x}$ = tensão cisalhante máxima (Pa)

N = fator de segurança (-)

2.3.2 Teoria de energia de distorção (*von Misses-Hencky*)

A deformação que ocorre em componentes sob solicitações mecânicas ocorre devido a presença de tensões cisalhantes, que fazem com que ocorra um deslizamento relativo entre os átomos e conseqüentemente uma deformação. A energia acumulada devido a deformação, está correlata com a tensão cisalhante presente (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; NORTON, 2013). Para um estado

duplo de tensões, a Equação 18 pode ser utilizada, relacionando a tensão de escoamento sob tração:

$$S_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 * \sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (18)$$

Onde:

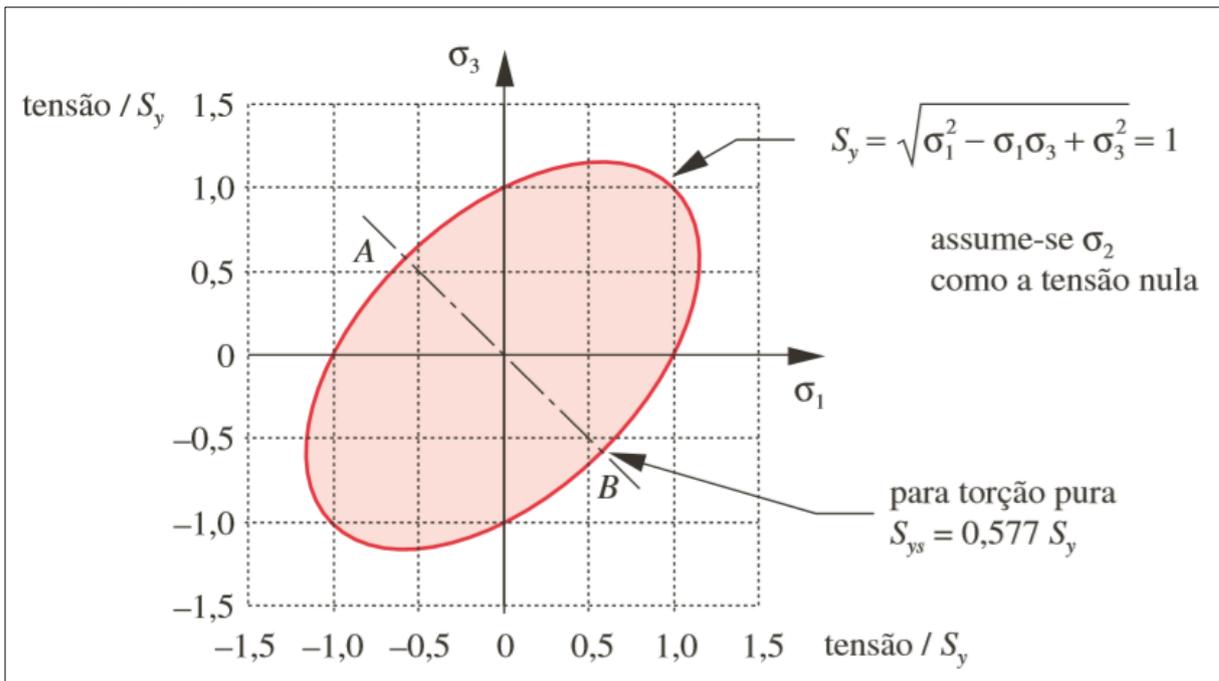
S_y = tensão normal de escoamento (Pa)

σ_1 = tensão principal (Pa)

σ_3 = tensão principal (Pa)

A segurança de um componente está relacionada com as propriedades do material e as tensões efetivas que nele atuam. A Figura 15 demonstra a transformação da combinação entre duas tensões normais relacionadas com o limite de escoamento de um material, demonstrando o ponto de tensão normal máxima e o ponto de tensão cisalhante máxima.

Figura 15 - Energia de distorção em um estado plano de tensões relacionada com o limite de escoamento



Fonte: Adaptado de (NORTON, 2013).

É conveniente em situações que apresentam tensões combinadas, utilizar uma tensão que represente a combinação das tensões. Através da energia de distorção, é possível encontrar a tensão equivalente de Von Mises, que é definida com a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que as tensões combinadas (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; NORTON, 2013). Para um estado plano de tensões, a tensão de von Mises pode ser encontrada através da Equação 19:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x * \sigma_y + 3 * \tau_{xy}^2} \quad (19)$$

Onde:

σ' = tensão equivalente de von Mises (Pa)

σ_x = tensão normal no eixo x (Pa)

σ_y = tensão normal no eixo y (Pa)

τ_{xy} = tensão cisalhante (Pa)

O coeficiente de segurança de um ponto sob cargas combinadas, utilizando a teoria de de energia de distorção é representado pela Equação 20:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (20)$$

Onde:

S_y = tensão normal de escoamento (Pa)

σ' = tensão equivalente de von Mises (Pa)

N = fator de segurança (-)

A tensão de cisalhamento está relacionada com a tensão de escoamento de um material dúctil, como ilustrado na Figura 15, no plano onde a tensão cisalhante é máxima. Relacionando a tensão de escoamento de um material, chegaremos na Equação 21:

$$S_{ys} = 0,577 * S_y \quad (21)$$

Onde:

S_y = tensão normal de escoamento (Pa)

S_{ys} = tensão de cisalhamento em escoamento (Pa)

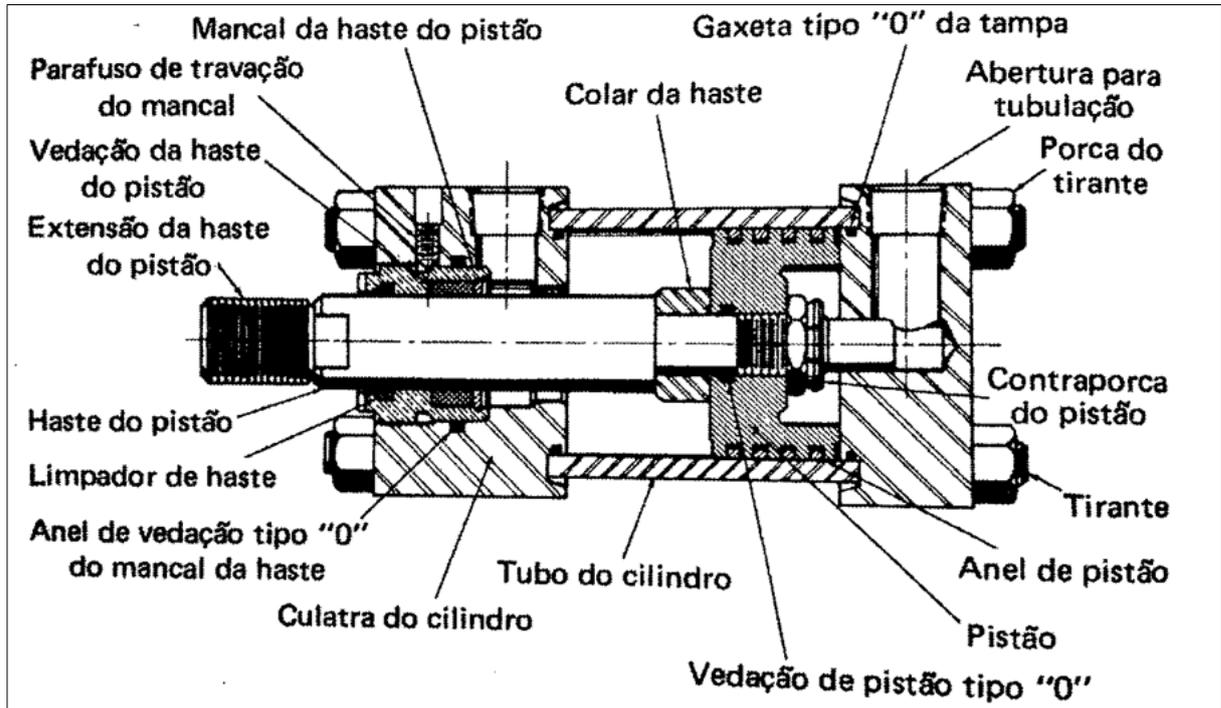
2.4 Sistemas hidráulicos

Os sistemas hidráulicos são sistemas de produção e aplicação de energia em que o fluido de trabalho é um óleo. Sistemas hidráulicos podem ter vários tipos de aplicação, mas comumente são utilizados para trabalhos em que exige precisão de movimento e elevadas forças envolvidas. Os principais dispositivos de atuação utilizados são os cilindros hidráulicos e os motores rotativos acionados por pressão hidráulica. Em um sistema hidráulico é utilizado uma bomba que induz uma vazão de fluido a uma pressão suficiente. A bomba pode ser acionada por motor elétrico ou por tomada de força em sistemas com motores à combustão (FIALHO, 2004; STEWART, 2012).

2.4.1 Cilindros hidráulicos

Os cilindros são utilizados em sistemas hidráulicos ou pneumáticos, especificamente em situações em que o fluido, sob pressão, atua diretamente no deslocamento do pistão. Um cilindro é composto de vários componentes, mas basicamente é um cilindro com um êmbulo conectado a uma haste que transmite o movimento e um ponto de ancoragem (STEWART, 2012). A Figura 16 demonstra os principais componentes de um cilindro hidráulico.

Figura 16 - Cilindro hidráulico



Fonte: Adaptado de (STEWART, 2012).

O dimensionamento de cilindros hidráulicos deve ser feito a partir da força de atuação. O diâmetro do pistão pode ser encontrado com a Equação 22. O diâmetro da haste do cilindro depende da aplicação do cilindro, uma vez que, de acordo com o método de ancoragem, mudam os critérios de flambagem, fazendo-se necessário diâmetros diferentes na haste (FIALHO, 2004). A Equação 23 é utilizada para dimensionar hastes em função do critério de flambagem e a Figura 17 demonstra os casos possíveis de ancoragem e as variáveis aplicáveis.

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * \eta_{at} * F_a}{\pi * P_{tb}}} \quad (22)$$

Onde:

D_p = diâmetro do pistão (mm)

η_{at} = rendimento do atuador

F_a = força de avanço (N)

P_{tb} = pressão de trabalho do fluido (MPa)

Figura 17 - Flambagem em hastes de cilindros

Cargas de Euler				
Carga de Euler	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
	Uma extremidade livre e a outra fixa	(Caso básico) As duas extremidades articuladas	Uma extremidade articulada e a outra fixa	As duas extremidades fixas
Representação Esquemática				
	Comprimento Livre de Flambagem			
	$\lambda = 2L$	$\lambda = L$	$\lambda = L \cdot (0,5)^{0,5}$	$\lambda = L/2$
Situação de Montagem para Cilindros Hidráulicos				
Notas			Guiar a carga com cuidado, porque há possibilidade de travamento.	Inadequado, provável ocorrência de travamento.

Fonte: Adaptado de (FIALHO, 2004).

$$F_a = \frac{\pi^3 * E * d_h^4}{S * \lambda^2 * 64} \quad (23)$$

Onde:

F_a = força de avanço máxima (N)

E = módulo de elasticidade (Pa)

d_h = diâmetro da haste (m)

S = fator de segurança

λ = comprimento livre de flambagem (m)

2.5 Garras

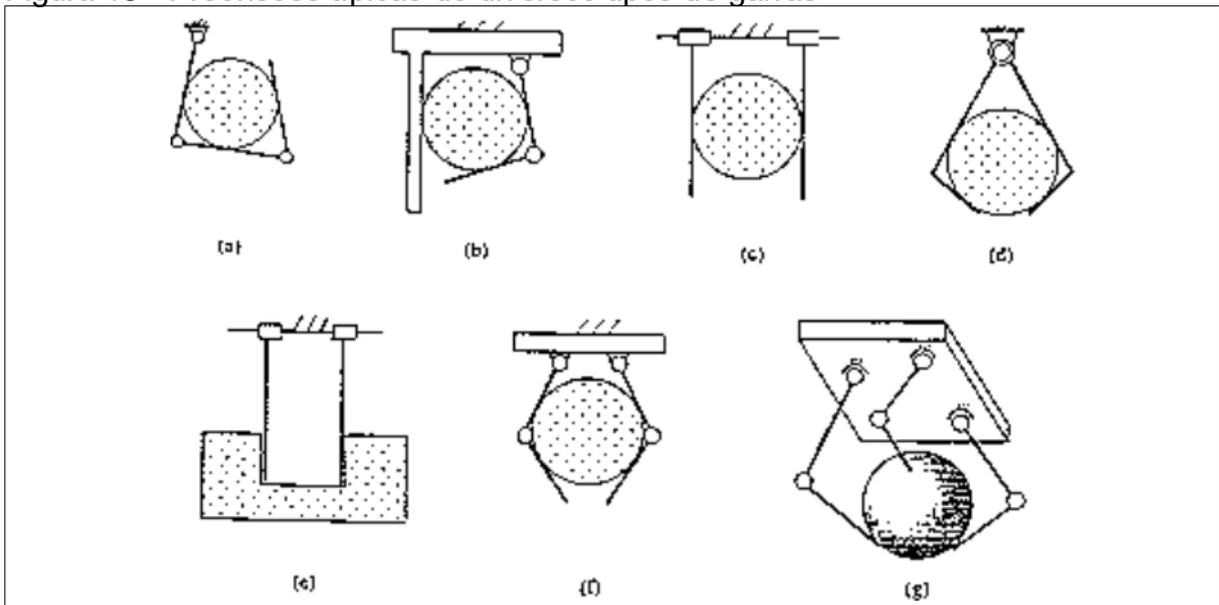
Garras são mecanismos utilizados para a manipulação de objetos. Elas podem ser de várias formas e comumente são relacionados com a anatomia humana, semelhante aos dedos de uma mão, as pinças de uma garra funcionam como um dedo. Observa-se que uma garra com dois dedos pode manipular com sucesso aproximadamente 40% dos objetos das mais diferentes formas. Uma garra com três dedos poderia manipular 90% de todos objetos, e uma na configuração com quatro dedos poderia manipular em torno de 99% das formas geométricas existentes (MATSUOKA, 1995).

Uma garra com a configuração de mão humana com vários membros apresenta elevada versatilidade em função de seus muitos graus de liberdade, sua utilização não é conveniente devido a sua complexidade de controle. Para executar um movimento, mecanismos e/ou atuadores são necessários em uma garra. Mecanismos de engrenagens ou 4 barras são utilizados para movimentar os membros da garra e utiliza-se atuadores pneumáticos, hidráulicos ou elétricos.

2.5.1 Tipos de garra

Algumas formas de manipulação, que podem caracterizar uma garra são apresentadas na Figura 18, (ISO/DIS 14539, 1998).

Figura 18 - Preensões típicas de diversos tipos de garras



Fonte: Adaptado de (ISO/DIS 14539, 1998).

Segundo a norma ISO/DIS 14539 (1998), os principais itens que caracterizam uma garra são:

- Geometria dos dedos e da palma;
- Posicionamento dos dedos na palma;
- Forma dos dedos e seus movimentos durante o agarramento;
- Número e posicionamento dos atuadores;
- Número e posicionamento dos sensores;
- Mecanismos de transmissão da potência;
- Mecanismo de fixação efetuator / manipulador;
- Tipo e força de agarramento;
- Tempo de operação 'de agarramento, tempo do ciclo';
- Tipo de sistema de controle empregado 'força e/ou posição';
- Número e material dos dedos;
- Número de graus de liberdade dos dedos;
- Geometria, peso, temperatura máxima e mínima, propriedades magnéticas e características da superfície do objeto a ser manipulado.

Tendo em vista a utilização de garras, as mais comuns, devido a facilidade e construção, são as garras de 2 e 3 dedos.

2.5.2 Estado da arte

Há várias abordagens sobre a construção e o projeto de garras. Vários autores realizaram estudos sobre o desenvolvimento de garras com as mais variadas variações, como garras para aplicação robótica (SALISBURY; CRAIG, 1982; MATSUOKA, 1995; LUCAS, 2003; FIEGENBAUM et al., 2016).

Salisbury e Craig (1982) apresentam uma abordagem sobre a versatilidade da geometria de garras inspiradas em formas de mãos humanas. De forma semelhante, Matsuoka (1995) relacionou o número de membros de uma garra com a porcentagem de geometrias passíveis de serem manipuladas.

Lucas (2003) apresenta em seu estudo a construção de uma garra para aplicação em um robô que possui acionamentos pneumáticos e dois membros. Fiegenbaum, et al. (2016) apresenta uma garra para aplicação robótica com a utilização de ventosas, sem membros ou pinças.

3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a metodologia implementada para o dimensionamento de uma garra para o transporte de toras de madeira.

3.1 Metodologia da pesquisa

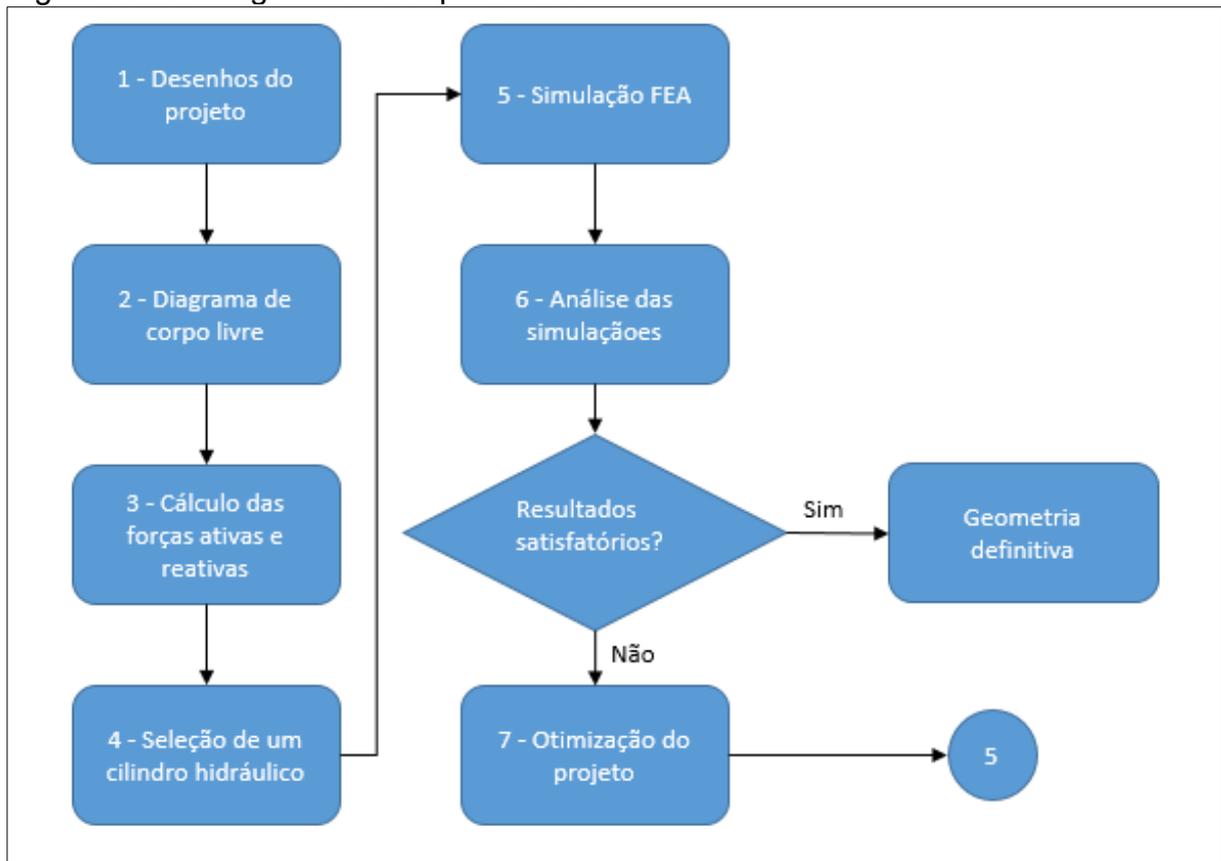
O presente trabalho é classificado como de natureza aplicada. O trabalho de natureza aplicada tem por objetivo a produção de conhecimentos que tenham aplicação prática e dirigida à solução de problemas reais específicos, envolvendo as verdades e os interesses locais (GIL, 2008).

Este trabalho se classifica como um estudo de caso, o estudo de caso “consiste no estudo profundo e exaustivo de um ou mais objetos, de maneira que permita seu amplo e detalhado conhecimento” (GIL, 2008, p. 57 - 58).

3.2 Procedimentos metodológicos para o dimensionamento da garra

Esta seção apresenta a metodologia utilizada para desenvolver o projeto de uma garra para a movimentação de toras de madeira. A Figura 19 ilustra as atividades propostas neste trabalho.

Figura 19 - Fluxograma de etapas do estudo



Fonte: Do autor (2019).

As atividades descritas e apresentadas no fluxograma acima são as seguintes:

Atividade 1: determinar as geometrias e as dimensões dos componentes da garra considerando as necessidades funcionais 'dimensões máximas e mínimas de abertura e fechamento da garra em função dos tamanhos das toras', materializando a geometria dos componentes em um ambiente CAD, utilizando o software *solidworks*.

Atividade 2: desenvolver os diagramas de corpo livre da garra direita, da garra esquerda e da estrutura, para que seja possível calcular as forças que agem em cada componente. Com os diagramas de corpo livre, torna-se possível estabelecer as distâncias que influenciam nos carregamentos da estrutura da garra.

Atividade 3: através da análise dos diagramas de corpo livre, as dimensões que influenciam nas cargas que envolvem a garra são conhecidas e os cálculos de

equilíbrio para encontrar as forças ativas e reativas e a força necessária no cilindro hidráulico foram realizados.

Atividade 4: com a força necessária no atuador hidráulico definido, o cálculo do diâmetro do pistão e a força máxima devido a flambagem da haste foram realizados. É possível a seleção de um cilindro hidráulico adequado que seja coerente com os resultados dos cálculos realizados.

Atividade 5: com a definição da posição e da magnitude das cargas que agem em cada componente, foi realizado estudos dos componentes utilizando uma metodologia FEA (análise de elementos finitos), para que seja possível encontrar a tensão devido ao carregamento combinado nos componentes relevantes.

Atividade 6: análise dos resultados das simulações dos componentes, analisando as tensões máximas e a possibilidade de otimização da geometria.

Atividade 7: caso aplicável, a geometria será otimizada, com o intuito de prevenir a falha dos componentes ou o superdimensionamento.

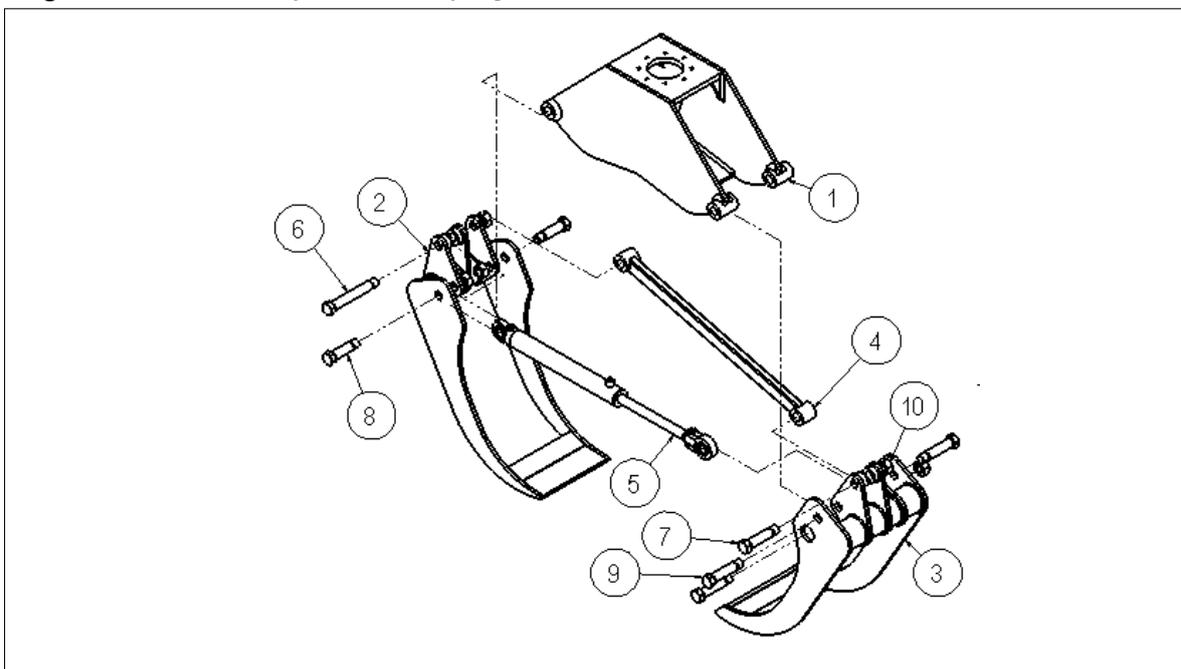
4 DESENVOLVIMENTO

Este capítulo apresenta o desenvolvimento das atividades propostas para o desenvolvimento da garra proposta.

4.1 Geometria inicial

A geometria inicial foi desenvolvida com o intuito de cumprir os itens definidos no Capítulo 1. Abaixo, a Figura 20 demonstra uma vista explodida com todos os componentes.

Figura 20 - Vista explodida do projeto base

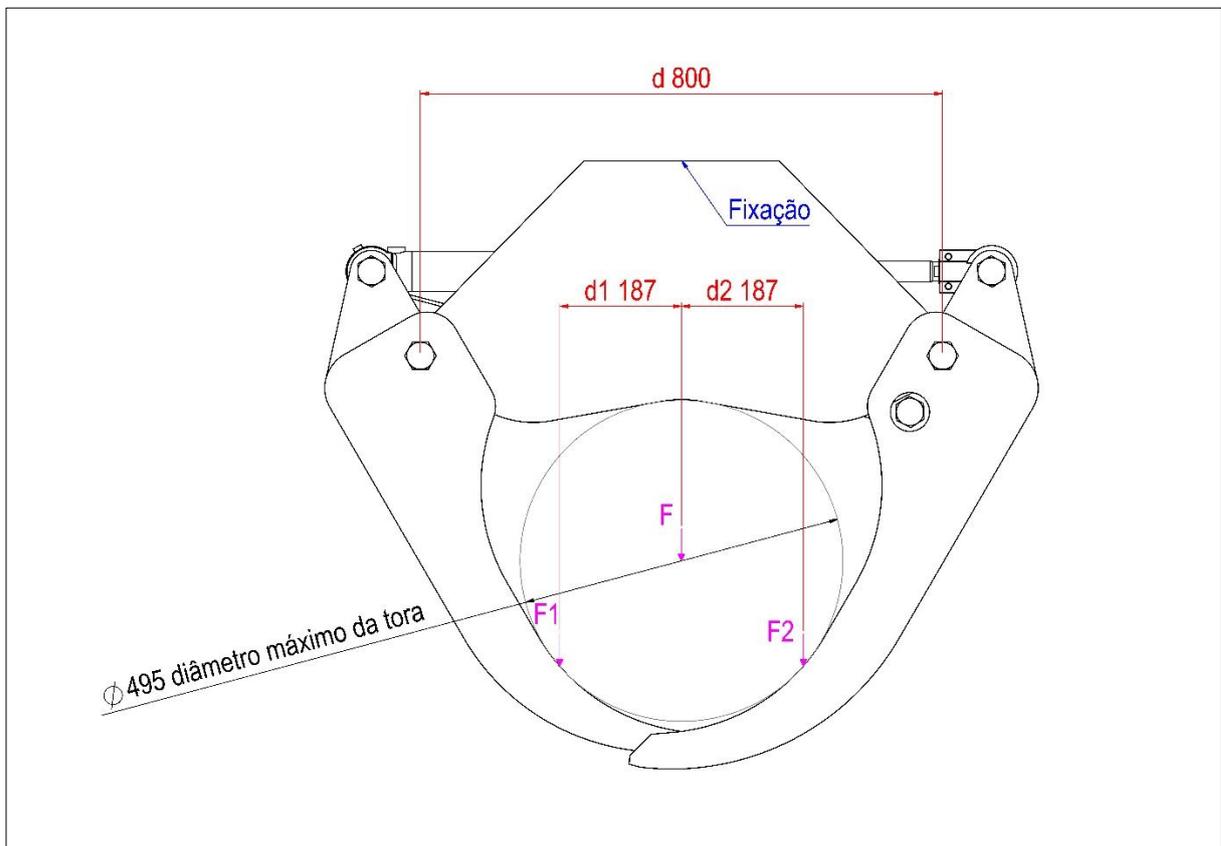


Fonte: Do autor (2020).

4.2 Dimensões básicas

As dimensões básicas da garra que influenciaram nas forças ativas e reativas são apresentadas na Figura 21. O maior diâmetro de tora possível é de 495mm. Para o maior diâmetro possível, os pontos de tangência e de aplicação da carga oriunda da tora estão localizados a 187mm a direita incidindo na garra direita e devido a simetria, a distância é igualmente 187mm no ponto de incidência da carga na garra esquerda.

Figura 21 - Diâmetro máximo da tora



Fonte: Do autor (2020).

A carga que aplicada em cada garra pode ser calculada com a aplicação da Equação 2 e da Equação 3:

$$\sum F_y = 0 \quad (2)$$

Onde:

$\sum F_y$ = somatório de forças na direção y (N)

Substituindo as variáveis:

$$F_1 + F_2 - 4000 * 9,81 = 0$$

$$\sum M = 0 \quad (3)$$

Onde:

$\sum M$ = somatório de momentos (N*m)

Substituindo as variáveis considerando o ponto F1 como 0:

$$4000 * 9,81 * 0,187 - F_2 * 0,374 = 0$$

$$F_2 = 19620N$$

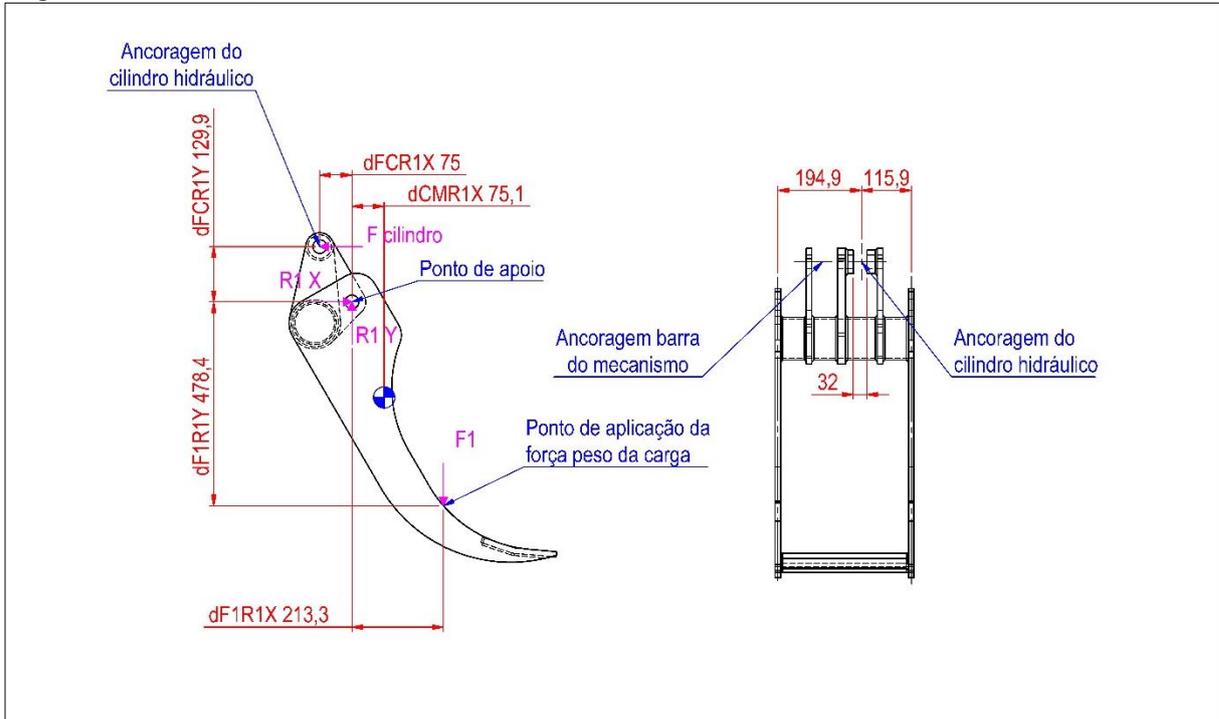
$$F_1 = 19620N$$

4.3 Diagramas de corpo livre

Para conseguir calcular as forças ativas e reativas no conjunto, o diagrama de corpo livre precisa ser realizado, conhecendo as dimensões principais que influenciam nos carregamentos. Os elementos de fixação do cilindro hidráulico na garra esquerda tem uma massa de 1,81kg, os elementos de fixação do cilindro hidráulico na garra direita tem uma massa de 1,35kg, os elementos de fixação da barra do mecanismo com a garra direita tem uma massa de 1,22kg, a barra do mecanismo tem uma massa de 5,23kg e o cilindro apresenta uma massa de

10,79kg. A garra esquerda possui uma massa de 35,67kg. A Figura 22 apresenta o DCL da garra esquerda com suas respectivas dimensões:

Figura 22 - DCL garra esquerda



Fonte: Do autor (2020).

A força necessária no cilindro e as forças reativas podem ser calculadas com a Equação 1, a Equação 2 e a Equação 3:

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

Onde:

$\sum F_x$ = somatório de forças na direção x (N)

Substituindo as variáveis:

$$R_{1X} - F_{cilindro} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad (2)$$

Onde:

$\sum F_y$ = somatório de forças na direção y (N)

Substituindo as variáveis:

$$\begin{aligned} -F_1 + R_{1Y} - P_{cilindro} - P_{elementos\ fixação} - P_{barra} - P_{garra\ esquerda} &= 0 \\ -19620 + R_{1Y} - 10,79 * \frac{9,81}{2} - 1,81 * 9,81 - 5,23 * \frac{9,81}{2} - 35,67 * 9,81 &= 0 \\ R_{1Y} &= 20066,26N \end{aligned}$$

$$\sum M = 0 \quad (3)$$

Onde:

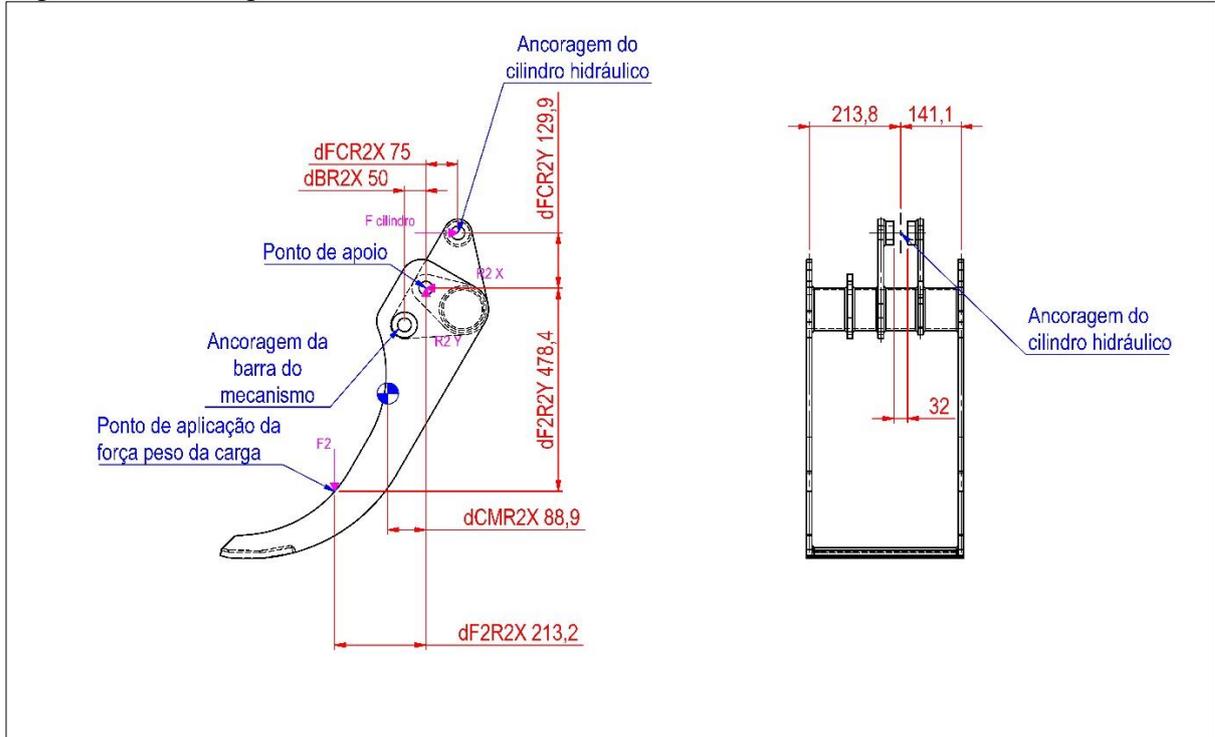
$\sum M$ = somatório de momentos (N*m)

Substituindo as variáveis considerando o ponto de articulação como 0:

$$\begin{aligned} F_1 * d_{F1R1X} - F_{cilindro} * d_{FCR1Y} - (P_{cilindro} + P_{elementos\ fixação} + P_{barra}) * d_{FCR1X} \\ - P_{garra\ esquerda} * d_{CMR1X} &= 0 \\ 19620 * 213,3 - F_{cilindro} * 129,9 - \left(10,79 * \frac{9,81}{2} - 1,81 * 9,81 - 5,23 * \frac{9,81}{2}\right) * 75 \\ + 35,67 * 9,81 * 75,1 &= 0 \\ F_{cilindro} &= 32363,4N \\ R_{1X} &= 32363,4N \end{aligned}$$

A Figura 23 apresenta o DCL da garra esquerda com suas respectivas dimensões:

Figura 23 - DCL garra direita



Fonte: Do autor (2020).

A força necessária no cilindro e as forças reativas na garra direita podem ser calculadas com a Equação 1, a Equação 2 e a Equação 3:

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

Onde:

$\sum F_x$ = somatório de forças na direção x (N)

Substituindo as variáveis:

$$R_{2x} - F_{cilindro} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad (2)$$

Onde:

$\sum F_y$ = somatório de forças na direção y (N)

Substituindo as variáveis:

$$\begin{aligned} -F_2 + R_{2Y} - P_{cilindro} - P_{elementos\ fixação\ cilindro} - P_{elementos\ fixação\ barra} - P_{barra} \\ - P_{garra\ direita} = 0 \\ -19620 + R_{2Y} - 10,79 * \frac{9,81}{2} - 1,35 * 9,81 - 1,22 * 9,81 - 5,23 * \frac{9,81}{2} - 38,31 * 9,81 \\ = 0 \\ R_{2Y} = 20099,61N \end{aligned}$$

$$\sum M = 0 \quad (3)$$

Onde:

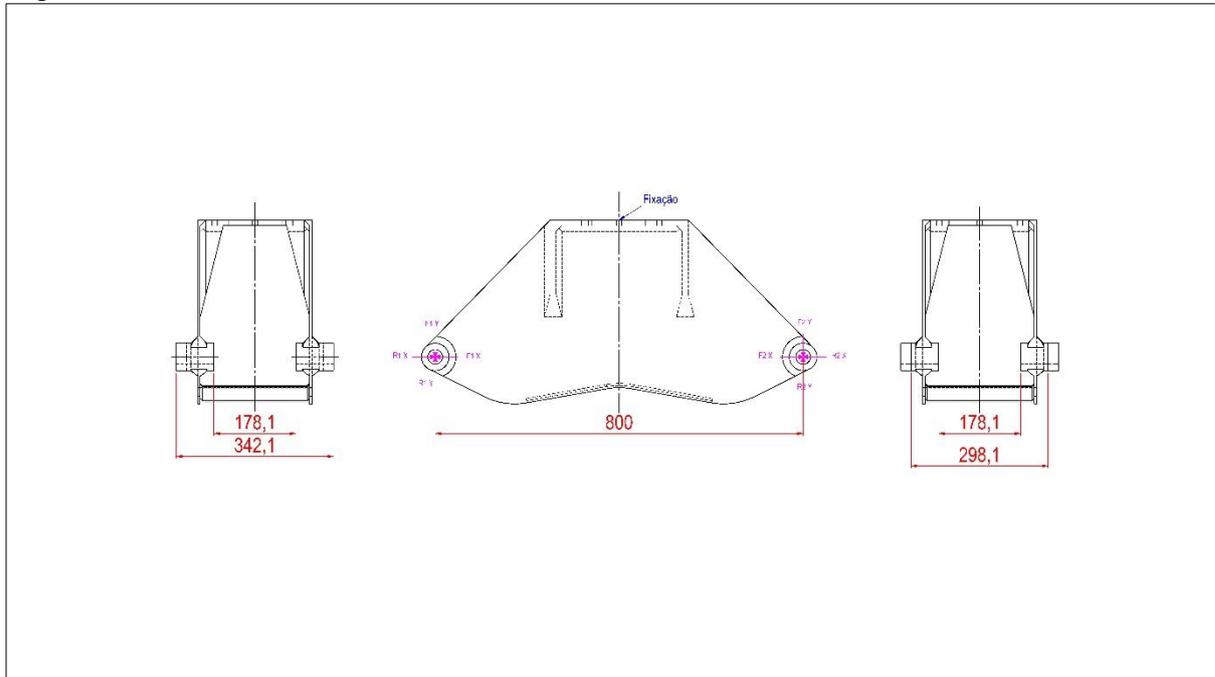
$\sum M$ = somatório de momentos (N*m)

Substituindo as variáveis considerando o ponto de articulação como 0:

$$\begin{aligned} -F_2 * d_{F2R2X} + F_{cilindro} * d_{FCR2Y} - (P_{cilindro} + P_{elementos\ fixação\ cilindro}) * d_{FCR2X} \\ - (P_{barra} + P_{elementos\ fixação\ barra}) * d_{BR2X} - P_{garra\ direita} * d_{CMR2X} = 0 \\ -19620 * 213,2 + F_{cilindro} * 129,9 - \left(10,79 * \frac{9,81}{2} + 1,35 * 9,81\right) * 75 \\ - \left(5,23 * \frac{9,81}{2} + 1,22 * 9,81\right) * 50 - 38,31 * 9,81 * 88,9 = 0 \\ F_{cilindro} = 32450,2N \\ R_{2X} = -32450,2N \end{aligned}$$

A Figura 24 apresenta o DCL estrutura com suas respectivas dimensões:

Figura 24 - DCL estrutura



Fonte: Do autor (2020).

As forças reativas na estrutura direita podem ser calculadas com a Equação 1 e a Equação 2:

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

Onde:

$\sum F_x$ = somatório de forças na direção x (N)

Substituindo as variáveis:

$$-R_{1X} + F_{1X} + R_{2X} - F_{2X} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad (2)$$

Onde:

$\sum F_y$ = somatório de forças na direção y (N)

Substituindo as variáveis:

$$-F_{1Y} + R_{1Y} - F_{2Y} + R_{2Y} = 0$$

$$R_{1X} = 32363,4N$$

$$R_{2X} = -32450,2N$$

$$R_{1Y} = 20066,26N$$

$$R_{2Y} = 20099,61N$$

4.4 Elementos de fixação

Os elementos de fixação utilizados são parafusos com rosca parcial e porcas. Os parafusos foram escolhidos por uma questão de padronização, terem todos o diâmetro de 32mm e rosca M30. Os parafusos, por sofrerem somente esforço cisalhante, são dimensionados utilizando a Equação 7. A classe do parafuso utilizada será 8.8, que apresenta um limite de escoamento mínimo de 660MPa (NORTON, 2013). O parafuso que tem a maior carga localiza-se no ponto de articulação das garras na estrutura, onde o carregamento no eixo X é de 32450,2N e no eixo Y é de 20099,61N, o que gera uma carga resultante de 38170,8N que dividida pelos dois parafusos de apoio resulta em 19085,38N.

$$\tau = \frac{P * Q}{I * t} \quad (7)$$

Onde:

τ = tensão cisalhante (MPa)

P = força cisalhante (N)

I = momento de inércia da área da seção transversal inteira calculada em relação ao eixo neutro (mm^4)

t = largura da área da seção transversal do elemento, medida no ponto onde a tensão deve ser determinada (mm)

$Q = \int A' y dA' = \bar{y}' A'$ onde A' é a porção superior (ou inferior) da área da seção transversal do elemento. Definido pela seção onde t é medida e \bar{y}' é a distância até o centroide de A' medido em relação ao eixo neutro (mm^3)

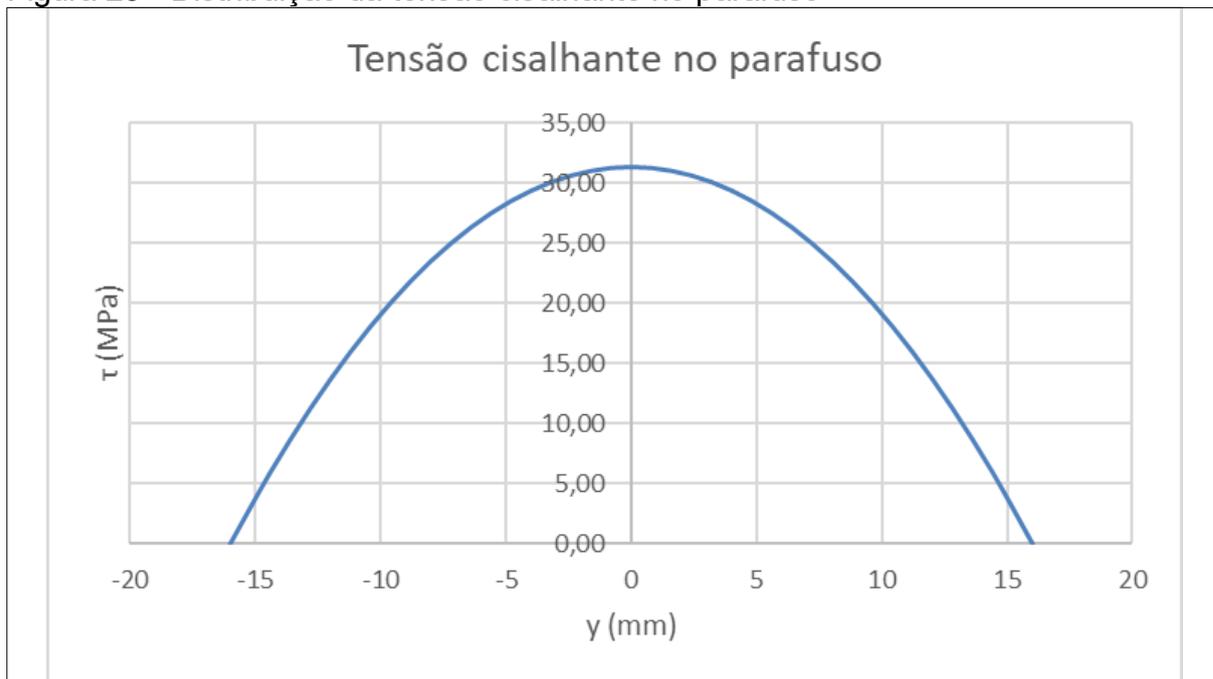
Substituindo as variáveis:

$$\tau = \frac{P * \left(\frac{2}{3} * \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 - y^2 \right)^{3/2} \right)}{\left(\frac{\pi}{4} * \left(\frac{d}{2} \right)^4 \right) * \left(2 * \left(\left(\frac{d}{2} \right)^2 - y^2 \right)^{1/2} \right)}$$

$$\tau = \frac{19085,38 * \left(\frac{2}{3} * \left(\left(\frac{32}{2} \right)^2 - y^2 \right)^{3/2} \right)}{\left(\frac{\pi}{4} * \left(\frac{32}{2} \right)^4 \right) * \left(2 * \left(\left(\frac{32}{2} \right)^2 - y^2 \right)^{1/2} \right)}$$

Resolvendo a equação acima para a distância y de 16mm na parte superior do cilindro até -16mm na parte inferior do cilindro, a tensão cisalhante transversal possui uma distribuição conforme Figura 25.

Figura 25 - Distribuição da tensão cisalhante no parafuso



Fonte: Do autor (2020).

A máxima tensão cisalhante ocorre no centro do cilindro e apresenta o valor de 31,64MPa, o fator de segurança dos parafusos pode ser calculado com a Equação 17:

$$N = \frac{S_{ys}}{\tau_{m\acute{a}x}} = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad (17)$$

Onde:

S_{ys} = tensão de cisalhamento no escoamento (Pa)

S_y = tensão normal de escoamento (Pa)

$\tau_{m\acute{a}x}$ = tensão cisalhante máxima (Pa)

N = fator de segurança (-)

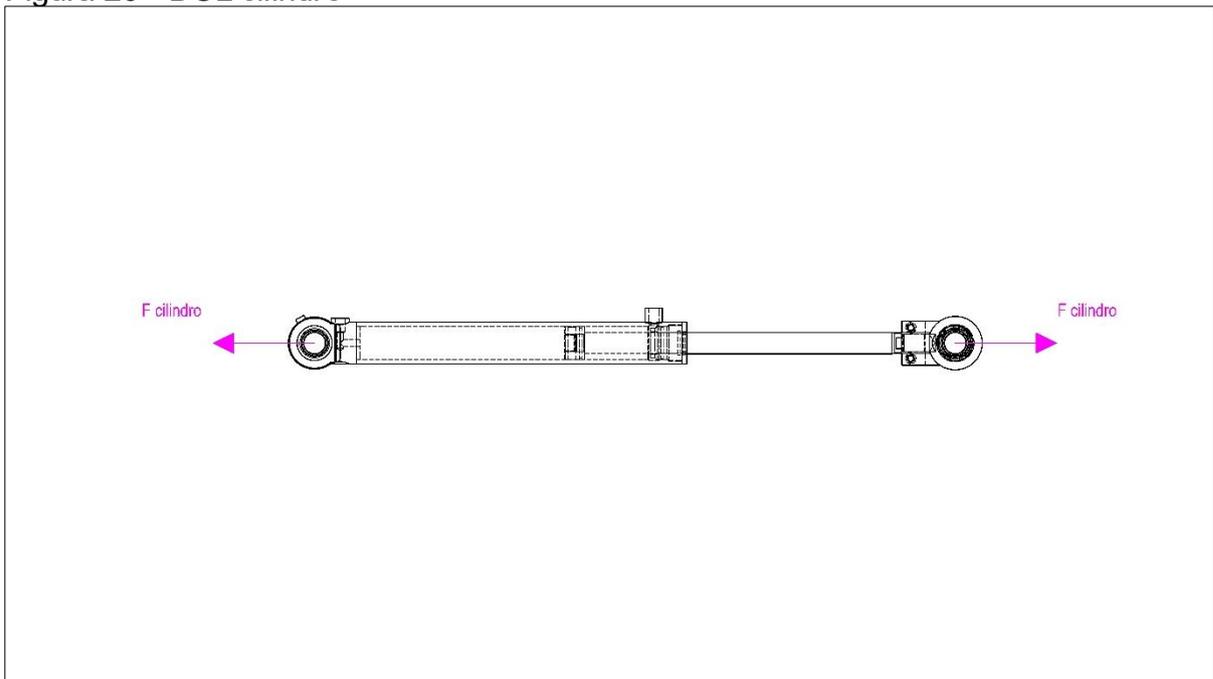
Substituindo as variáveis:

$$N = \frac{0,5 * 660}{31,64} = 10,4 \quad (17)$$

4.5 Cilindro hidráulico

O cilindro hidráulico tem a função de fornecer a movimentação para a garra e a força necessária para que os esforços oriundos da tora não abram as garras. Como visto anteriormente, a força necessária que o cilindro deve entregar é de 32217,6N. A Figura 26 apresenta o DCL do cilindro hidráulico.

Figura 26 - DCL cilindro



Fonte: Do autor (2020).

Considerando o rendimento de 90% devido às perdas por atrito no êmbolo (FIALHO, 2004) e uma pressão de trabalho de 250 bar, o diâmetro do pistão do cilindro hidráulico pode ser encontrado com a utilização da Equação 22:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * \eta_{at} * F_a}{\pi * P_{tb}}} \quad (22)$$

Onde:

D_p = diâmetro do pistão (m)

η_{at} = rendimento do atuador

F_a = força de avanço (N)

P_{tb} = pressão de trabalho do fluido (Pa)

Substituindo as variáveis:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * 0,9 * 32450,2}{\pi * 25 * 10^9}}$$

$$D_p = 38,6mm$$

A força máxima devido a flambagem da haste, pode ser encontrada através da Equação 23, o módulo elástico do aço é de 210 GPa (FIALHO, 2004) e o curso do cilindro para o funcionamento da garra deve ser de 500mm, considerando as duas extremidades do cilindro articuladas, o caso 2 apresentado na Figura 17 é aplicável, conseqüentemente o valor de λ será de 500mm.

$$F_a = \frac{\pi^3 * E * d_h^4}{S * \lambda^2 * 64} \quad (23)$$

Onde:

F_a = força de avanço máxima (N)

E = módulo de elasticidade (Pa)

d_h = diâmetro da haste (m)

S = fator de segurança

λ = comprimento livre de flambagem (m)

Substituindo as variáveis:

$$F_a = \frac{\pi^3 * 210 * 10^9 * 0,032^4}{2 * 0,5^2 * 64}$$

$$F_a = 213362,87N$$

Com a pressão de trabalho de 250 bar, o diâmetro definido e a força de atuação máxima devido à flambagem maior do que a força de atuação necessária, o cilindro escolhido foi o Rexroth MP5 com êmbolo de 50mm e diâmetro da haste de 32mm para o curso projetado (REXROTH, 2020).

4.6 Simulações FEA

O material para as garras e para a estrutura levado em consideração será um aço ASTM A36 que possui um limite de escoamento mínimo de 250 MPa e um limite de ruptura mínimo de 400 MPa (ARCELORMITTAL, 2020).

4.6.1 Garra esquerda

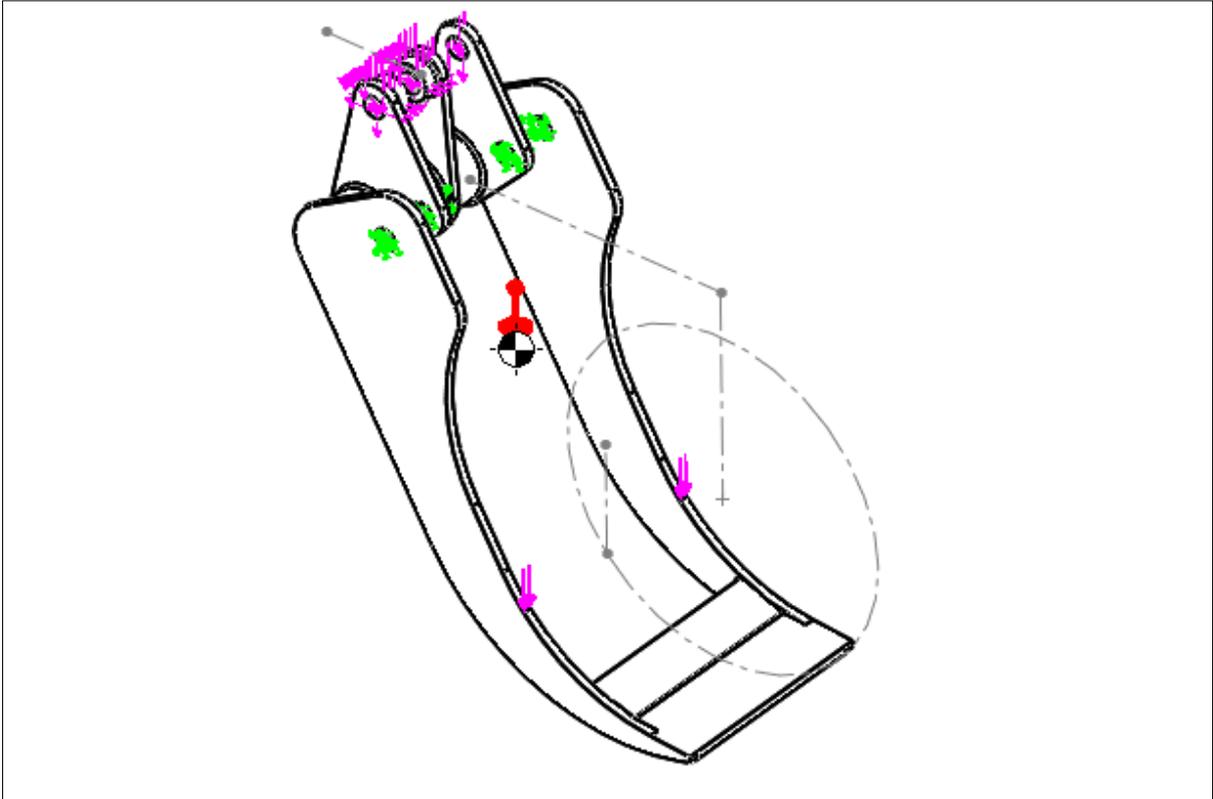
4.6.1.1 Condições de contorno

Para a realização da simulação da garra esquerda, foi considerado a carga referente a massa da tora (19620N) distribuída sobre duas linhas nos pontos de tangencia em ambas as abas da garra. A força gerada pelo cilindro (32363,35N) foi aplicada no ponto de ancoragem, assim como a força referente a massa dos elementos de fixação (17,76N), a força referente a massa do cilindro (52,9N) e a força referente a massa da barra do mecanismo (25,65N) nas suas respectivas direções de atuação. A gravidade foi considerada, com uma magnitude de 9,81m/s² atuando no sentido vertical.

As superfícies dos furos onde os elementos de fixação que unem a garra com a estrutura foram considerados fixos.

A Figura 27 representa as condições de contorno utilizadas.

Figura 27 - Condições de contorno garra esquerda

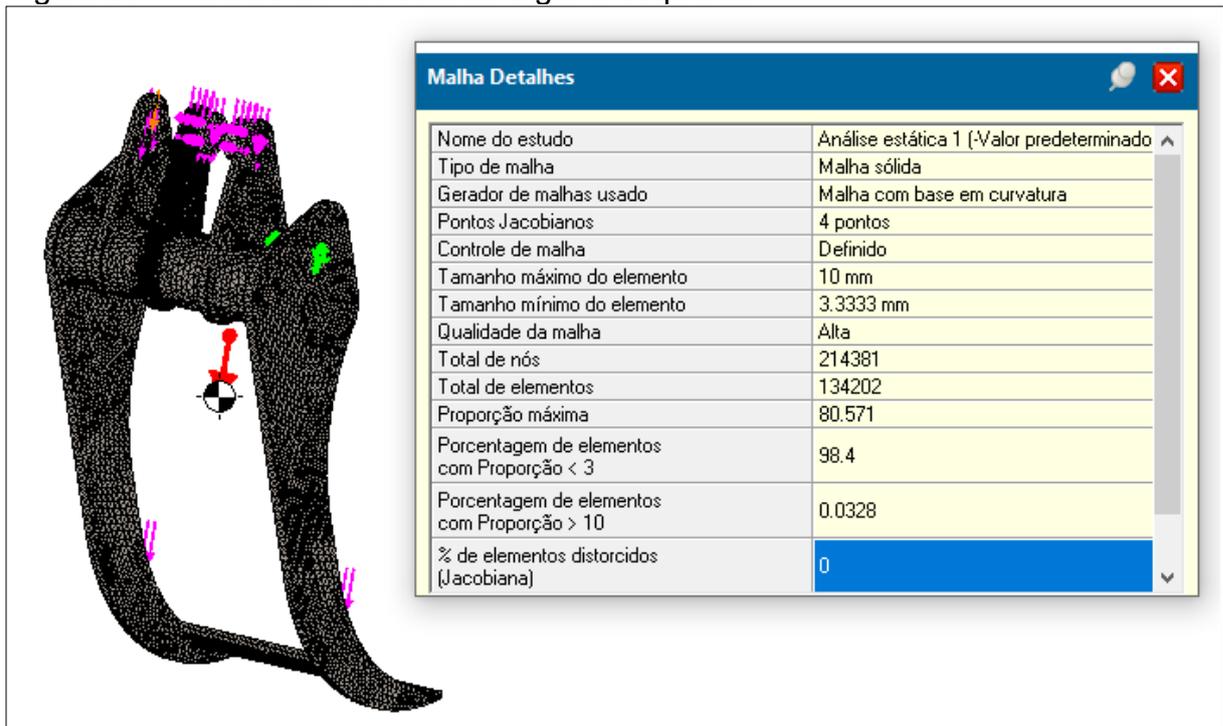


Fonte: Do autor (2020).

4.6.1.2 Malha

A malha utilizada no estudo da garra esquerda foi desenvolvida com um critério de malha com base em curvatura, com tamanho máximo de 10mm e tamanho mínimo de 3,33mm. Na área onde ocorreu tensões elevadas a malha foi refinada com um tamanho máximo de elemento de 2,5mm. A Figura 28 apresenta as características da malha utilizada.

Figura 28 - Características da malha garra esquerda

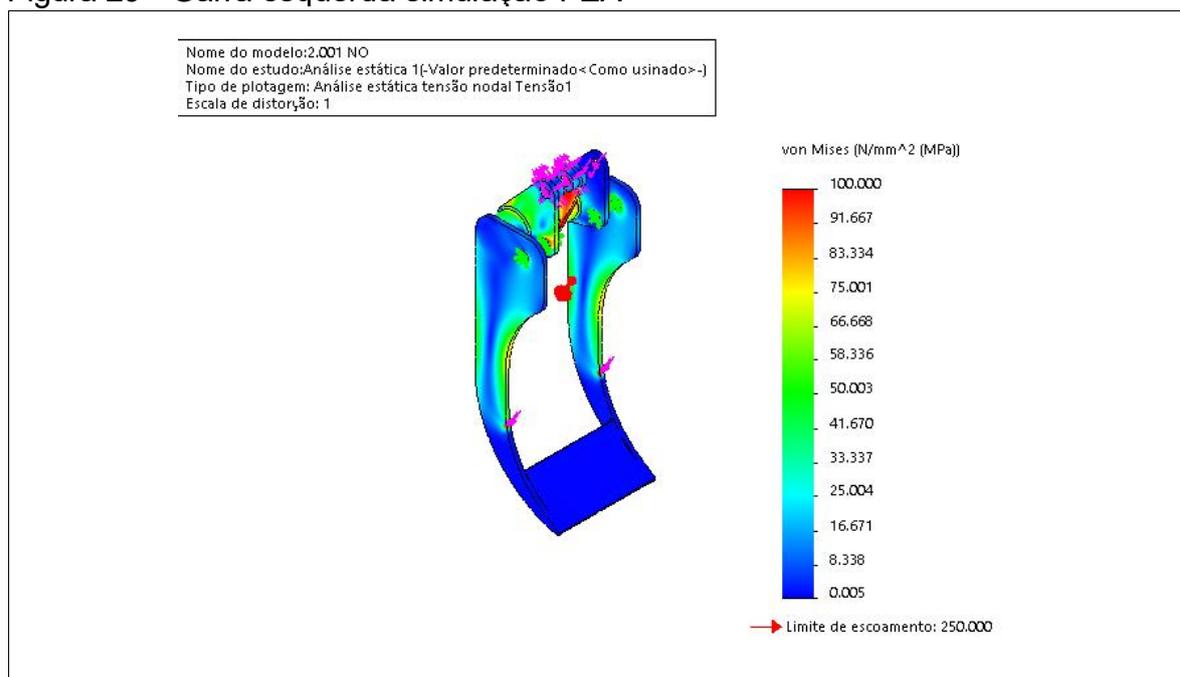


Fonte: Do autor (2020).

4.6.1.3 Resultados

Considerando as condições de contorno e a malha, a Figura 29 demonstra os resultados da análise da garra esquerda.

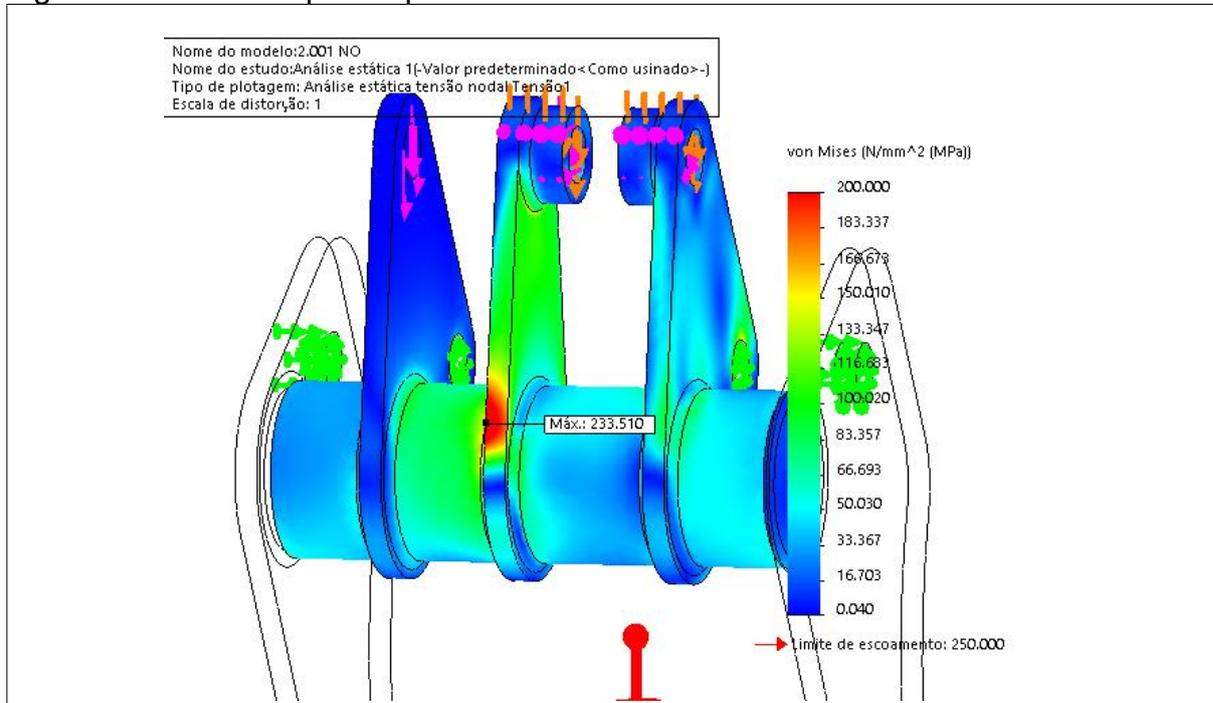
Figura 29 - Garra esquerda simulação FEA



Fonte: Do autor (2020).

Na Figura 30 é possível de perceber os pontos onde ocorreram as maiores tensões.

Figura 30 - Garra esquerda ponto mais solicitado



Fonte: Do autor (2020).

4.6.2 Garra direita

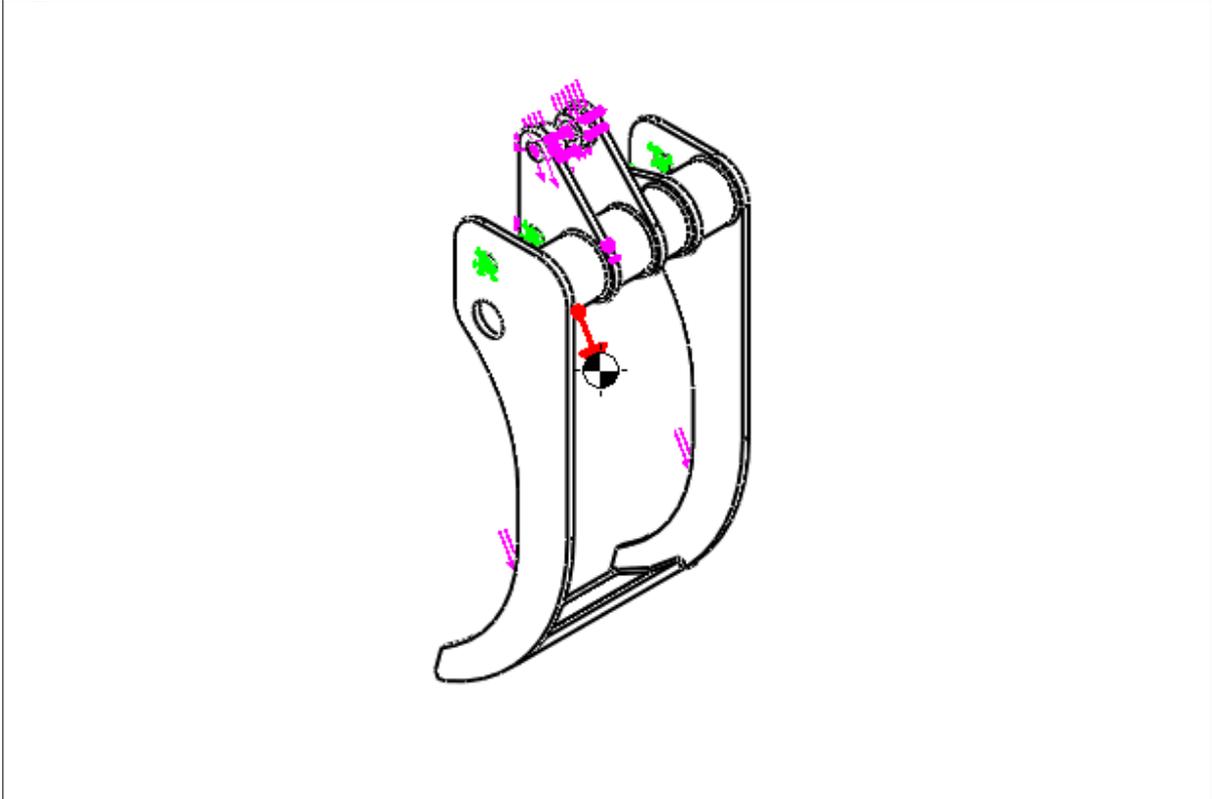
4.6.2.1 Condições de contorno

Para a realização da simulação da garra direita, foi considerado a carga referente a massa da tora (19620N) distribuída sobre duas linhas nos pontos de tangencia em ambas as abas da garra. A força gerada pelo cilindro (32450,2N) foi aplicada no ponto de ancoragem, assim como a força referente a massa dos elementos de fixção do cilindro (13,24N), a força referente a massa do cilindro (52,9N), a força referente a massa da barra do mecanismo (25,65N) e a força referente a massa dos elementos de fixção da barra (11,97N) nas suas respectivas direções de atuação. A gravidade foi considerada, com uma magnitude de $9,81\text{m/s}^2$ atuando no sentido vertical.

As superfícies dos furos onde os elementos de fixação que unem a garra com a estrutura foram considerados fixos.

A Figura 31 representa as condições de contorno utilizadas.

Figura 31 - Condições de contorno garra direita

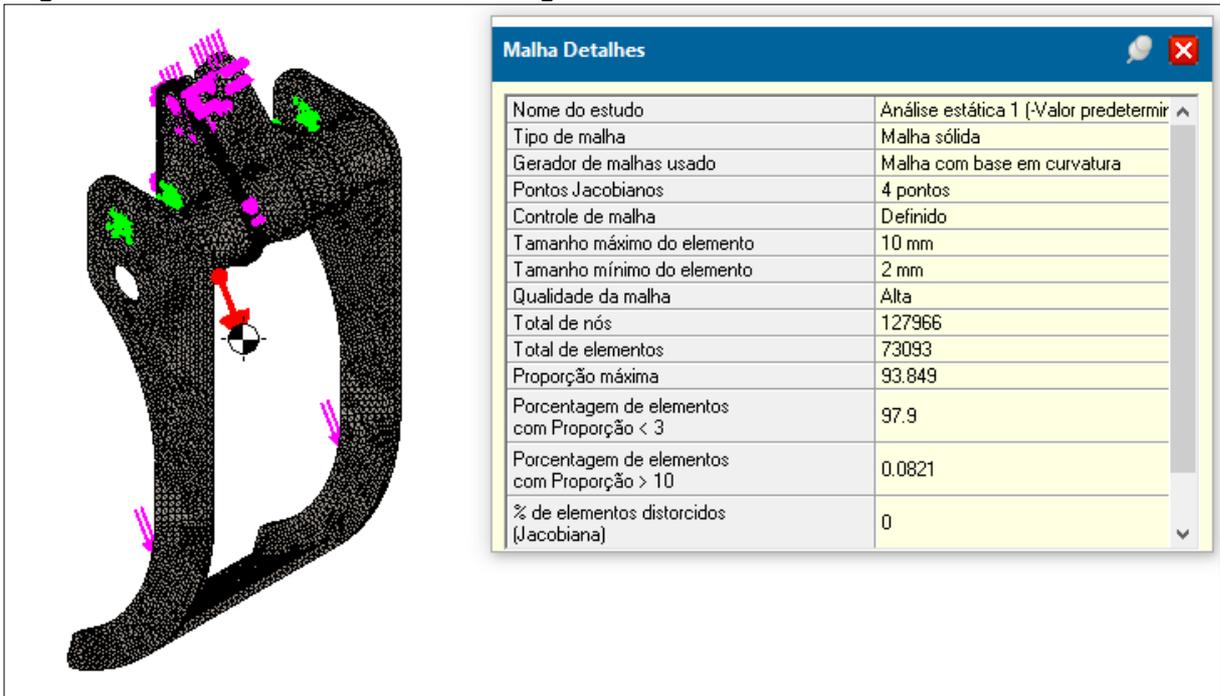


Fonte: Do autor (2020).

4.6.2.2 Malha

A malha utilizada no estudo da garra direita foi desenvolvida com um critério de malha com base em curvatura, com tamanho máximo de 10mm e tamanho mínimo de 3,33mm. Na área onde ocorreu tensões elevadas a malha foi refinada com um tamanho máximo de elemento de 2,5mm. A Figura 32 apresenta as características da malha utilizada.

Figura 32 - Características da malha garra direita

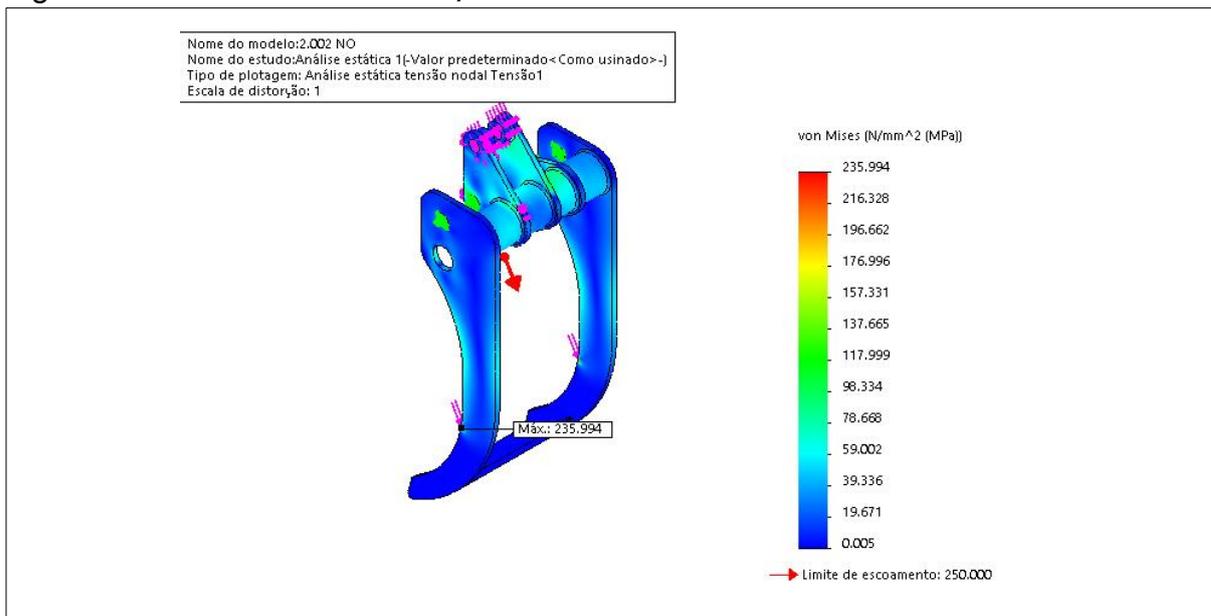


Fonte: do autor (2020).

4.6.2.3 Resultados

Considerando as condições de contorno e a malha, a Figura 33 demonstra os resultados da análise da garra esquerda.

Figura 33 - Garra direita simulação FEA



Fonte: Do autor (2020).

4.6.3 Estrutura

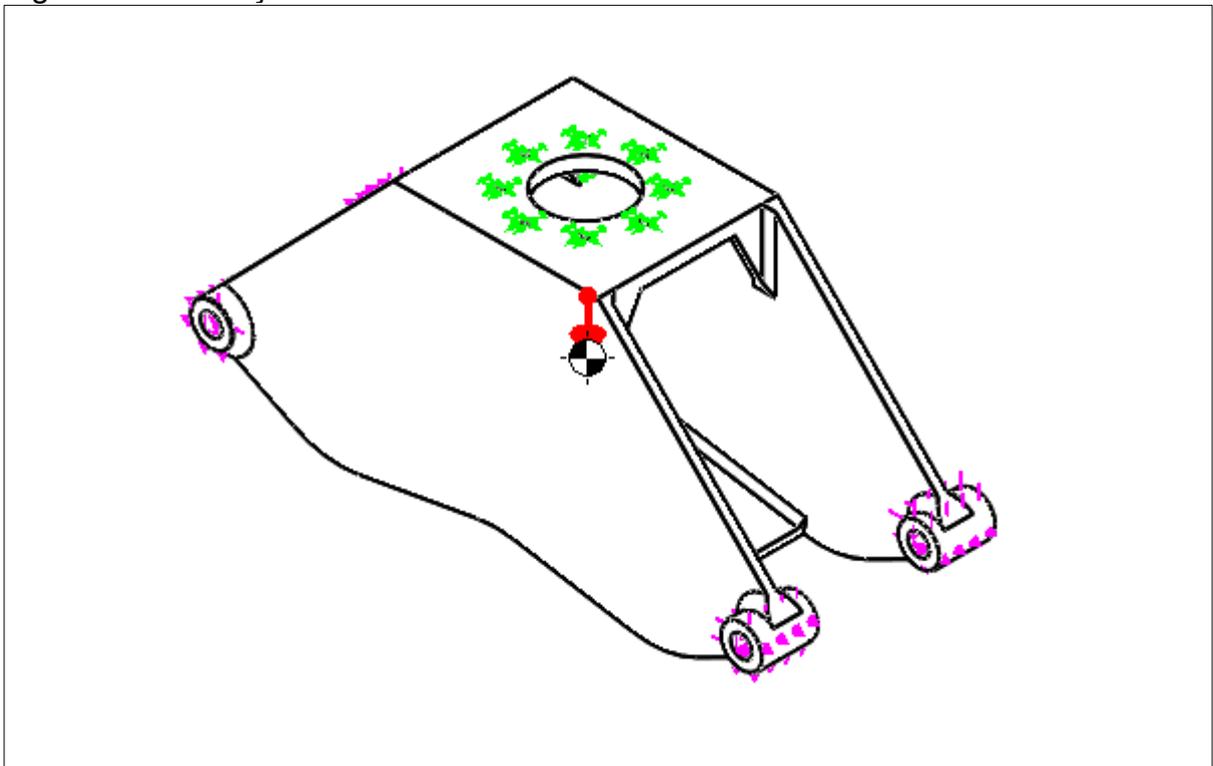
4.6.3.1 Condições de contorno

Para a realização da simulação da estrutura, foi considerado as cargas calculadas. A gravidade foi considerada, com uma magnitude de $9,81\text{m/s}^2$ atuando no sentido vertical.

As superfícies dos furos de fixação da estrutura foram considerados fixos.

A Figura 34 representa as condições de contorno utilizadas.

Figura 34 - Condições de contorno estrutura

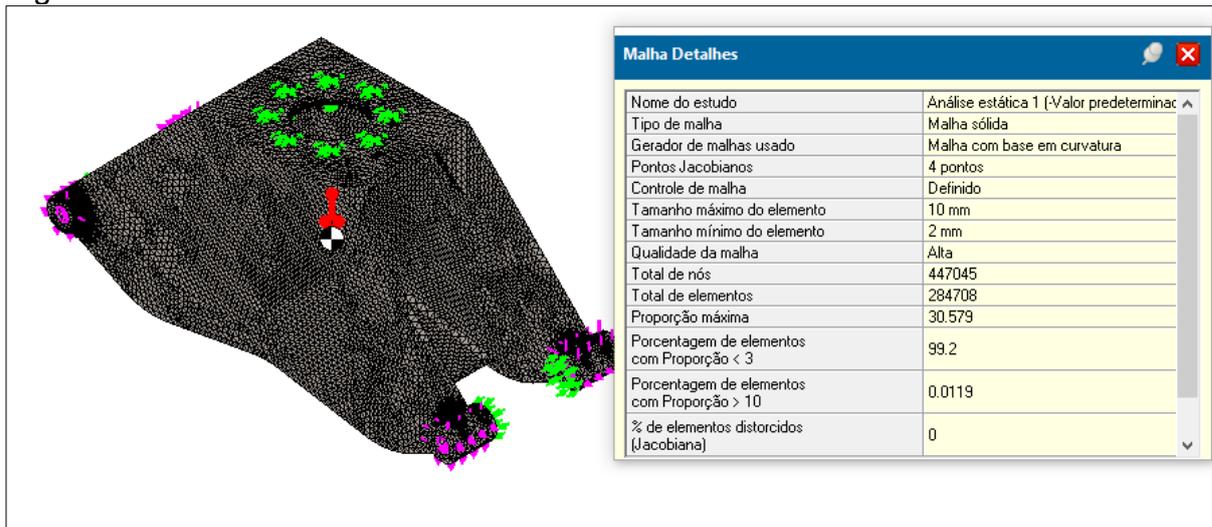


Fonte: Do autor (2020).

4.6.3.2 Malha

A malha utilizada no estudo da estrutura foi desenvolvida com um critério de malha com base em curvatura, com tamanho máximo de 10mm e tamanho mínimo de 2mm. Na área onde ocorreu tensões elevadas a malha foi refinada com um tamanho máximo de elemento de 2mm. A Figura 35 apresenta as características da malha utilizada.

Figura 35 - Características da malha estrutura

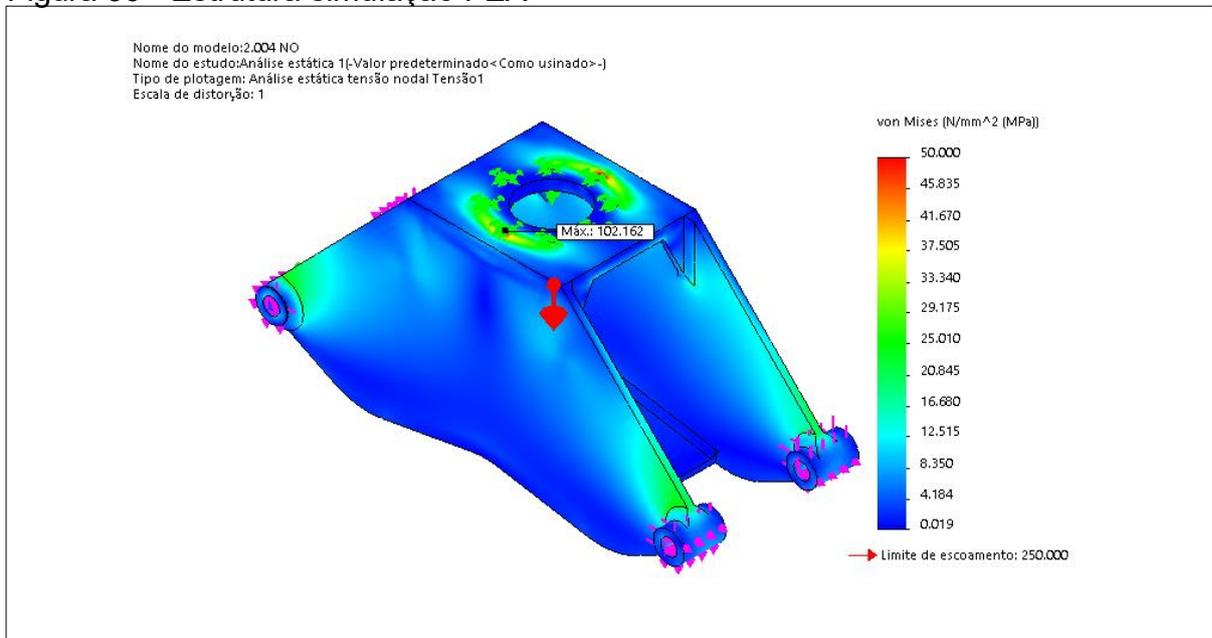


Fonte: Do autor (2020).

4.6.3.3 Resultados

Considerando as condições de contorno e a malha, a Figura 36 demonstra os resultados da análise da garra esquerda.

Figura 36 - Estrutura simulação FEA



Fonte: Do autor (2020).

4.7 Análise de resultados

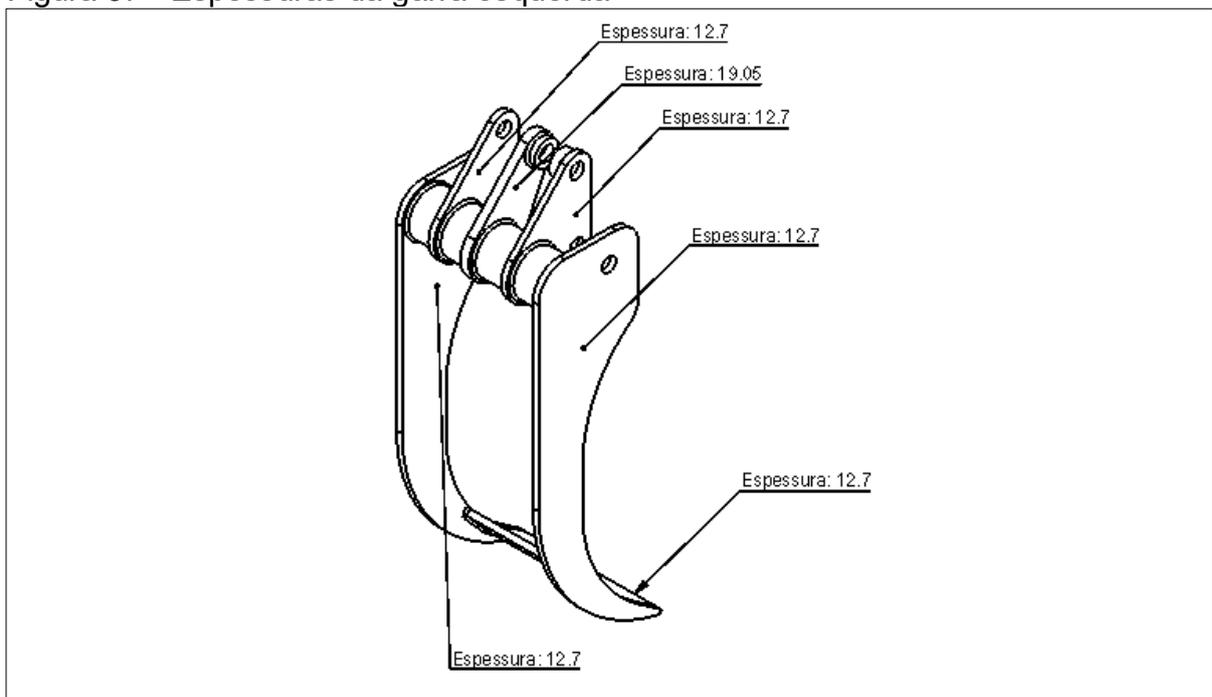
Com os resultados das simulações realizadas, é possível verificar pontos onde a solicitação mecânica é exacerbada, como representado na Figura 30, e pontos onde a tensão de von mises é muito pequena, conforme representado na Figura 36. Tendo em vista estas percepções, é possível da geometria ser otimizada, alterando a forma e as espessuras utilizadas afetando as tensões geradas devido ao carregamento.

4.8 Otimização da geometria

4.8.1 Garra esquerda

A espessura do membro da garra esquerda onde ocorreu elevadas tensões, próximas do limite de escoamento, foi aumentada a fim de que as tensões em no membro fossem minimizadas. A Figura 37 demonstra as espessuras das partes da garra esquerda.

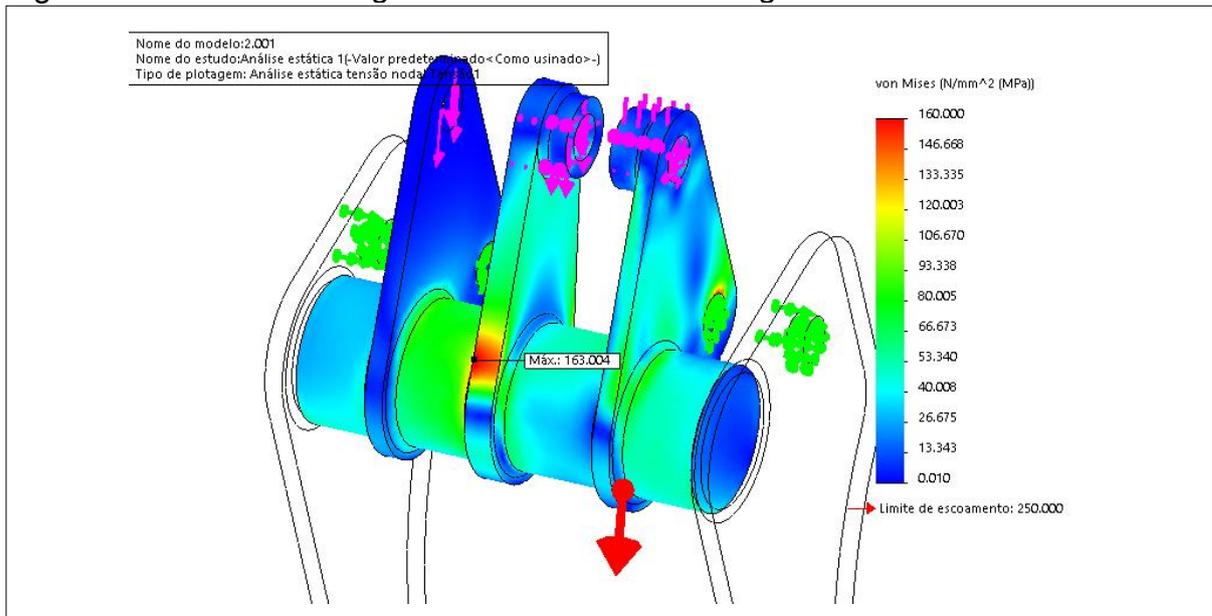
Figura 37 - Espessuras da garra esquerda



Fonte: Do autor (2020).

Com a alteração da espessura do membro central do mecanismo da garra de 12,7mm (1/2") para 19,05mm (3/4"), as tensões atuantes no região são demonstradas na Figura 38.

Figura 38 - Tensões na região mais solicitada com a geometria otimizada

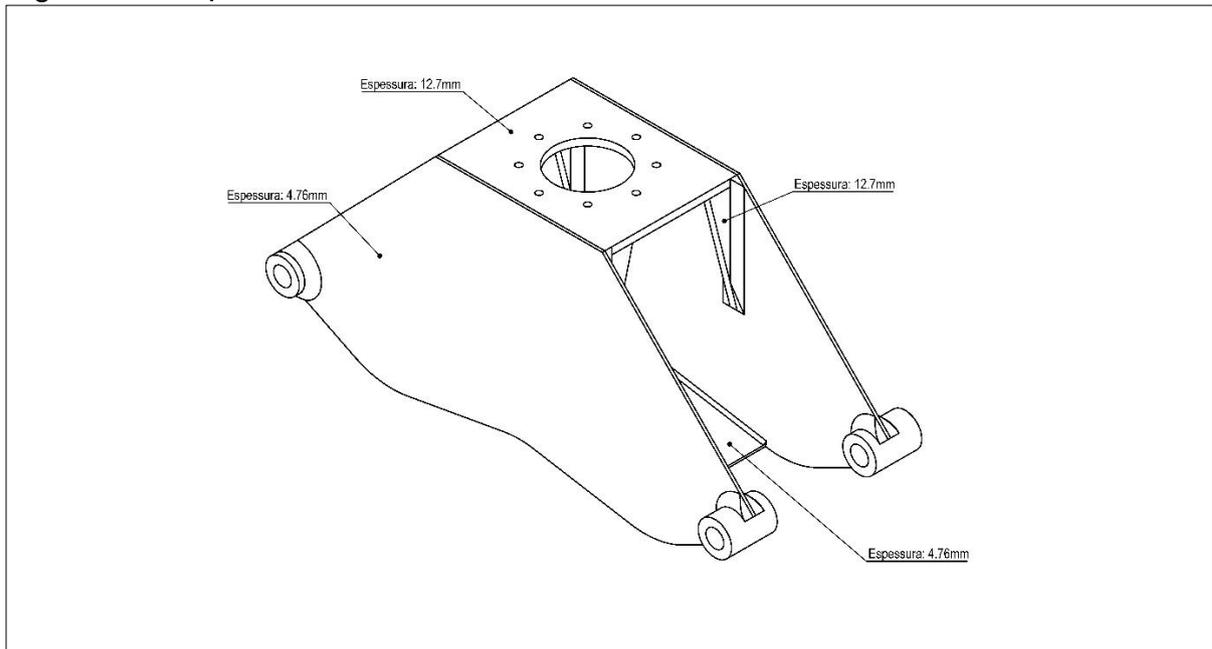


Fonte: Do autor (2020).

4.8.2 Estrutura

A estrutura devido as baixas tensões apresentadas, teve sua geometria alterada. As espessuras foram alteradas a fim de reduzir o peso e manter as tensões em um nível aceitável, menor que o limite de escoamento do material. A Figura 39 demonstra a geometria e as respectivas espessuras.

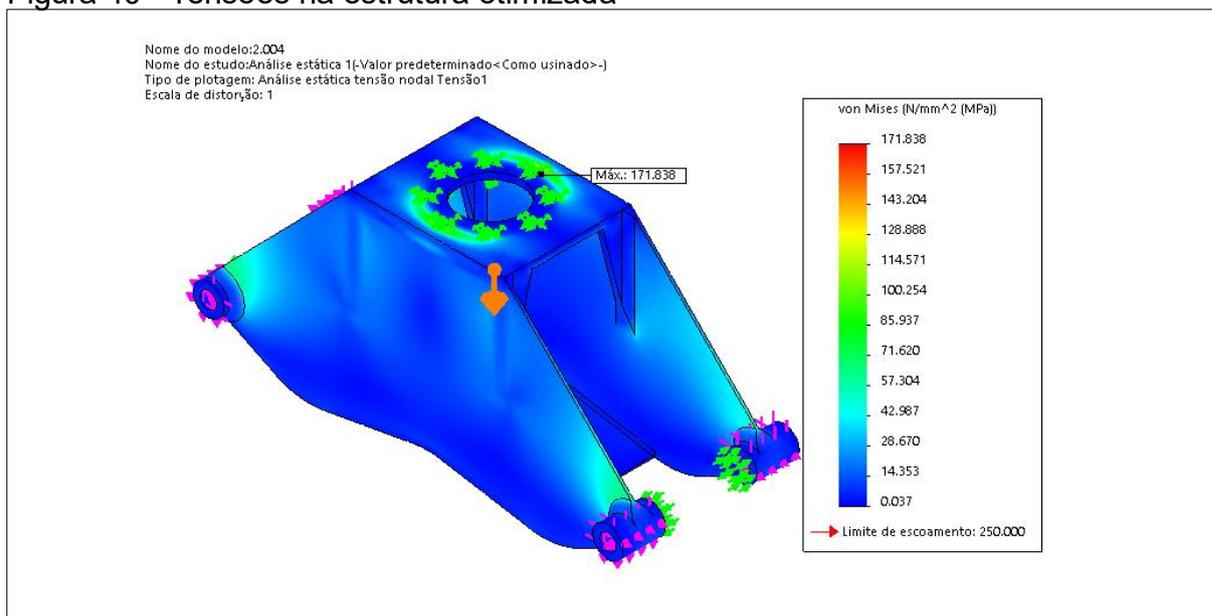
Figura 39 - Espessuras da estrutura



Fonte: Do autor (2020).

Com a alteração da geometria da estrutura, as tensões atuantes na peça são demonstradas na Figura 40.

Figura 40 - Tensões na estrutura otimizada

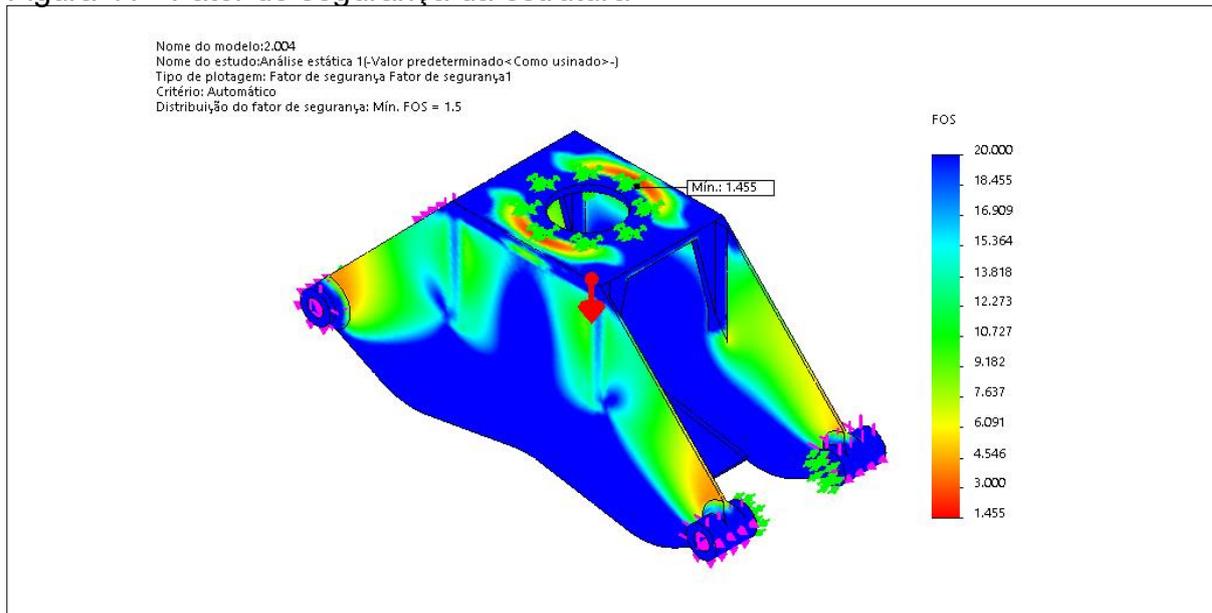


Fonte: Do autor (2020).

4.8.3 Fator de segurança

O fator de segurança é a relação entre a tensão de von Mises máxima no ponto considerado e o limite de escoamento do material, conforme Equação 20. A Figura 41 demonstra a magnitude do fator de segurança da estrutura.

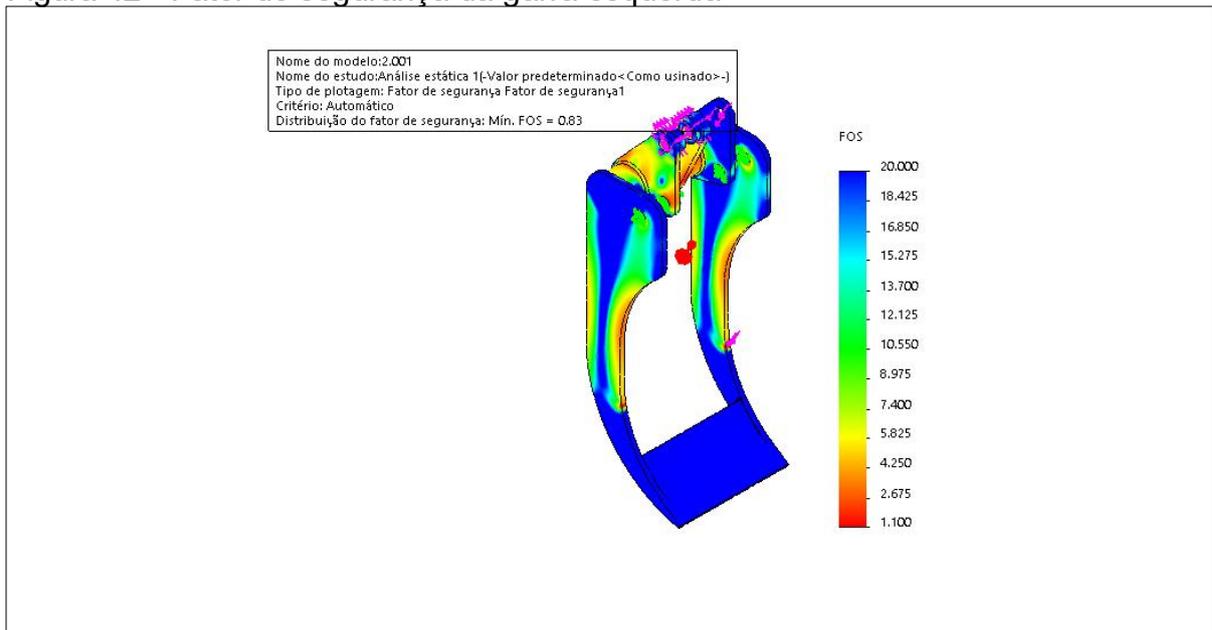
Figura 41 - Fator de segurança da estrutura



Fonte: Do autor (2020).

A Figura 42 demonstra a magnitude do fator de segurança da garra esquerda.

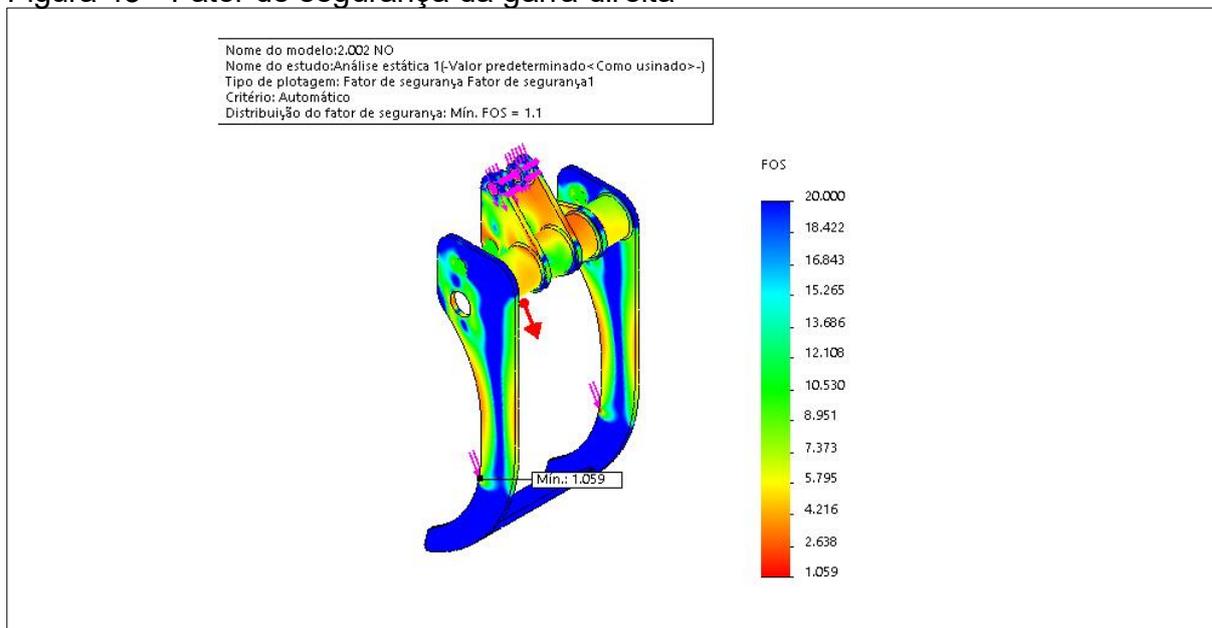
Figura 42 - Fator de segurança da garra esquerda



Fonte: Do autor (2020).

A Figura 43 demonstra a magnitude do fator de segurança da garra direita.

Figura 43 - Fator de segurança da garra direita

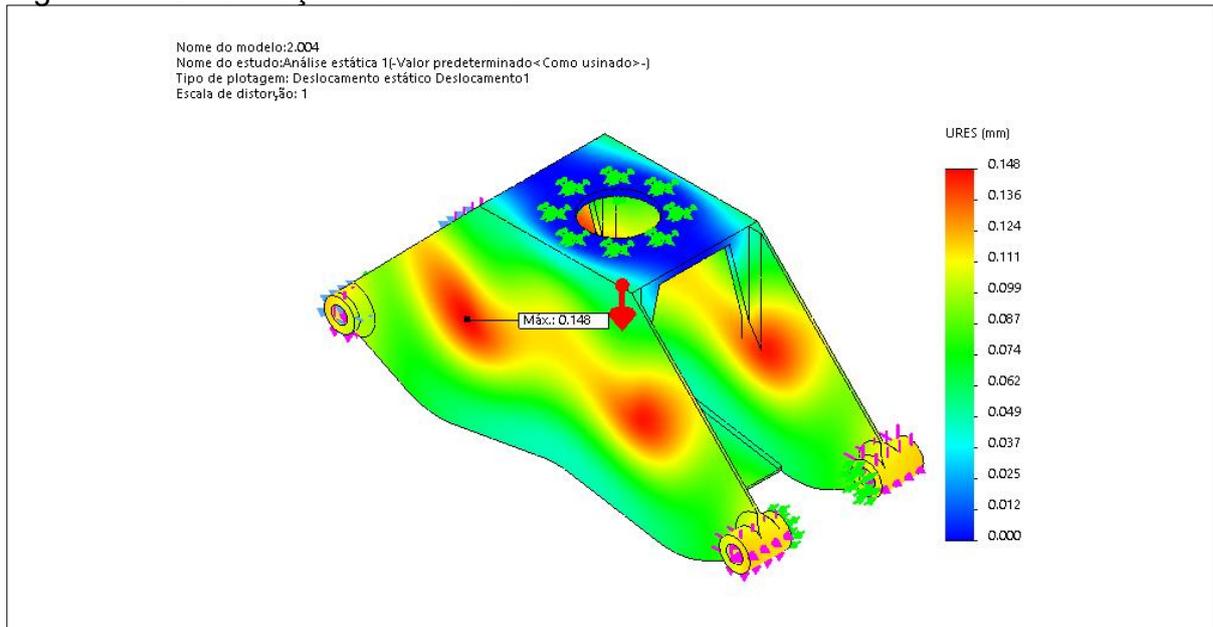


Fonte: Do autor (2020).

4.8.4 Deformação

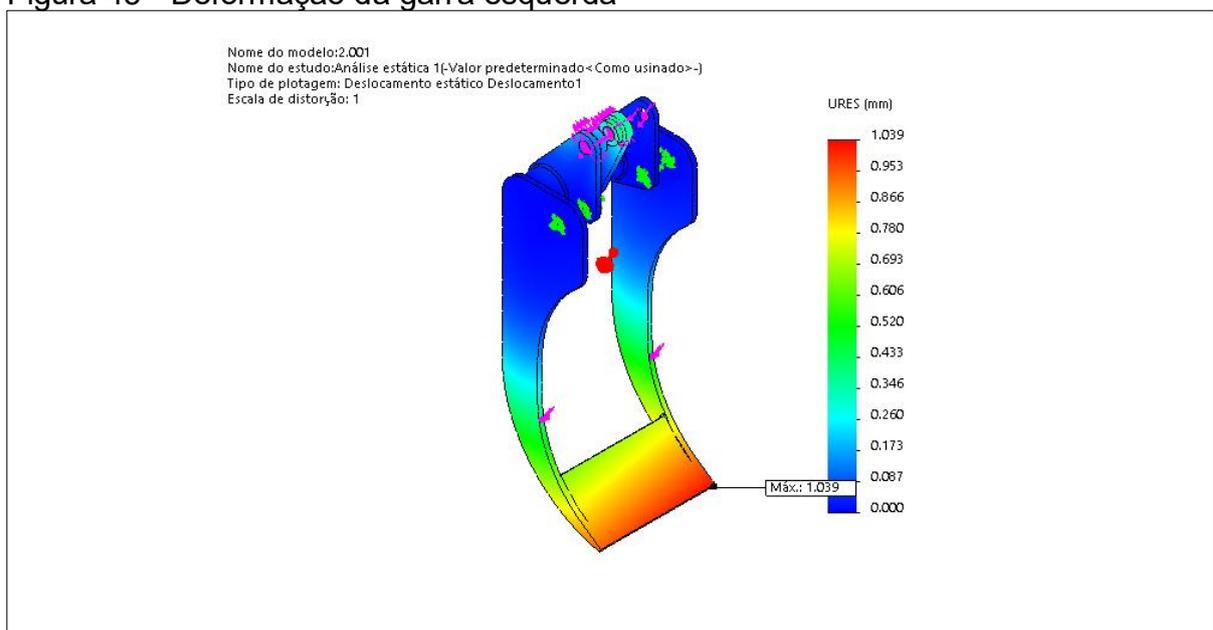
Os componentes, devido aos carregamentos sofridos, apresentam deformações que são proporcionais as tensões apresentadas. A Figura 44 apresenta a deformação do estrutura, a Figura 45 apresenta a deformação da garra esquerda e a Figura 46 apresenta a deformação da garra direita.

Figura 44 - Deformação da estrutura



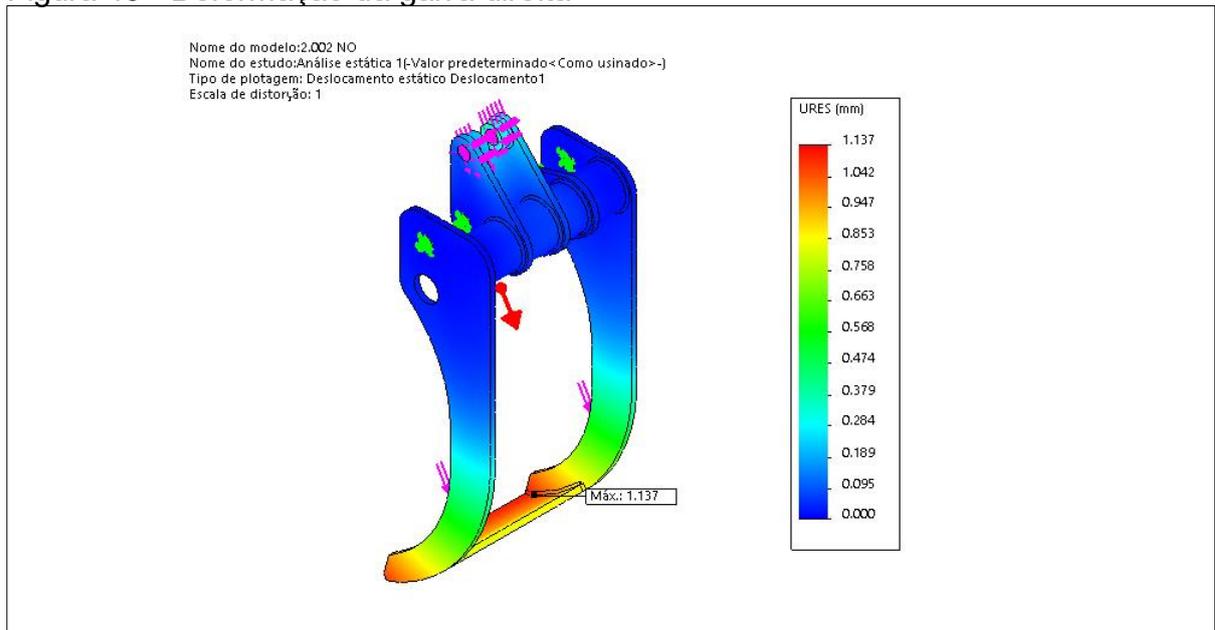
Fonte: Do autor (2020).

Figura 45 - Deformação da garra esquerda



Fonte: do autor (2020).

Figura 46 - Deformação da garra direita



Fonte: Do autor (2020).

5 CONCLUSÃO

A avaliação dos carregamentos foi feita no Capítulo 4, através do carregamento de 4 toneladas, considerado a capacidade máxima da garra, foram calculadas as forças ativas e reativas que insidem sobre as garras através da análise dos diagramas de corpo livre. As forças ativas oriundas da carga da tora e da massa dos componentes foram utilizadas nas simulações utilizando uma abordagem FEA, desta forma foi possível a verificação dos pontos críticos na garra esquerda e a oportunidade de otimização da estrutura, que apresentou tensões baixas.

Os elementos de fixação por estarem em uma condição que somente apresentam tensão cisalhante, foram calculados de maneira analítica e apresentaram um fator de segurança de 10,4, onde foi considerado o maior esforço cisalhante existente.

Através dos diagramas de corpo livre, a força necessária no cilindro hidráulico para que a garra não se abra quando em funcionamento, pode ser calculada e com a definição da força mínima de atuação de 32,4 kN, foi selecionado um cilindro hidráulico que atenda a situação. O diâmetro do pistão do êmbolo calculado foi de 38,6mm, utilizando uma pressão de trabalho de 250 bar. O cilindro comercial escolhido apresenta um diâmetro do êmbolo de 50mm, o que gerará uma força de atuação maior do que a necessária para a pressão de trabalho, garantindo o funcionamento do sistema.

A garra esquerda teve que ter sua geometria otimizada no ponto onde a tensão foi maior do que a tensão de escoamento, conforme visto na seção 4.8.1. A

estrutura apresentou tensões baixas, desta forma, a geometria foi modificada apresentando uma redução de peso de 73,84 kg para 36,10 kg.

A garra, apresentou uma redução de peso de 162,5 kg em sua forma original para 134,89 kg em sua forma otimizada.

A compreensão do comportamento das cargas em um sistema é crucial para a realização de um projeto, com a definição da carga atuante em um componente a geometria necessária para atender as expectativas estruturais e funcionais de um componente construído com um determinado material é possível de ser obtido. Quando a geometria é em certo grau complexa, com pontos que possuem modificadores de tensão que são de difícil mensuração, uma abordagem utilizando FEA faz com que a obtenção dos resultados esperados seja facilitada, demandem um tempo menor e apresentem a precisão necessária.

REFERÊNCIAS

- ARCELORMITTAL. Catálogo de produtos laminados. **Arcelormittal**, 2020. Disponível em: <<https://brasil.arcelormittal.com.br/produtos-solucoes/industria/chapas-e-blanks>>. Acesso em: 27 fev. 2020.
- AWS. **Structural welding code - steel**. Miami: AWS, 2010.
- BEER. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Pearson, 1995.
- EMBRAPA. Embrapa. **Embrapa**, 2018. Disponível em: <<https://www.embrapa.br/busca-de-noticias/-/noticia/42321160/abimci-apresenta-cenario-da-madeira-no-brasil-durante-workshop-embrapa-florestasapre>>. Acesso em: 05 out. 2019.
- FIALHO, A. B. **Automação hidráulica**. 6ª. ed. São Paulo: Érica, 2004.
- FIGENBAUM, A. et al. **Desenvolvimento de uma garra robótica do tipo ventosa para um robô gantry com acionamento pneumático**. Ijuí: [s.n.], 2016.
- GIL, A. C. **Dados e técnicas de pesquisa social**. 6ª. ed. São Paulo: Atlas, 2008.
- HIBBELER. **Resistência dos materiais**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.
- HIBBELER. **Estática: mecânica para engenharia**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.
- ISO/DIS 14539. **Manipulating Industrial Robots: Vocabulary of object handling with end effectors**. Paris: ISO Publications, 1998.
- LUCAS, J. A. D. C. **Projeto de uma garra robótica pneumática**. Porto Alegre: UFRGS, 2003.
- MARQUES, P. V.; MODENESI, P. J.; BRACARENSE, A. Q. **Soldagem: fundamentos e tecnologia**. 3. ed. Belo Horizonte: UFMG, 2011.

MATSUOKA, Y. Embodiment and Manipulation Learning Process for a Humanoid Hand, M.Sc. **dissertation**, Massachussets, 1995.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Bookman, 2013.

ORMINDO, T. D. V. et al. **Aplicações de robôs industriais com garras mecânicas**. Resende: [s.n.], 2013.

REXROTH. Catálogo de cilindros. **Rexroth**, 2020. Disponível em: <<https://www.boschrexroth.com/pt/br/produtos/grupos-de-produtos/hidraulica-industrial/cylinders/mill-type-cylinder>>. Acesso em: 29 fev. 2020.

SALISBURY, J. K.; CRAIG, J. J. Articulated Hands: Force Control and Kinematic Issue. **International Journal of Robotics Research**, USA, v. 1, n. 1, p. 4-17, 1982.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7ª. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STEWART, H. L. **Pneumática e Hidráulica**. 3ª. ed. Curitiba: Hemus, 2012.

ANEXO

ANEXO 1 - Datasheet cilindro hidráulico

Documentação de configuração
Cilindro redondo

Código CDL2MP5/50/32/250D1X/X11CFUMWW

[Link para a configuração](#)

Hint: Link to configuration valid until 2019-12-29

Descrição

Modo de ação	CD	Cilindro diferencial
Série	L2	Série L2
Tipo de fixação	MP5	Olhal com rótula no fundo
Diâmetro do pistão	50	D = 50 mm
Diâmetro da haste	32	d = 32 mm (até uma pressão nominal de 250 bar)
Curso	250	mm
Princípio de construção	D	Cabeçote aparafusado, fundo soldado
Série	1X	10 a 19 dimensões inalteradas de montagem e de conexão
Conexão da tubulação / Versão	X	Modificação específica do Cliente
Pórtico de conexão / posição no cabeçote	1	em cima - com vista sobre a haste
Pórtico de conexão / posição no fundo	1	em cima - com vista sobre a haste
Execução da haste	C	Revestido de cromo duro
Ponta da haste	F	com cabeça articulada CX = 32 WA = 52 não desmontável
Amortecimento de fim de curso	U	sem
Execução da vedação	M	Sistema de vedação standard (para óleo mineral HL, HLP e HFA)
Opção 1	W	Sem opção
Opção 2	W	Sem opção

Documentação de configuração
Cilindro redondo



Código CDL2MP5/50/32/250D1X/X11CFUMWW

Indicação:

Os dados indicados destinam-se apenas à descrição do produto. Não podem ser deduzidas quaisquer informações sobre uma qualidade específica ou a adequação a um determinado fim de utilização a partir dos nossos dados. Os dados não eximem o usuário da necessidade de efetuar avaliações e testes próprios. Deve ser tido em consideração, que os nossos produtos estão sujeitos a um processo natural de desgaste e de envelhecimento.

As pressões de trabalho indicadas valem para aplicações na operação sem impacto. Com cargas extremas, como por exemplo alta frequência de ciclos, é necessário prever elementos de fixação e uniões roscadas de haste para fixação permanente.

As resistências indicadas das várias classes da Bosch Rexroth dizem apenas respeito às superfícies do cilindro pintadas, não se aplicam p. ex. a bielas do êmbolo, ao munhão girável, etc.. Nestes casos poderão ser necessárias medidas especiais.

© Bosch Rexroth AG, todos os direitos reservados, também em caso de pedidos de registro. Detemos todos os direitos de disponibilização, cópia e transmissão a terceiros.

Acessório(s)

Elementos de fixação

Suporte do mancal para a montagem com cabeçote articulado na biela do êmbolo
 Suporte do mancal de forquilha para a montagem na base do cilindro

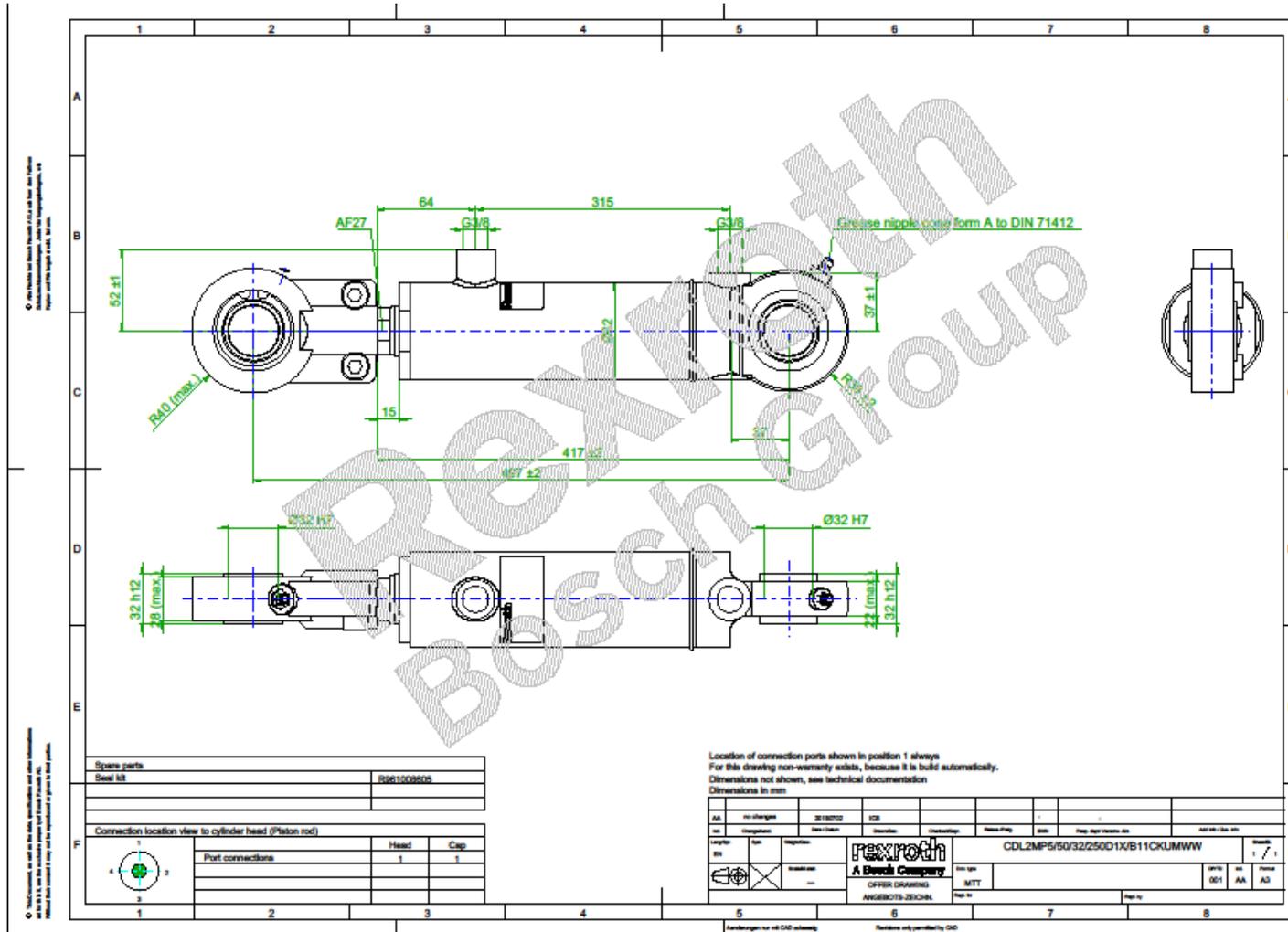
Peças sobressalentes

Materialnummer

denominação

R961008605

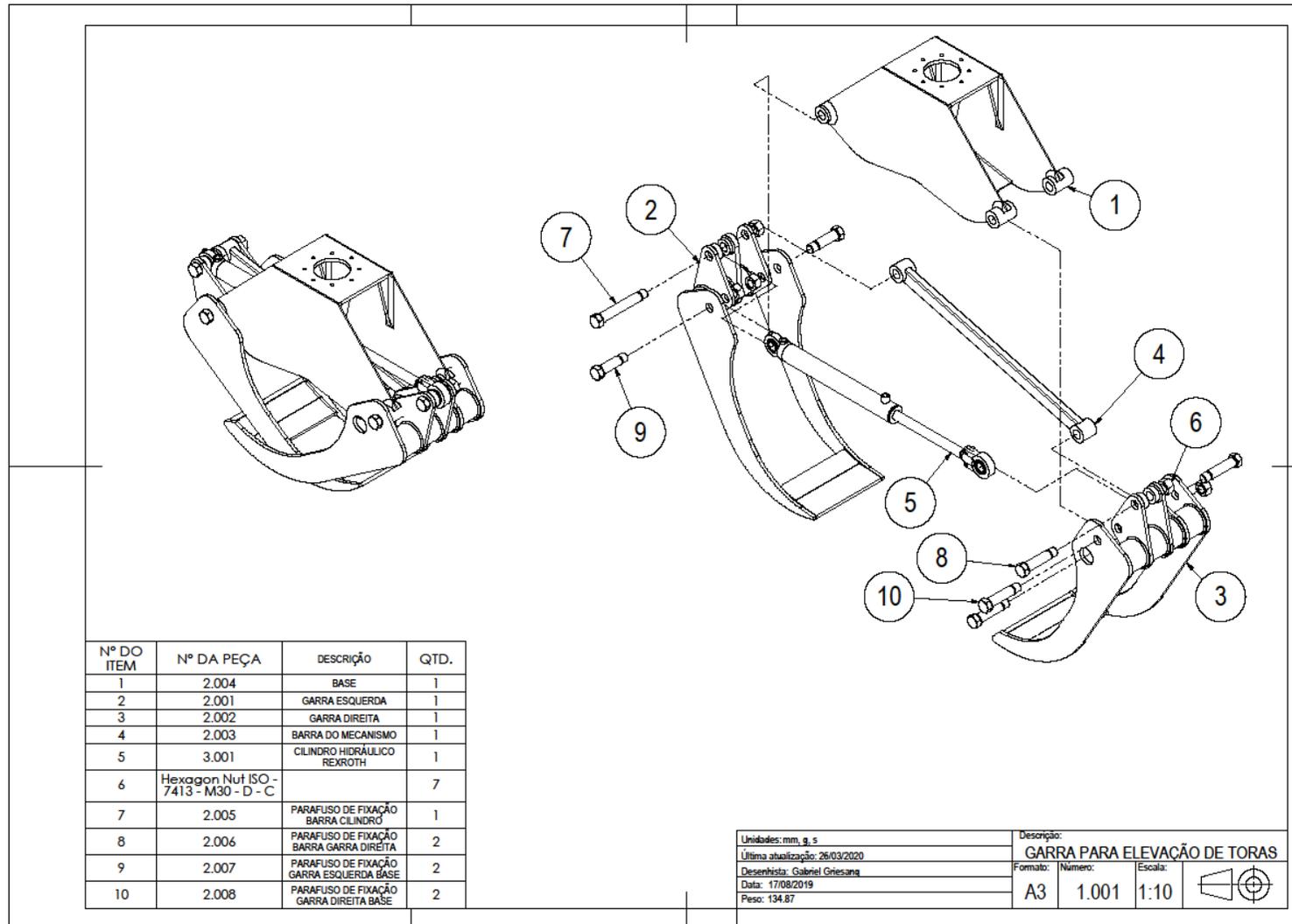
ANEXO 2 - Desenho cilindro hidráulico



Fonte: Rexroth, 2020.

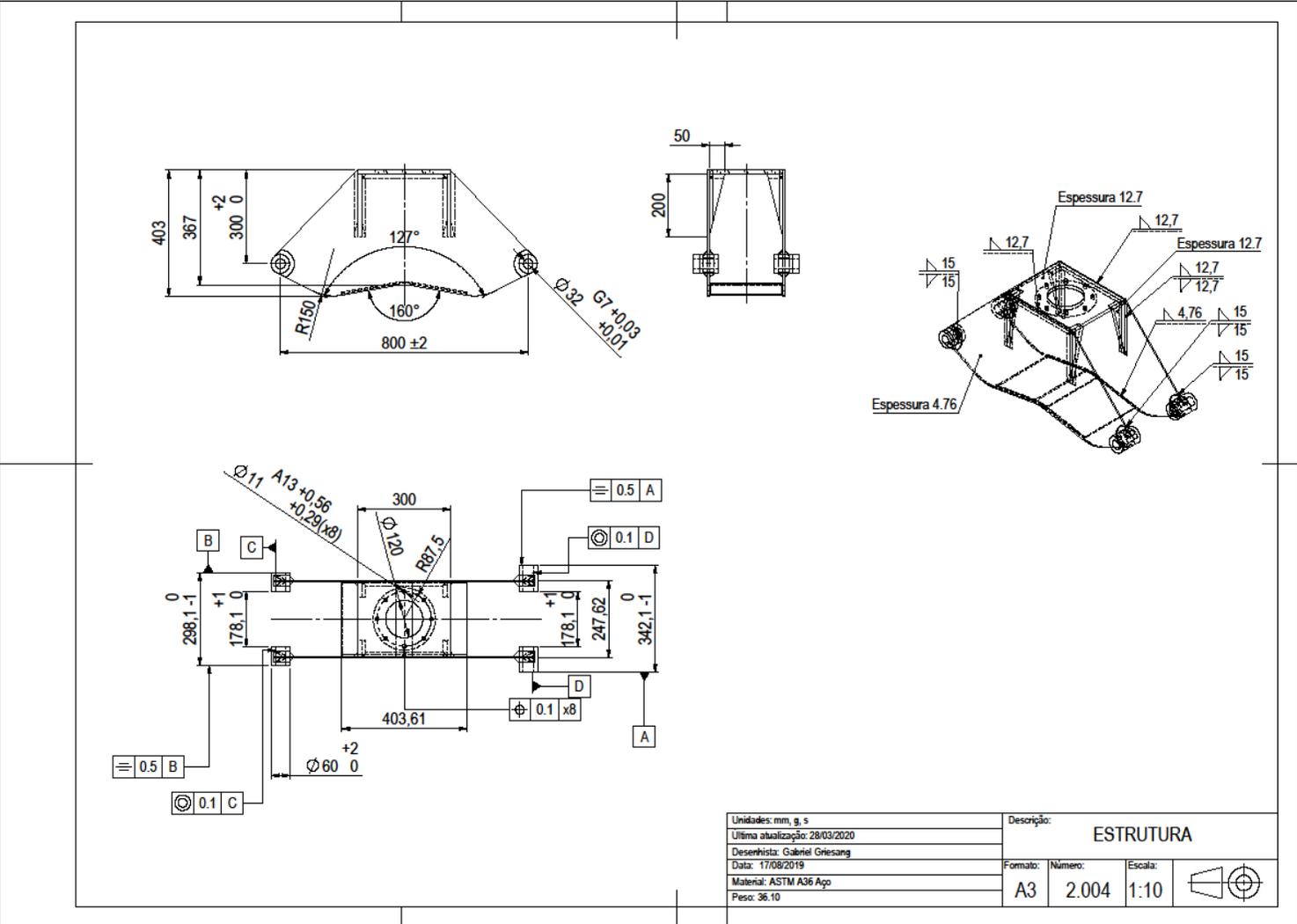
APÊNDICE

APÊNDICE 1 - Vista explodida



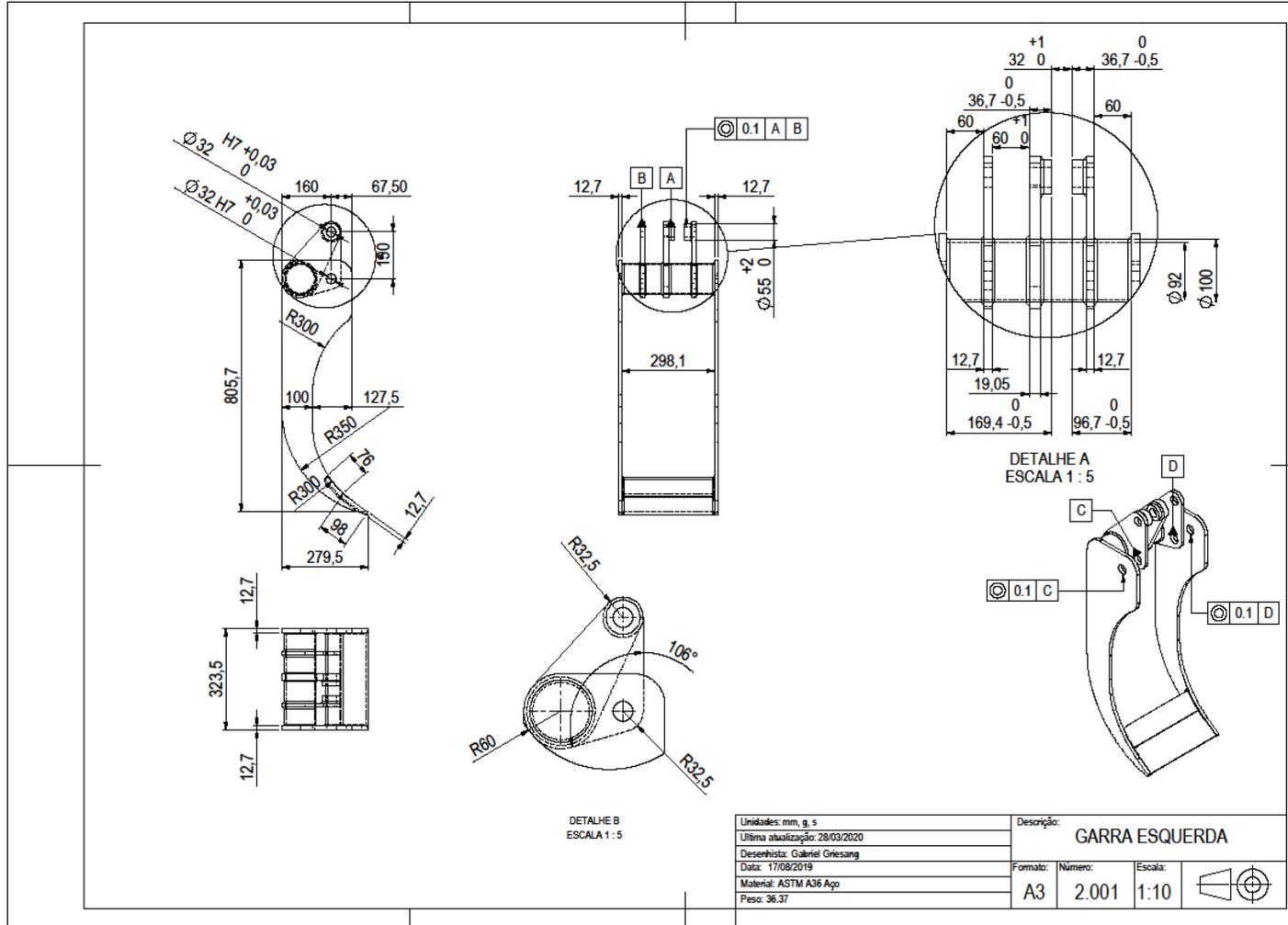
Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE 2 - Estrutura



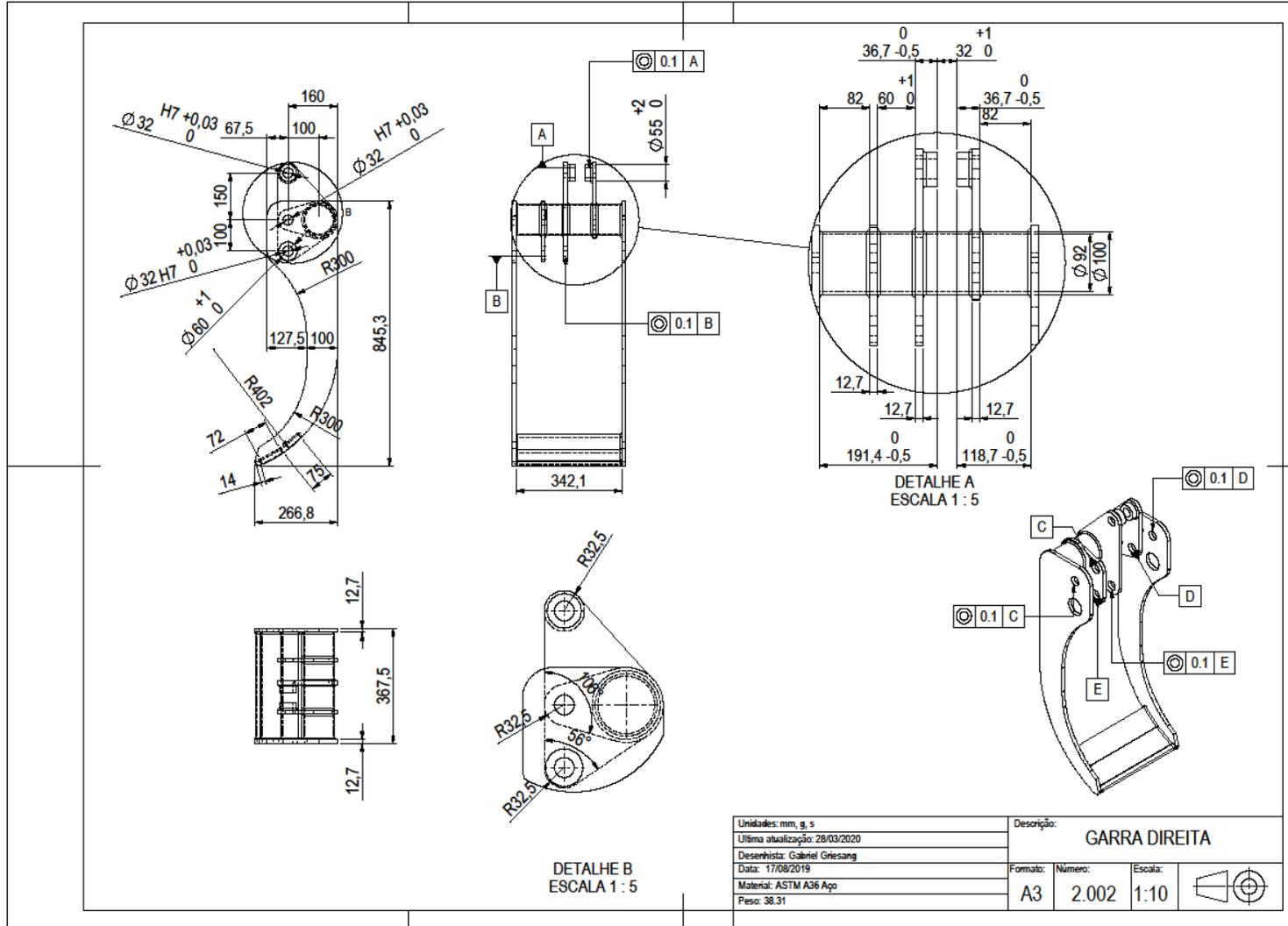
Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE 3 - Garra esquerda



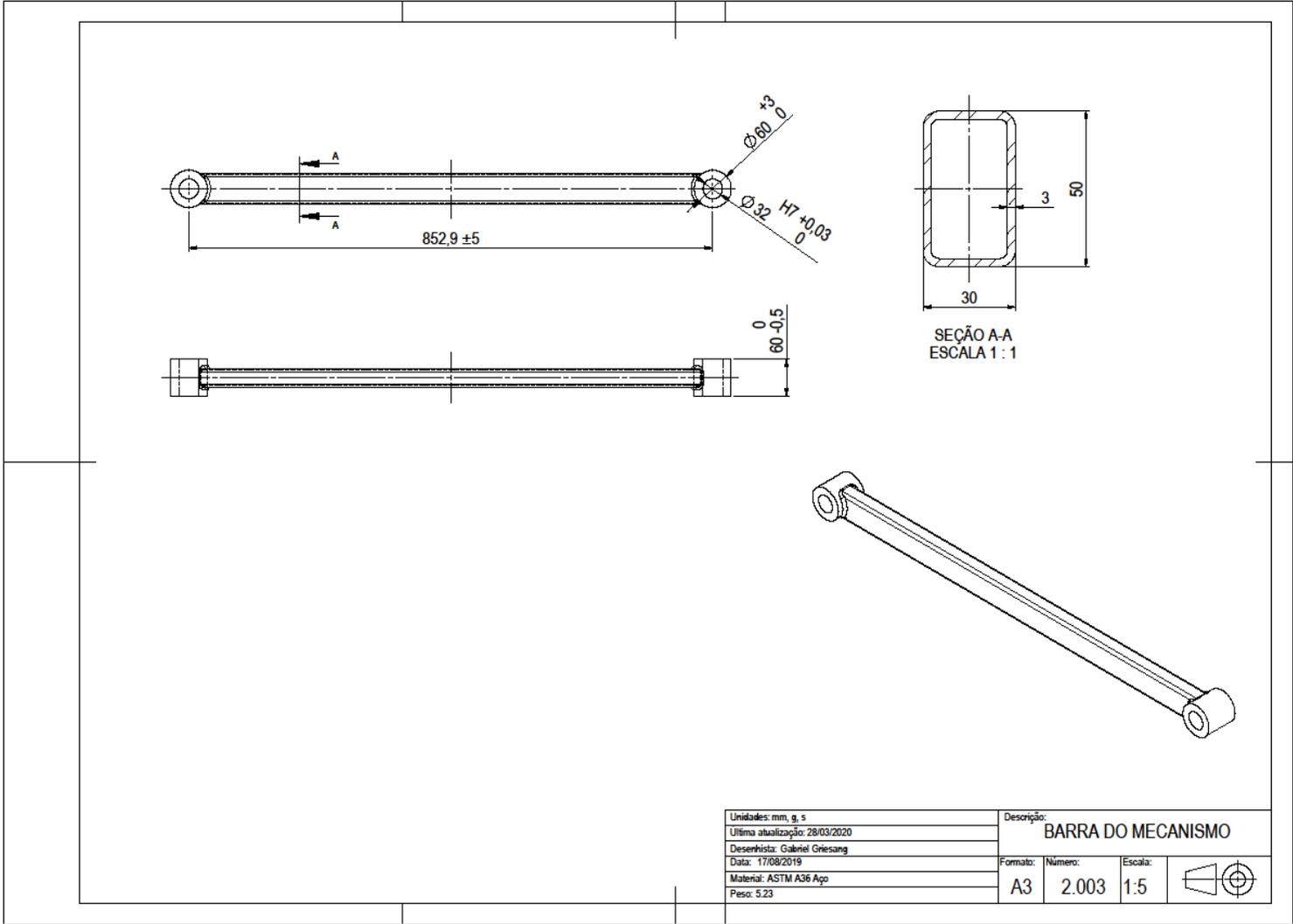
Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE 4 - Garra direita



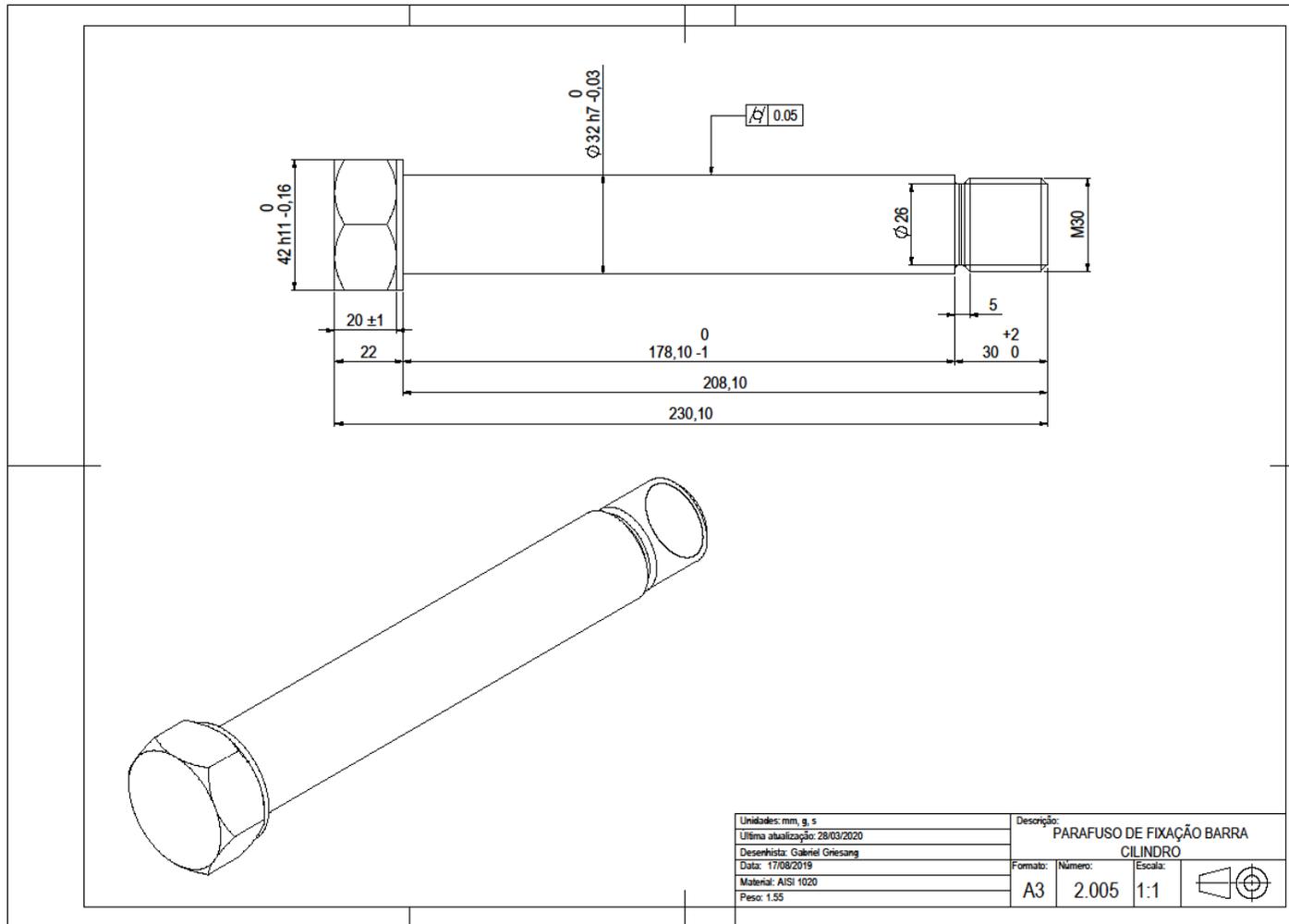
Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE 5 - Barra mecanismo



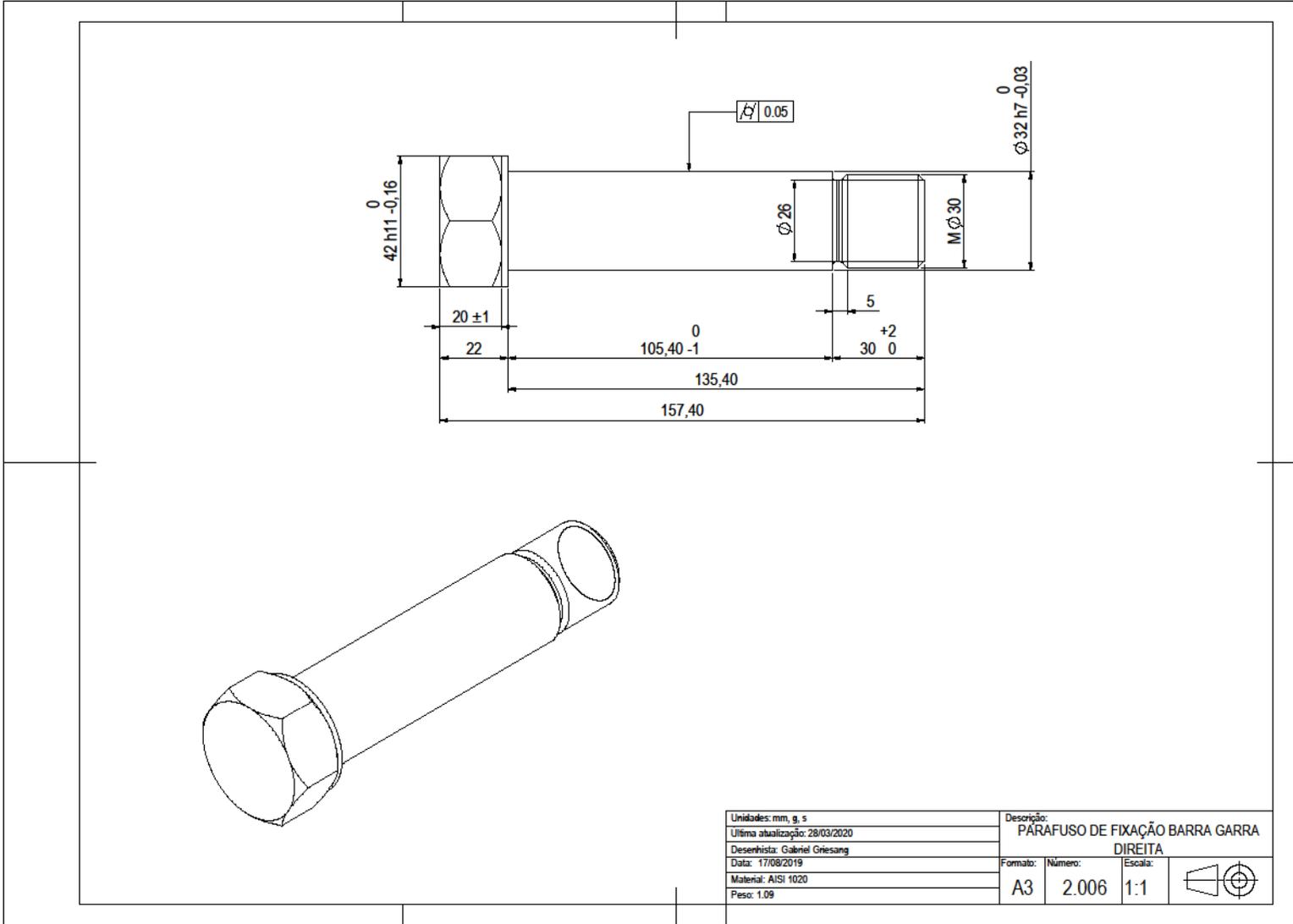
Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE 6 - Parafuso de fixação barra cilindro



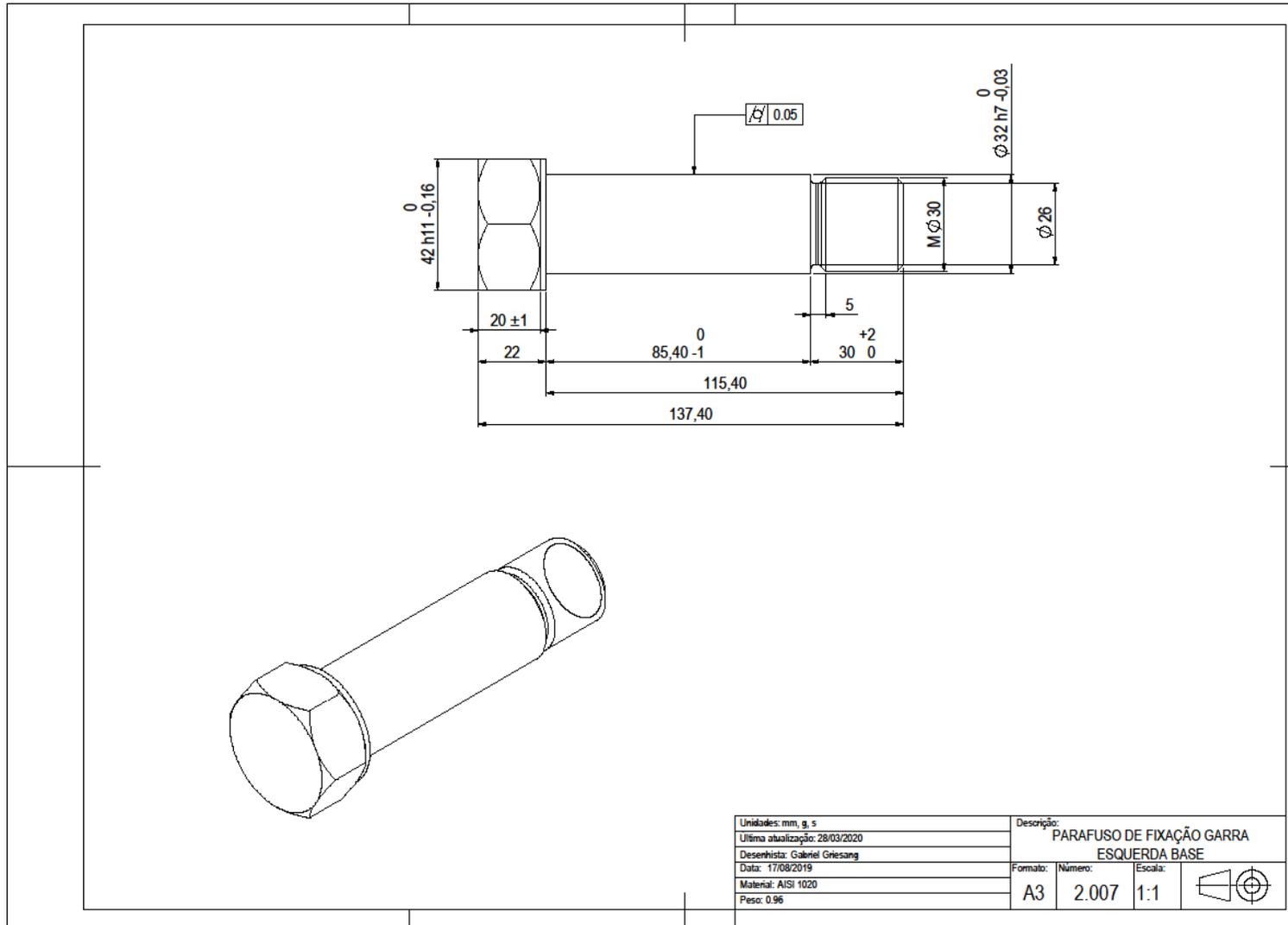
Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE 7 - Parafuso de fixação barra garra direita



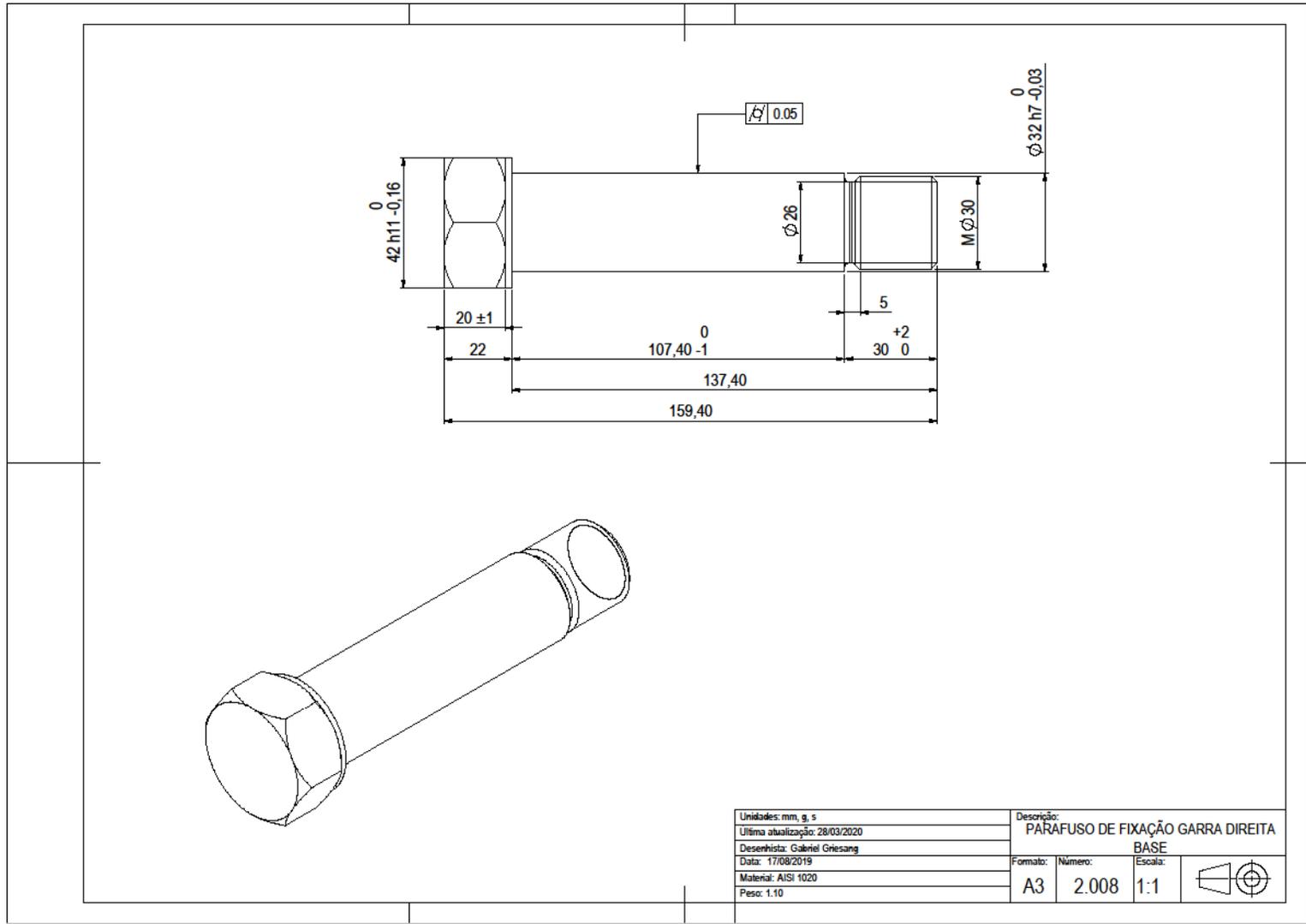
Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE 8 - Parafuso de fixação garra esquerda base



Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE 9 - Parafuso de fixação garra direita base



Fonte: Do autor (2020).



UNIVATES

R. Avelino Talini, 171 | Bairro Universitário | Lajeado | RS | Brasil
CEP 95914.014 | Cx. Postal 155 | Fone: (51) 3714.7000
www.univates.br | 0800 7 07 08 09