

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA

VILIMAR POZZA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE ACIONAMENTO EM TOMBADOR DE BINS
APLICADO NA AGRICULTURA**

CAXIAS DO SUL
2019

VILIMAR POZZA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE ACIONAMENTO EM TOMBADOR DE BINS
APLICADO NA AGRICULTURA**

Trabalho de conclusão de curso
apresentado à Universidade de Caxias do
Sul com requisito para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico. Área de atuação:
Mecânica dos corpos rígidos

Orientador: Prof. Me. Eng. Adelair Lino
Colombo

CAXIAS DO SUL

2019

VILIMAR POZZA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE ACIONAMENTO EM TOMBADOR DE BINS
APLICADO NA AGRICULTURA**

Trabalho de conclusão de curso
apresentado à Universidade de Caxias do
Sul com requisito para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico. Área de atuação:
Mecânica dos corpos rígidos.

Orientador: Prof. Me. Eng. Adelair Lino
Colombo

Aprovado em 28/06/2019.

Banca Examinadora

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Joel Vicente Ciapparini
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul – UCS

RESUMO

Tombador de bim é um implemento de uso agrícola, utilizado no setor vitivinícola, para suprir uma parte de mão de obra que o setor enfrenta devido a exigência das cooperativas que migraram para o recebimento de uvas a granel. Este equipamento foi desenvolvido numa propriedade rural. O estudo do equipamento considera a análise do mecanismo de movimentação e estrutura do tombador para suportar a carga de uva. Neste contexto, o desenvolvimento do projeto considerou uma revisão bibliográfica que aborda os conceitos analíticos do mecanismo de movimentação e a resistência mecânica da estrutura que suporta a carga. Foi determinada a carga máxima sobre o equipamento em função da carga e posição de tombamento.

Foi confeccionado um protótipo experimental para realizar um comparativo de resultados de funcionamento com o projeto analítico.

O primeiro projeto, foi fabricado e no teste prático, observou-se que sua estrutura não suportou a carga tendo uma grande deformação e comprometendo o implemento.

A validação do novo projeto foi realizada através da análise estrutural pelo método dos elementos finitos e cinemática dos movimentos.

Palavras-chave: Tombador de bim; Análise do mecanismo; Cinemática; Dinâmica; Projeto; Resistência mecânica.

ABSTRACT

Bim tombador is an implement for agricultural use, used in the wine sector, to supply a part of labor that the sector faces due to the requirement of the cooperatives that migrated to receive grapes in bulk. This equipment was developed in a rural property. The study of the equipment considers the analysis of the mechanism of movement and structure of the tumbler to support the load of grape. In this context, the development of the project considered a bibliographical review that addresses the analytical concepts of the mechanism of movement and the mechanical resistance of the structure that supports the load. The maximum load on the equipment was determined according to load and tipping position.

An experimental prototype was made to perform a comparative of operating results with the analytical design.

The first design was fabricated and in the practical test, it was observed that its structure did not support the load having a great deformation and compromising the implement.

The validation of the new project was accomplished through the structural analysis by the finite element method and the kinematics of the movements.

Keywords: Bim's tombador; Analysis of the mechanism; Kinematics; Dynamics; Project; Mechanical resistance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Bim	15
Figura 2 - Implemento tombador de bim	15
Figura 3 - Estado geral da tensão	20
Figura 4 - Deformação de uma partícula	21
Figura 5 - Elemento do tipo barra	35
Figura 6 - Elemento do tipo casca	36
Figura 7 - Modelo do tipo sólido	37
Figura 8 - Mecanismo de quatro barras	38
Figura 9 - Fluxograma de atividades	46
Figura 10 - Implemento tombador de bim e o bim de plástico.....	47
Figura 11 - Implemento da primeira e segunda versão.....	49
Figura 12 - Implemento tombador de Bim	50
Figura 13 - Parte fixa	52
Figura 14 - Parte basculante.....	53
Figura 16 - Modelo real	54
Figura 17 - Modelo simplificado	55
Figura 18 - Contato <i>bonded</i>	55
Figura 19 - Geração da malha.....	56
Figura 20 - Suporte fixo	57
Figura 21 - Força aplicada na extremidade final	57
Figura 22 - Deformação total do primeiro projeto	58
Figura 23 - Tensão total no primeiro projeto	59
Figura 24 - Deformação máxima.....	60
Figura 25 - Tensões no implemento	60
Figura 26 - Teste prático do implemento	61
Figura 27 - Medição prática com manômetro.....	62
Figura 28 - Modelo utilizado para análise cinemática.....	63
Figura 29 - Posição 90 ⁰	63
Figura 30 - Deslocamento, velocidade e aceleração	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades do aço SAE 1020	51
Tabela 2 - Propriedades mecânicas do aço ASTM A 36	52
Tabela 3 - Teórico e prático	64
Tabela 4 - Fatores usados para o cálculo de vida em fadiga	65
Tabela 5 - Vida em fadiga do implemento.....	65

LISTA DE SÍMBOLOS

F	Força [N]
ΔL	Alongamento [m]
M	Momento [Nm]
σ	Tensão normal [Pa]
σ_1	Tensão principal 1 [Pa]
σ_2	Tensão principal 2 [Pa]
σ_3	Tensão principal 3 [Pa]
σ_x	Tensão normal no eixo x [Pa]
σ_y	Tensão normal no eixo y [Pa]
σ_z	Tensão normal no eixo z [Pa]
τ	Tensão de cisalhante [Pa]
$\tau_{máx}$	Tensão cisalhante máxima [Pa]
τ_x	Tensão cisalhante no eixo x [Pa]
τ_y	Tensão cisalhante no eixo y [Pa]
τ_z	Tensão cisalhante no eixo z [Pa]
ϵ	Deformação normal [mm/mm]
ϵ_1	Deformação principal 1 [mm/mm]
ϵ_2	Deformação principal 2 [mm/mm]
ϵ_x	Deformação normal no eixo x [mm/mm]
ϵ_y	Deformação normal no eixo y [mm/mm]
ϵ_z	Deformação normal no eixo z [mm/mm]
γ	Deformação cisalhante [mm/mm]
$\gamma_{máx}$	Deformação cisalhante máxima [mm/mm]
γ_x	Deformação cisalhante no eixo x [mm/mm]
γ_y	Deformação cisalhante no eixo y [mm/mm]
E	Módulo de elasticidade ou Módulo de Young [Pa]
ν	Coefficiente de Poisson [adimensional]
ϵ_{long}	Deformação longitudinal [mm/mm]
ϵ_{lat}	Deformação lateral [mm/mm]
G	Modulo de cisalhamento [Pa]
S_y	Tensão de escoamento [Pa]

σ'	Tensão equivalente de Von Mises [Pa]
L	Comprimento [m]
z	Distância entre o ponto A e o ponto O_4 [mm]
r_1	Comprimento da barra 1 [mm]
r_2	Comprimento da barra 2 [mm]
r_3	Comprimento da barra 3 [mm]
r_4	Comprimento da barra 4 [mm]
θ_2	Ângulo da barra 2 [rad]
θ_3	Ângulo da barra 3 [rad]
θ_4	Ângulo da barra 4 [rad]
α	Ângulo entre a linha z e a barra 1 [rad]
β	Ângulo ente a linha z e a barra 4 [rad]
γ	Ângulo de transição, formado pelas barras 3 e 4 [rad]
ω	Velocidade angular [rad/s]
$d\theta$	Ângulo descrito [rad]
dt	Intervalo de tempo [s]
dR	Deslocamento [mm]
V	Velocidade [m/s]
ω_3	Velocidade angular da barra 3 [rad/s]
ω_4	Velocidade angular da barra 4 [rad/s]
VA	Velocidade da barra 2 [mm/s]
VB	Velocidade da barra 4 [mm/s]
VAB	Velocidade da barra 3 [mm/s]
α	Aceleração angular [rad/s ²]
A	Aceleração linear [mm/s ²]
α_3	Aceleração angular da barra 3 [rad/s ²]
α_4	Aceleração angular da barra 4 [rad/s ²]
ARA	Aceleração radial da barra 2 [mm/s ²]
ARB	Aceleração radial da barra4 [mm/s ²]
$ARAB$	Aceleração radial da barra 3 [mm/s ²]
ATA	Aceleração tangencial da barra 2 [mm/s ²]
ATB	Aceleração tangencial da barra 4 [mm/s ²]
$ATAB$	Aceleração tangencial da barra 3 [mm/s ²]

K_a	fator de modificação de condição de superfície
K_b	fator de modificação de tamanho [adimensional]
K_c	fator de modificação de carga [adimensional]
K_d	fator de modificação de temperatura [adimensional]
K_e	fator de confiabilidade [adimensional]
K_f	fator de modificação por efeitos variado [adimensional]
S'_e	limite de endurance de espécime de teste da viga rotativa [MPa]
S_e	limite de endurance no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso [MPa]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	AMBIENTE DO TRABALHO.....	15
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	16
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	16
1.3.1	Objetivo geral	16
1.3.2	Objetivos específicos	16
2	REFERENCIAL TEÓRICO	17
2.1	TRABALHOS RELACIONADOS	17
2.2	EQUILIBRIO DE UM CORPO DEFORMAVEL.....	18
2.3	TENSÃO E DEFORMAÇÃO	19
2.3.1	Tensão	19
2.3.1.1	Tensão admissível.....	20
2.3.2	Deformação	20
2.4	ESTADO PLANO DE TENSÕES E DEFORMAÇÕES.....	21
2.4.1	Tensões principais e cisalhantes máximas	21
2.4.2	Deformações principais e cisalhantes máximas	22
2.5	PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS	23
2.5.1	Diagrama tensão-deformação	23
2.5.2	Relação entre tensão e deformação	23
2.5.3	Coefficiente de Poisson	24
2.5.4	Lei de Hooke para o estado triaxial	24
2.6	CRITÉRIO DE FALHAS	26
2.6.1	Teoria da máxima tensão de cisalhamento	26
2.6.2	Teoria da máxima energia de distorção	26
2.7.1	Carregamento estático	28
2.7.2	Carregamento quase estático	29
2.7.3	Carregamento dinâmico	29
2.8	ELEMENTOS FINITOS	30
2.8.1	Tipo de Análise do método de elementos finitos	30
2.8.1.1	Análise dinâmica ou estática	30
2.8.1.2	Análise linear e não linear	31

2.8.2	Método de soluções Implícita e Explícita.....	31
2.8.3	Metodologia de trabalho utilizando Método de Elementos Finitos	32
2.8.4	Geometria	32
2.8.5	Propriedades dos materiais	33
2.8.6	Geração da malha.....	33
2.8.7	Condições de contorno.....	34
2.8.8	Tipos de elementos.....	35
2.8.8.1	Elemento do tipo barra.....	35
2.8.8.2	Elemento do tipo casca	35
2.8.8.3	Elemento do tipo sólido.....	36
2.8.9	Forças nodais.....	37
2.9	MECANISMOS	37
2.9.1	Estudo cinemático dos mecanismos.....	38
2.10	MULTICORPOS.....	39
2.10.1	Velocidades.....	40
2.10.1.1	Definição de velocidade	40
2.10.2	Acelerações.....	41
2.10.2.1	Definição de aceleração.....	41
2.11	VIDA EM FADIGA.....	43
2.11.1	Falha por Fadiga	43
2.11.2	Fatores de modificação da vida sob fadiga.....	43
3	MATERIAIS E MÉTODOS	45
3.1	CONDIÇÃO ATUAL.....	45
3.2	METODOLOGIA DE TRABALHO.....	45
3.2.1	Determinar os requisitos do projeto.....	46
3.2.1.1	Determinação das forças atuantes	47
3.2.2	Desenvolver projeto 3D.....	47
3.2.3	Analisar condições limite do mecanismo e carregamento.....	47
3.2.4	Simular virtualmente	48
3.2.5	Analisar resultados	48
3.2.6	Desenvolver desenhos para fabricação	48
3.2.7	Montar protótipo.....	48

3.2.8	Testar funcionalidade	48
3.2.9	Analisar resultados	48
3.3	OBJETO DE ESTUDO.....	49
3.3.1	Detalhamento do implemento.....	50
3.3.2	Detalhamento do objeto de estudo.....	51
3.3.2.1	Parte fixa	51
3.3.2.2	Parte basculante.....	52
3.4	MÉTODOS	53
3.4.1	Modelagem CAD.....	53
3.4.2	Modelo real.....	54
3.4.3	Modelo Simplificado.....	54
3.4.4	Estabelecendo contatos	55
3.4.5	Gerando malha.....	56
3.4.6	Condições de contorno.....	56
4	RESULTADOS OBTIDOS.....	58
4.1	ANÁLISE DO PRIMEIRO PROJETO	58
4.1.1	Analisando a deformação do primeiro projeto	58
4.1.2	Definindo a tensão do primeiro projeto	59
4.2	ANÁLISE DO SEGUNDO PROJETO	59
4.2.1	Analisando a deformação do segundo projeto	59
4.2.2	Definindo a tensão do segundo projeto	60
4.3	ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO DE TOMBAMENTO	61
4.3.1	Força do centro de massa sobre o mancal basculante.....	62
4.3.2	Deslocamento, velocidade e aceleração.....	63
4.3.2.1	Comparando deslocamento e velocidade teórico e prático.....	64
4.3.3	Vida em fadiga.....	65
5	CONCLUSÃO	66
5.1	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	66
	REFERÊNCIAS.....	67

1 INTRODUÇÃO

Atualmente a agricultura familiar está cada vez com menor número de pessoas por família, e também precisam lidar com a falta de mão de obra qualificada para o manejo das culturas. No início do cultivo da videira no país, o transporte da uva era feito por meio de cestos de vime, com capacidade de 25 Kg da fruta, feito de forma manual. O qual exigia muito esforço e um número elevado de pessoas. Com o passar dos anos, essa técnica de transporte foi modificada e evoluída para o uso de caixas, com capacidade de 20 Kg de uva, mas mesmo assim exigia ainda um grande esforço braçal, porém podia ser feito com um menor número de pessoas. Nos dias atuais essa prática sofreu uma nova evolução, onde o transporte da uva é feito através de bim, que é um termo utilizado para denominar uma caixa utilizada para armazenar e transportar frutas durante o período de colheita. O tombador é o implemento o qual fará o transporte e descarregamento da fruta em uma caçamba de caminhão. A Figura 1 representa o bim, e a Figura 2 representa o implemento tombador.

O bim é feito em plástico, tem capacidade de aproximadamente 400 kg, dependendo muito da variedade da uva colhida. Este carregamento necessita de apenas uma pessoa, e sem esforço físico, apenas trabalho mecânico.

É fato também ter que produzir mais e com mais qualidade e tecnologia para atender a exigências dos consumidores, os quais buscam sempre um alimento mais saudável e de alta qualidade. Com isso, os produtores rurais vão em busca de novas tecnologias e equipamentos para auxiliar na sua produção, onde o objetivo é produzir mais em menor área e tempo de serviço.

Implementos como o tombador, têm por objetivo diminuir o esforço físico, evitando problemas como dor na coluna e articulações do corpo humano, mantendo este trabalhador ativo por mais tempo e com mais qualidade de vida.

O tombador de bim tem como sua função principal o transporte do bim até o descarregador, e por sua vez virar o bim de uva sobre o caminhão que fará o transporte da uva até a empresa de recebimento e processamento da matéria-prima, para a elaboração de sucos, vinhos e espumantes. Este implemento pode ser utilizado por qualquer marca e modelo de trator.

Devido à alta demanda de transporte em safras e maior agilidade na entrega, buscando sempre redução de custo e massa, mantendo a integridade estrutural, surgiu a

necessidade do estudo do mecanismo do tombador de bim, para atender a demanda dos produtores da nossa região. A análise e validação foi realizada por meio do método de elementos finitos (MEF), que avaliou a resistência mecânica do conjunto do implemento agrícola tombador de bim, bem como a análise cinemática do mecanismo de desenvolvimento através de software de simulação.

Figura 1 - Bim



Fonte:Autor

Figura 2 - Implemento tombador de bim



Fonte: Autor

1.1 AMBIENTE DO TRABALHO

Este trabalho foi desenvolvido numa propriedade rural, onde teve o contato direto com o produtor que fará o uso experimental para avaliar a funcionalidade e aplicação.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Por meio das dificuldades apresentadas atualmente no setor vitivinícola em relação a mão de obra, surgiu a ideia e necessidade do desenvolvimento do implemento tombador de bim.

Neste contexto foi desenvolvido o implemento aplicado na área agrícola, com intuito de facilitar o trabalho, e substituir o trabalho braçal pelo trabalho mecânico.

A avaliação do tombador através dos métodos de avaliação virtual, pelo método de elementos finitos e análise cinemática do mecanismo de movimentação tem por objetivo validar o implemento.

Através deste método de estudo podemos detectar os pontos críticos que necessitam de melhorias, reduzindo o tempo de desenvolvimento, e corrigir ainda na fase de projeto.

Adotando este método de validação, pode-se reduzir o numero de testes e o tempo de desenvolvimento.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo geral

Desenvolver e validar um implemento agrícola tombador de bim através de ferramentas computacionais.

1.3.2 Objetivos específicos

O presente trabalho tem por objetivos específicos os seguintes itens:

- a) desenvolver o projeto de um tombador de bim;
- b) analisar as condições de carregamento e movimentos cinemáticos;
- c) validar o sistema de tombador de bim através de ferramentas computacionais de simulação por *software* de elementos finitos e *software* de simulação de mecanismos;
- d) fabricar um protótipo experimental;
- e) realizar testes de funcionalidade e comparar com o projeto desenvolvido;
- f) propor melhorias no conjunto tombador de bim.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta revisão bibliográfica será apresentado referencial teórico necessário para a compreensão da metodologia de construção do equipamento. Após será abordada uma breve revisão dos conceitos de resistência dos materiais e fundamentos do Método de Elementos Finitos.

2.1 TRABALHOS RELACIONADOS

Bosnjak *et al* (2008) executaram uma análise de falha num suporte de uma escavadora de roda de caçambas aplicada em mineração. Mediante o MEF foi verificada a ocorrência de uma área de concentração de tensões em modo operacional de utilização da máquina. Junto com o MEF foi realizada uma investigação experimental.

Rusiński *et al* (2008) realizaram um estudo numérico e experimental relativo a ruptura do braço de uma carregadeira aplicada na mineração em subsolo. O estudo contemplou o MEF para a análise numérica, encontrando a distribuição de tensões nas condições críticas de carregamento do conjunto. Também foram analisados a macografia e micrografia do material utilizado. Através dessa análise concluiu-se que a falha no componente era viável na condição operacional.

Ingole e Bhope (2011) estudaram a análise estrutural através do MEF num implemento agrícola. O objetivo foi analisar as tensões no conjunto com o intuito de redução de peso, custos de fabricação e segurança contra falhas da estrutura.

Ost *et al* (2011) realizaram um estudo através de um *software* de elementos finitos numa análise estrutural estática de um chassi de uma transplantadora. O objetivo foi analisar a estrutura submetida a diversos cenários, bem como do material mais adequado.

Com o avanço da tecnologia, a otimização de produtos e processos através de simulações virtuais está sendo muito difundida. Os benefícios são muitos, pois, não são necessários computadores muito sofisticados para se obter as simulações e, além disso, a análise é rápida e barata ao se comparar com ensaios experimentais (LOTTI ET AL,2006).

2.2 EQUILIBRIO DE UM CORPO DEFORMAVEL

Conforme Hibbeler (2010), um corpo pode ser submetido a diversos tipos de cargas externas, entretanto qualquer uma pode ser classificada como força de superfície, que é causada pelo contato direto de um corpo com a superfície do outro ou como força do corpo, que é a gravidade, onde um corpo exerce uma força sobre o outro sem contato físico direto entre eles, as quais denominadas forças externas. As forças de superfícies que se desenvolvem nos apoios ou em pontos de contato entre os corpos são chamadas de reações.

Segundo Shigley (2005), qualquer parte isolada ou porção de uma máquina ou estrutura, inclusive sua totalidade será denotada pela palavra sistema. Sob tal definição pode consistir numa partícula, em várias partículas, numa parte de um corpo rígido, corpo rígido completo, ou até mesmo em vários corpos rígidos. Assumindo que o sistema a ser estudado encontra-se parado ou, no máximo, movendo-se com velocidade constante, então a velocidade deste sistema é zero. Sob tal condição, diz-se que está em equilíbrio. Equilíbrio estático é também utilizado para indicar que o sistema esta em repouso. Para o equilíbrio, as forças e os momentos que atuam sobre o sistema se balanceiam, de modo que, matematicamente podem ser expressas nas equações (1), onde F representa força e na equação (2) onde M representa o momento.

$$\Sigma F = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma M = 0 \quad (2)$$

Significa que a soma de todos os vetores de força e a soma de todos os vetores de momento atuam sobre um sistema em equilíbrio são zero.

O momento de uma força em relação a um ponto é a grandeza física que dá uma medida da tendência de que a força provoque uma rotação em torno de um ponto.

Segundo Hibbeler, (2010) o equilíbrio de um corpo requer tanto equilíbrio de forças para evitar que o corpo sofra translação ou tenha movimento acelerado ao longo de uma trajetória retilínea ou curvilínea, como o equilíbrio de momento, para evitar a rotação do corpo.

Segundo Shigley (2005), podemos simplificar a análise de uma estrutura de bastante complexa ou mesmo de uma máquina completa isolando, de forma sucessiva, cada elemento, estudando-o e analisando-o por meio da construção de diagrama de corpo livre. Quando todos os membros tiverem sido tratados dessa maneira, um conhecimento apurado poderá ser organizado para produzir informações a respeito do comportamento do sistema total.

2.3 TENSÃO E DEFORMAÇÃO

São grandezas físicas muito importantes em que o engenheiro pode analisar e decidir se o projeto atenderá as normas de segurança e confiabilidade, através da análise estrutural em conjunto com as propriedades dos materiais solicitados para o desenvolvimento do projeto.

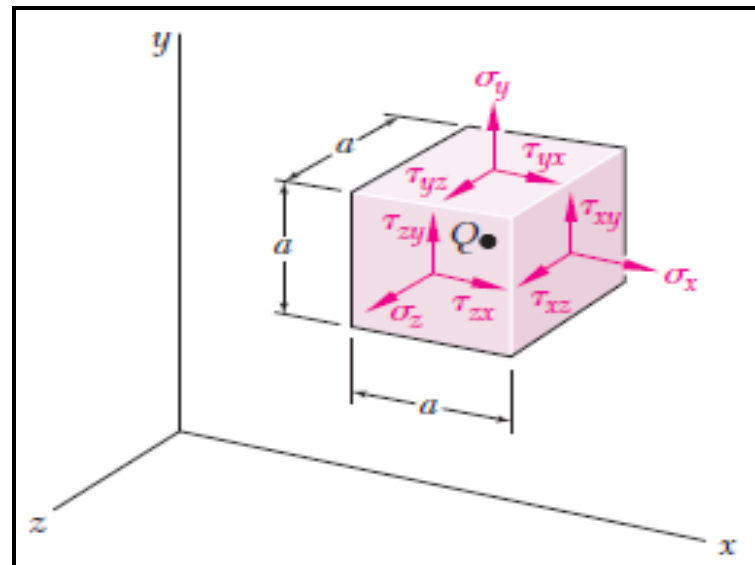
2.3.1 Tensão

Segundo Hibbeler (2010), tensão é a intensidade da força interna em um ponto do corpo, quando este está submetido a uma carga extrema. Há uma distribuição da força que atua sobre a área seccionada, a qual mantém cada segmento do corpo em equilíbrio. Tensão é o valor limite da força por unidade de área quando a área tende a zero.

Conforme Hibbeler (2010), em geral há seis componentes independentes da tensão de cada ponto do corpo, consistindo de tensão normal, σ_x , σ_y , σ_z , e tensão de cisalhamento, τ_x , τ_y , τ_z . A intensidade destes componentes depende do tipo de carga que atua sobre o corpo e da orientação do elemento no ponto.

A Figura 3 representa o estado de tensão normal e cisalhante de uma partícula infinitesimal.

Figura 3- Estado geral da tensão



Fonte: Beer (2011)

2.3.1.1 Tensão admissível

Conforme Hibbeler (2010) é necessário determinar a tensão admissível como meio de obter segurança na construção de um novo componente ou produto, sendo essa tensão menor que a carga que o elemento pode suportar.

Existem várias razões para isto, como, as cargas em que o elemento foi projetado pode ser diferente da real carga aplicada. Devido à erros na montagem ou fabricação das peças as dimensões estipuladas no projeto podem não ser exatas. Podem ocorrer problemas como vibração, impacto ou cargas acidentais desconhecidas, corrosão atmosférica, deterioração ou desgaste provocado por exposição a intempéries.

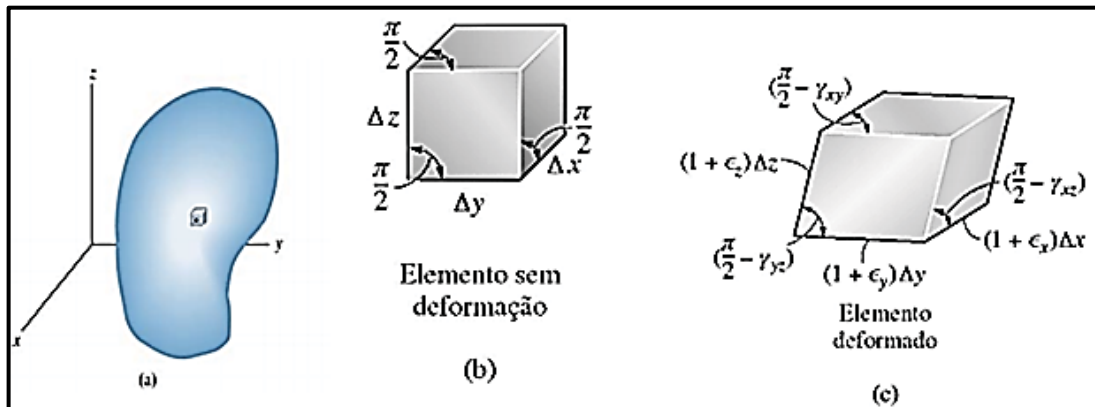
Uma forma para determinar a carga admissível é por meio do fator de segurança (FS), que é a razão entre a força de escoamento, e a carga admissível, (F_{adm}). O fator de segurança pode ser selecionado com base na experiência do projetista.

2.3.2 Deformação

Conforme Hibbeler (2010), as cargas provocam deformação no material de todos os corpos e, como resultado, os pontos do corpo sofrem deslocamento ou mudança de posição. Deformação normal é a medida do alongamento ou da contração de um pequeno segmento de reta do corpo, enquanto deformação por cisalhamento é a

medida da mudança de ângulo ocorrida entre dois segmentos de reta pequenos, perpendiculares entre si. O estado de deformação de um ponto é caracterizado por seis componentes da deformação; três deformações normais $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ e três deformações por cisalhamento $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}$. Esses componentes dependem da orientação dos segmentos de reta e de sua localização no corpo. A Figura 4 mostra o estado de deformação de um corpo.

Figura 4- Deformação de uma partícula



Fonte: Hibbeler (2010)

2.4 ESTADO PLANO DE TENSÕES E DEFORMAÇÕES

Norton (2010) estabelece que o estado genérico de tensão e deformação é ocupado por um espaço tridimensional. No entanto, existem algumas configurações de geometria que devem ser avaliadas de forma diferente com que as tensões e deformações estejam localizadas no mesmo plano.

Segundo Hibbeler (2010), as tensões e deformações perante a prática da engenharia são analisadas fazendo-se aproximações ou simplificações das cargas sobre o corpo, afim de que as tensões e deformações produzidas em um elemento estrutural ou mecânico possa ser analisada em um mesmo plano. Nesse caso, diz-se que o material está sujeito a um estado plano de tensões e deformações.

2.4.1 Tensões principais e cisalhantes máximas

Conforme Hibbeler (2010), o estado plano de tensões em um ponto é representado, portanto, pela combinação de dois componentes de tensão normal, σ_x e

σ_y , e uma componente de tensão de cisalhamento τ_{xy} , que atuam sobre as quatro faces do elemento.

Sendo assim, pode-se encontrar as tensões principais máximas e mínimas utilizando a Equação (3), e para encontrar as tensões cisalhantes máximas utiliza-se a equação (4):

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (4)$$

onde : σ_x = Tensão normal no eixo x

σ_y = Tensão normal no eixo y

τ_{xy} = Tensão cisalhante no plano xy.

2.4.2 Deformações principais e cisalhantes máximas

Segundo Hibbeler (2010), a forma do estado geral das deformações em determinado ponto de um corpo é representado pela combinação de três componentes de deformação normal ϵ_x , ϵ_y , ϵ_z , e três componentes de deformação por cisalhamento γ_{xy} , γ_{xz} , γ_{yz} . Considerando a combinação desses seis componentes tendem a deformar cada face de um elemento do material de acordo com a orientação do elemento.

Pode-se encontrar as deformações máximas e mínimas utilizando a equação (5) e para encontrar a deformação por cisalhamento máxima utiliza-se a equação(6):

$$\epsilon_{1,2} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (5)$$

$$\frac{\gamma_{m\acute{a}x}}{2} = \sqrt{\left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (6)$$

onde: ε_x = Deformação normal no eixo x;
 ε_y = Deformação normal no eixo y;
 γ_{xy} = Deformação cisalhante no plano xy.

2.5 PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS

Nesse estudo são considerados os materiais isotrópicos e homogêneos, os quais possuem propriedades mecânicas, ou comportamentos iguais em todas as direções e também apresentam o mesmo aspecto de constituição física, quando observado em um ultramicroscópio, como o aço, o qual faz parte do estudo deste projeto.

2.5.1 Diagrama tensão-deformação

Conforme Hibbeler (2010), a resistência de um material depende de sua capacidade de suportar a carga sem deformação excessiva ou ruptura. Essa propriedade é inerente ao próprio material e deve ser determinada experimentalmente pelo teste de tração ou compressão.

O comportamento elástico do material ocorre quando a relação tensão e deformação é de forma linear, fazendo que a tensão seja proporcional a deformação.

2.5.2 Relação entre tensão e deformação

Segundo Beer (2011), se o material tem um ponto de escoamento bem definido, o limite elástico, o limite de proporcionalidade e o ponto de escoamento são iguais. Isso faz com que o material tenha comportamento elástico e linear desde que seja mantida a tensão abaixo do ponto de escoamento. No entanto, se for atingido o ponto de escoamento e após for removida a força, a tensão e a deformação diminuem de forma linear, ao longo de uma linha paralela à parte reta da curva de carregamento. O fato da deformação específica não retornar a zero depois de a força ter sido removida indica que ocorreram deformações permanentes ou plásticas.

Ainda conforme Beer (2011), muitas estruturas são projetadas para sofrer deformações relativamente pequenas, a qual é fornecida pela lei de Hooke, representada

matematicamente pela equação (7), onde σ é a tensão, E é o módulo de Young ou módulo de elasticidade e ϵ é a deformação específica:

$$\sigma = E\epsilon \quad (7)$$

2.5.3 Coeficiente de Poisson

Conforme Beer (2011), em todos os materiais de engenharia, a deformação produzida por uma força axial de tração \mathbf{P} na direção da força é acompanhada por uma contração em qualquer direção transversal. Vamos considerar que todos os materiais deste estudo são homogêneos e isotrópicos, os quais suas propriedades mecânicas serão consideradas independentes da direção e posição.

Ainda conforme Beer (2011), conclui-se que a deformação específica deve ter o mesmo valor para qualquer direção transversal, portanto para o carregamento devemos ter $\epsilon_y = \epsilon_z$. Esse valor comum é chamado de deformação específica lateral. Um parâmetro importante para determinado material é o seu coeficiente de Poisson. Representado pela letra grega ν . O coeficiente pode ser expresso matematicamente pela equação (8), onde ϵ_{lat} expressa a deformação lateral e ϵ_{long} a deformação longitudinal:

$$\nu = -\frac{\epsilon_{lat}}{\epsilon_{long}} \quad (8)$$

O sinal negativo é usado porque o alongamento longitudinal (positivo) provoca contração lateral (negativa) e vice-versa. O coeficiente é adimensional.

2.5.4 Lei de Hooke para o estado triaxial

Segundo Hibbeler (2010), pelo princípio da superposição da relação de Poisson e da lei de Hooke aplicada na direção uniaxial, as tensões são relacionadas as deformações. Se o material está sujeito a um estado de tensão triaxial σ_x, σ_y e σ_z em determinado ponto se desenvolve as deformações normais associadas ϵ_x, ϵ_y e ϵ_z . Matematicamente será expressa a forma geral da lei de Hooke para um estado triaxial de tensão, através das equações (9), (10) e (11):

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (9)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (10)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (11)$$

O módulo de elasticidade E se relaciona ao módulo de cisalhamento G através da equação (12):

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (12)$$

onde: E = Módulo de elasticidade;
 G = Módulo de cisalhamento;
 ν = Coeficiente de Poisson.

Portanto pode ser escrita matematicamente a lei de Hooke para tensão de cisalhamento através das equações (13), (14) e (15):

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy} \quad (13)$$

$$\gamma_{yx} = \frac{1}{G} \tau_{yx} \quad (14)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{1}{G} \tau_{xz} \quad (15)$$

onde: γ_{xy} = Deformação cisalhante no eixo xy;
 τ_{xy} = Tensão cisalhante no eixo xy;
 γ_{yx} = Deformação cisalhante no eixo yx;
 τ_{yx} = Tensão cisalhante no eixo yx;
 γ_{xz} = Deformação cisalhante no eixo xz;
 τ_{xz} = Tensão cisalhante no eixo xz;

G = Módulo de cisalhamento.

2.6 CRITÉRIO DE FALHAS

Conforme Norton (2004), as tensões de cisalhamento limitam os materiais dúcteis submetidos a carregamentos estáticos, enquanto os materiais frágeis são limitados pela tensão normal, de um modo geral, embora existam exceções para esta regra. Logo a situação requer que tenhamos diferentes teorias de falhas para essas duas classes de materiais, com o intuito de prever falhas ocasionadas pelo carregamento estático, com isso, este estudo foi feito através de dois critérios de falhas.

2.6.1 Teoria da máxima tensão de cisalhamento

Segundo Shigley (2005), essa teoria também é conhecida como teoria de Tresca, a qual prevê que o escoamento começa sempre que a tensão máxima cisalhamento em qualquer elemento excede a tensão máxima de cisalhamento em um ensaio de tração do mesmo material quando aquele começa a escoar. Pode-se escrever matematicamente a tensão máxima que um material pode suportar através da equação (16), logo $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, sendo σ_1 , σ_2 e σ_3 tensões principais no ponto.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad (16)$$

onde: σ_1 = Tensão principal 1;
 σ_3 = Tensão principal 3;
 S_y = Tensão de escoamento.

2.6.2 Teoria da máxima energia de distorção

Conforme Shigley (2005), a teoria prevê que é o escoamento quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede à energia de deformação por distorção por unidade de volume correspondente ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material.

Segundo Norton (2004), com tensões combinadas normal e de cisalhamento no mesmo ponto será possível definir uma tensão equivalente, que poderá ser usada para representar a combinação de tensões. Com isso a tensão de von Mises é definida como a tensão de tração uniaxial que cria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação das tensões aplicadas. Com isso, pode-se tratar casos de tensão multiaxial combinada à tensão de cisalhamento como se fosse um carregamento de tração pura. Tem-se a tensão equivalente de von Mises através da equação (17):

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (17)$$

onde: σ_x = Tensão normal no eixo x;
 σ_y = Tensão normal no eixo y;
 σ_z = Tensão normal no eixo z;
 τ_{xy} = Tensão cisalhante no plano xy;
 τ_{yz} = Tensão cisalhante no plano yz;
 τ_{xz} = Tensão cisalhante no plano xz.

Para atender a condição de escoamento, através da teoria de von Mises, a tensão equivalente σ' tem que ser maior que o limite de escoamento do material S_y . Pode-se determinar esta condição através da equação (18):

$$\sigma' \geq S_y \quad (18)$$

2.7 TIPOS DE CARREGAMENTO

Nos projetos de engenharia, de modo especial da área mecânica, é indispensável considerar como atuam os carregamentos sobre as peças, ou conjunto, conseqüentemente eles podem apresentar-se de maneiras diferentes e causarem falhas gravíssimas.

Entende-se como falhas que a peça não exerce a função pelo qual foi projetada ou deixou de efetua-la corretamente, e quando a falha é originada pela carga, geralmente a falha se deve ao desgaste, deformação ou ruptura da peça.

Segundo Azevedo (2016), o material de uma peça quando submetido a uma carga aplicada gradativamente, e permanece constante ao longo do tempo, terá um comportamento diferente do qual em que a carga seja aplicada instantaneamente ou que varie de intensidade com o tempo.

2.7.1 Carregamento estático

Segundo Shigley (2005), uma carga estática é uma força estacionária ou momento aplicado a um membro, tal força ou momento deve ser imutável em magnitude, em pontos de aplicação em uma direção. Uma carga estática pode produzir uma tração axial ou compressão, uma carga de cisalhamento, uma carga de flexão, uma carga torcional, ou qualquer combinação dessas. Para ser considerada estática essa carga não pode mudar de maneira alguma.

Azevedo (2016), explica que carregamento estático é todo carregamento em que a carga é aplicada gradativamente e permanece sem variação de intensidade ao longo do tempo.

Matematicamente pode ser determinada a tensão causada a uma barra submetida a esforço de tração através da equação (19), ou quando esta barra irá se deformar através da equação (20):

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (19)$$

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (20)$$

Onde: F = Força;

A = Área;

ΔL = Alongamento;

L = Comprimento.

2.7.2 Carregamento quase estático

Azevedo (2016), explica que carregamento quase estático é todo carregamento em que a carga é aplicada subitamente e depois permanece sem variações de intensidade ao longo do tempo, sendo assim após a aplicação da carga o carregamento se comporta igual ao carregamento estático.

2.7.3 Carregamento dinâmico

Carregamento dinâmico, segundo Azevedo (2016), é todo carregamento em que o tempo é uma das variáveis na aplicação da carga, podendo ser constante ou apresentar variações de intensidade ao longo do tempo.

Na prática da engenharia moderna, a maior parte das condições de projeto de engenharia envolve peças de máquinas sujeitas a cargas variáveis ou cíclicas. Um exemplo de carregamento dinâmico é o eixo de rotação que passa por momentos de flexão, visto que ao mesmo tempo algumas fibras sofrerão estresse de compressão e em outras vezes tração, dependendo da velocidade de rotação, esta variação poderá ser repetida várias vezes durante um minuto.

2.7.4 Carregamento por impacto

Este fenômeno é tipicamente dinâmico, que ocorre quando um objeto atinge outro. É muito diferente de carregamento estático, pois grandes forças ocorrem num período curto de tempo.

Segundo Azevedo (2016), entende-se como carregamento por impacto todo carregamento em que a carga é aplicada pela colisão de objetos.

Shigley (2005), afirma que no impacto não ocorre perda de energia e assim, pelo princípio da conservação de energia toda ela será transferida ao objeto atingido e, portanto, sem perdas. Ressalta também que o objeto atingido não irá ultrapassar o regime elástico com a deformação, obedecendo a lei de Hooke. O efeito de aplicação da carga é instantâneo e contínuo até haver o equilíbrio entre a energia externa e interna.

2.8 ELEMENTOS FINITOS

A análise dos meios contínuos era de forma direta através de equações derivadas parciais que determinam o fenômeno. Logo, segundo Azevedo (2003), no âmbito da Engenharia de Estruturas, o Método de Elementos Finitos tem como objetivo principal a determinação do estado de tensões e deformações de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores.

Ainda de acordo com Azevedo (2016), a geometria da peça que é originalmente contínua, é subdividida pelo programa de análises, em pequenos elementos, em uma quantidade finita, mantendo estes elementos interligados por nós, formando a malha, sendo este processo chamado de discretização. É desta divisão da geometria em elementos que surgiu o termo “análise pelo método de elementos finitos”, pois se deferência do método analítico que utiliza infinitas partes.

Segundo Bathe (1996), após a discretização, as equações ligadas ao tipo de análise escolhida, correspondente a cada parte da malha geométrica, conhecida usualmente como elemento finito, serão resolvidas a partir de rotinas numéricas.

2.8.1 Tipo de Análise do método de elementos finitos

Conforme Azevedo (2003), a primeira questão que será observada para resolver um problema de análise de uma estrutura é classifica-la quanto sua geometria, modelo do material constituinte e ações aplicadas. As análises podem ser do tipo estáticas ou dinâmicas e lineares ou não lineares, onde para ser utilizado o Método de Elementos Finitos deve ser definida qual a análise em questão. Este trabalho utilizará a análise estática.

2.8.1.1 Análise dinâmica ou estática

Quando uma estrutura é submetida a uma ação dinâmica, deverá ser considerada a variação no tempo, e as forças de inércia associadas às acelerações a que cada componente ficará sujeito, tornando a análise dinâmica.

Segundo Azevedo (2003), as ações sobre as estruturas geralmente são dinâmicas, devendo ser considerada a variação no tempo e as forças de inércia

associadas às acelerações a que cada um dos seus componentes fica sujeito. Por este motivo, seria de esperar que a análise de uma estrutura teria obrigatoriamente ter considerações dos efeitos dinâmicos.

Quando a análise é aplicada em um determinado instante, onde será desprezada as forças de inércia, determinando assim os deslocamentos, tensões e forças nos componentes resultantes dos carregamentos aplicados.

Ainda conforme Azevedo (2003), em muitas situações é razoável considerar que as ações são aplicadas de um modo suficientemente lento, tornando desprezíveis as forças de inércia, e neste caso análise estática, onde será determinado os deslocamentos, deformações, tensões, forças na estrutura e resultantes do carregamento aplicado.

2.8.1.2 Análise linear e não linear

Segundo Azevedo (2003), na análise de uma estrutura sólida, será normal considerar que os deslocamentos provocados pelas ações exteriores, são muito pequenos quando comparados com dimensões dos componentes da estrutura. Sendo assim, admite-se que não existe influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e tensões, assim todo estudo é feito com base na geometria inicial indeformada. Se não for considerada esta hipótese, a análise é designada não linear geométrica.

Na análise linear é admitido que não existe influência da modificação na geometria da estrutura perante a distribuição dos esforços e das tensões, logo todo estudo é feito baseado na geometria inicial não deformada. Com isso, análise não linear considera a curva não linear do material como também contatos não lineares. Após a aplicação das forças é possível verificar regiões de deformação dos materiais, rótulas plásticas e pontos de ruptura.

2.8.2 Método de soluções Implícita e Explícita

Conforme Ciapparini (2012), o método de soluções implícita considera a condição de equilíbrio no próprio instante ($t + \Delta t$). *Softwares* comerciais de elementos finitos como Ansys, utiliza o método de Newmark para soluções de problemas dinâmicos. Existem outros métodos que são aplicados a problemas com solução

implícita, como o método θ Wilson, o método de Houbolt e o método da superposição modal. O método implícito faz uso da equação (21) para obter suas soluções.

$$\{u_{n+1}\} = [K]^{-1} \{F_{n+1}^a\} \quad (21)$$

onde: $\{u_{n+1}\}$ é o vetor de deslocamento no tempo $t_n + \Delta t$;
 $\{F^a\}$ é o vetor de força aplicada.

Ainda conforme Ciapparini (2012), nas soluções explícitas é aplicado o método das diferenças finitas centrais. Alguns *softwares comerciais* de elementos finitos como Ansys/Ls_dyna, Abaqus, possuem o método de integração explícita. Neste método a solução do deslocamento em um dado instante é baseada nas condições de equilíbrio dos instantes anteriores.

As velocidades e acelerações nodais são determinadas no instante central t , a partir dos instantes separados por Δt , ou seja, $(t + \Delta t)$ e $(t - \Delta t)$. O método explícito utiliza a equação (22) para obter as soluções.

$$\{\ddot{u}_n\} = [M]^{-1} \{F_n^{ext}\} - \{F_n^{int}\} \quad (22)$$

onde: M é a matriz de massa da estrutura;
 F_n^{ext} é a força externa aplicada;
 F_n^{int} é a força interna aplicada.

2.8.3 Metodologia de trabalho utilizando Método de Elementos Finitos

Segundo Pinto Filho (2004), a metodologia de trabalho é dividida em etapas para se obter os resultados para o problema não importando o tipo de análise: estática ou dinâmica. Deve-se seguir as etapas de: geometria, propriedades dos materiais, geração da malha, condições de contorno e tipos de elementos.

2.8.4 Geometria

Conforme Alves Filho (2007), geometria limpa é a qual onde não existem vazios internos, onde chanfros, arredondamentos, roscas e detalhes são construídos por último,

e estes detalhes não são usados como referência na construção, facilitando a construção da malha.

Sendo submetida aos carregamentos e restrições é subdividida em partes, chamadas de elemento, os quais passam a representar o domínio contínuo do problema. Uma divisão da geometria em pequenos elementos permite resolver um problema complexo, subdividindo em problemas mais simples.

2.8.5 Propriedades dos materiais

Segundo Pinto Filho (2004), as propriedades necessárias à caracterização de um modelo podem variar em função da análise desejada como densidade, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, módulo de Young, e dependendo da análise alguns tipos de elementos necessitam de propriedades adicionais como coeficiente de dilatação térmica e condutividade elétrica. Na maioria das análises se assume que o material é isotópico e homogêneo.

2.8.6 Geração da malha

A geração da malha é caracterizada pela geração de elementos e nós conectados entre si, onde esses elementos são discretizados dentro de uma região de um corpo contínuo.

A geometria da peça, é subdividida pelo programa, em partes que são chamadas de elementos, numa certa quantidade finita, mantendo-os ligados através dos nós, formando então a malha.

Segundo Shigley (2011), a densidade da malha aumenta à medida que forem colocados mais elementos no interior de uma determinada região. Refinamento de malha é quando é alterada de uma análise de um modelo para a análise seguinte visando melhores resultados. Resultados que melhoram quando a densidade da malha é aumentada em áreas com grande gradiente de tensão elevados ou quando zonas de transição geométrica recebem malhas mais suaves.

Conforme Pinto Filho (2004), malha é a maneira de se comunicar com o programa de métodos de elementos finitos, a precisão da solução depende

primeiramente da qualidade da malha, que é mais bem definida pela convergência do problema.

Ainda segundo Pinto Filho (2004), uma malha de boa aparência possui elementos regulares, com boa forma e as transições de secções devem ser suaves e graduais sem elementos distorcidos ou parecendo escamas.

2.8.7 Condições de contorno

Através da análise estrutural as condições de contorno representam os tipos de contatos, as restrições, as cargas dos corpos, os carregamentos, entre outros. As condições de contorno se forem aplicadas mais próximas das reais condições de trabalho da peça ou do conjunto, terão um resultado mais confiável na análise.

Segundo Shigley (2011), a simulação das condições de contorno é a parte mais difícil da modelagem e, precisa de uma estrutura para uma análise de elemento finito. Ao especificar restrições, é fácil cometer erros de omissão ou má interpretação. Para isso, talvez o analista precise testar diferentes abordagens em relação às restrições esotéricas do modelo como juntas fixas ou parafusadas com porcas, soldagem, etc, que não sejam tão simples como juntas fixas ou pivotadas idealizadas. Os ensaios devem se restringir a problemas simples e não a uma estrutura complexa e grande.

Conforme Pinto Filho (2004), condições de contorno são aquelas que não fazem parte do modelo, mas que são atribuídas a ele na tentativa de representar seu ambiente de aplicação, como carregamentos e restrições. Cargas podem ser definidas na forma de força, momento, gravidade e pressão, entre outras. As restrições podem impedir movimentos de rotações ou deslocamentos, gerados pelas cargas em uma ou mais direções.

Conforme Alves Filho (2007), a determinação das condições de contorno e introdução do carregamento e deslocamento impostos ao modelo consistem no último passo no estágio de pré-processamento. É importante a consciência de que as condições de contorno são o aspecto de maior dificuldade no método de elementos finitos.

2.8.8 Tipos de elementos

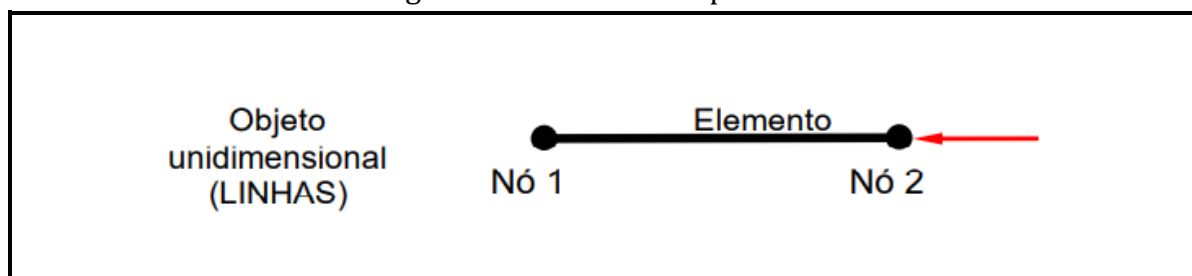
Os elementos finitos são divididos em três grupos com uma, duas e três dimensões, esses grupos dimensionais definem quantos graus de liberdade cada elemento ou nó tem. É de extrema importância a escolha de um modelo que represente a análise de uma estrutura, para isso são considerados vários fatores. Geralmente os mais utilizados são do tipo barra, tipo casca e tipo sólidos.

2.8.8.1 Elemento do tipo barra

Segundo Azevedo (2003), as estruturas reticuladas são constituídas por barras prismáticas, onde as dimensões transversais são muito menores do que o comprimento de seu eixo, logo será habitual diferenciar os pórticos das treliças, conforme é ou não considerada a compatibilidade de rotações nas extremidades de barras adjacentes.

Elemento do tipo barra é o mais simples, conforme Pinto Filho (2004), estes modelos são construídos a partir de elementos de barra e podem ser lembrados como aqueles que fornecem informações generalizadas do comportamento do sistema. Através deste modelo podem ser obtidos resultados como força de reação, momentos e deflexões que podem ser posteriormente usados como entradas em modelos mais detalhados e complexos. Segue uma representação de elemento tipo barra, através da Figura 5.

Figura 5- Elemento do tipo barra



Fonte: Apostila Métodos de Elementos Finitos (2017)

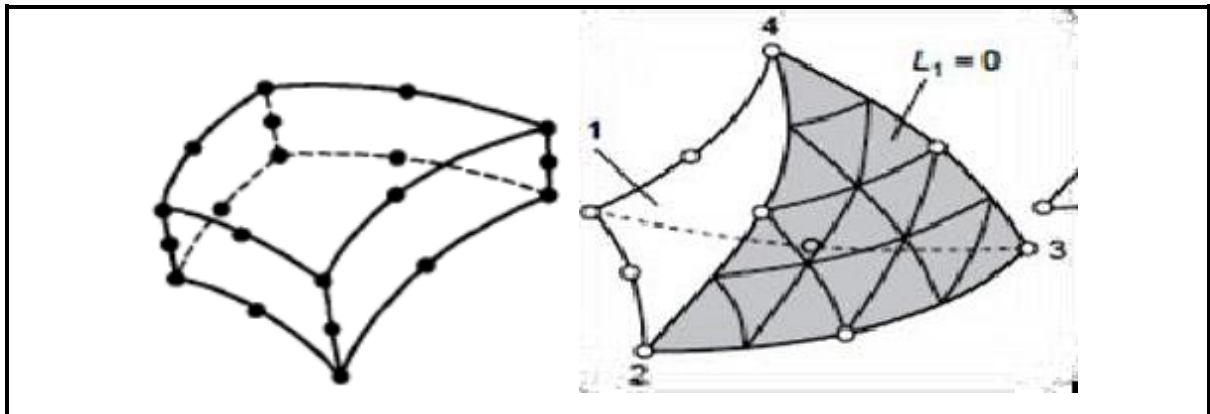
2.8.8.2 Elemento do tipo casca

Conforme Azevedo (2003), quando a superfície é plana, a estrutura laminar pode ser classificada como parede, laje ou casca plana. Uma parede apenas se encontra

sujeita a ações paralelas a seu plano médio. Numa laje podem ser aplicadas as forças perpendiculares ao plano médio e momentos cujo vetor está contido no plano médio, logo uma estrutura laminar plana sujeita a outros tipos de ações é designada casca plana, e quando a superfície não é plana, tem-se uma casca tridimensional.

O termo casca segundo Pinto Filho (2004), refere-se a elementos planos quadriláteros ou triangulares, usados para representar estruturas de parede fina, onde a espessura da mesma é muito menos do que as outras dimensões. Elementos do tipo casca tem como principal indicação, quando a espessura de uma peça ou estrutura é pequena se comparada com seu tamanho total ou sua área. Representação de elemento tipo casca através da Figura 6.

Figura 6- Elemento do tipo casca



Fonte: Apostila Métodos de Elementos Finitos (2017)

2.8.8.3 Elemento do tipo sólido

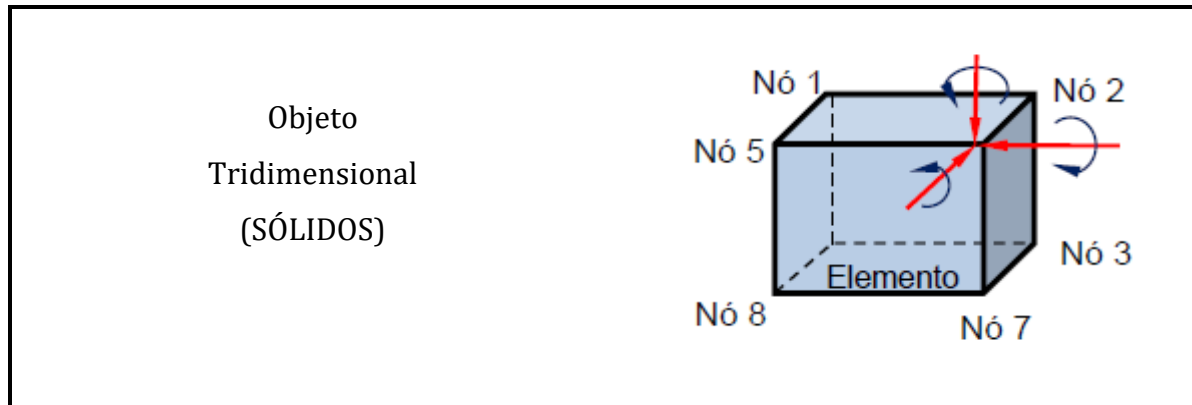
Segundo Azevedo (2003), quando a estrutura é um sólido de revolução e as ações são todas assimétricas em relação ao mesmo eixo, neste tipo de problemas é ainda possível distinguir o caso do sólido de revolução do caso da lâmina de revolução. É também tratado como um caso particular a análise de uma estrutura que consiste num sólido cuja a geometria e ações se repetem indefinidamente ao longo de um eixo retilíneo, tratando-se de estado plano de deformações, o qual pode ser estudado com base numa geometria bidimensional.

Neste tipo, conforme Pinto Filho (2004) encaixam-se objetos volumosos e de baixo perfil. Deve se ter em mente que ao construir modelos sólidos, que seus elementos

podem ser combinados a outros tipos de elementos para que se alcance condições de contorno mais complexas.

Trata-se do tipo de modelo que requer mais tempo computacional, podendo modelar geometrias incluindo soldas, saliências, transições, chanfros e arredondamentos. O elemento do tipo sólido é representado pela figura 7.

Figura 7 - Modelo do tipo sólido



Fonte: Apostila Métodos de Elementos Finitos (2017)

2.8.9 Forças nodais

Segundo Azevedo (2003), um elemento finito quando se encontra sujeito a ações exteriores genéricas é necessário proceder ao cálculo das forças nodais equivalentes à solicitação exterior. Estas solicitações são cargas concentradas num ponto do interior do elemento, as cargas distribuídas em bordas, em faces e as cargas de volume.

2.9 MECANISMOS

Mecanismo é um conjunto de elementos de máquinas ligados de forma a produzir um movimento específico. Conforme Norton (2010), mecanismo é o que transforma um movimento qualquer em um padrão desejado e geralmente desenvolve forças de baixa intensidade e transmitem pouca potência. Pode ser também um meio de transmitir, controlar ou limitar um movimento relativo. Outra definição de mecanismo é um sistema de elementos unidos e organizados para transmitir movimento de uma maneira predeterminada.

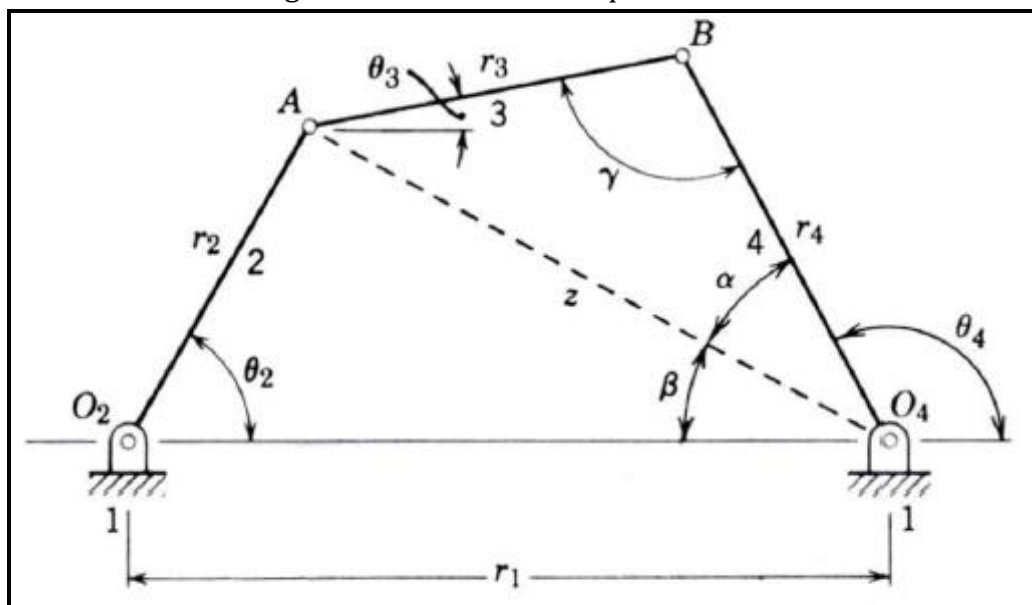
2.9.1 Estudo cinemático dos mecanismos

Os mecanismos podem ser divididos em dois grupos de estudo, cinemático e dinâmico. Conforme Norton (2010), o estudo cinemático descreve o movimento dos corpos, desconsiderando as forças que o causaram, ou seja, deve ser feita uma análise das velocidades, acelerações e posições relativas de cada componente, desconsiderando as forças aplicadas no mecanismo.

Segundo Hibbeler (2005), a cinemática trata dos aspectos geométricos do movimento. A dinâmica, segundo Meriam (2009), é o ramo da mecânica que trata do movimento dos corpos sob a ação de forças. O estudo da dinâmica na engenharia segue o estudo da estática, a qual trata dos efeitos das forças sobre os corpos em repouso.

Um dos mecanismos mais úteis é o mecanismo de quatro barras ou quadrilátero articulado. Conforme Mabie (2010), além dos possíveis pontos mortos em um sistema de quatro barras, é necessário fazer uma análise cinemática para encontrar os ângulos, as distâncias entre as barras do mecanismo e as posições. Para isso, será necessário fazer o uso das seguintes formulas, descritas com base na Figura 8:

Figura 8 - Mecanismo de quatro barras



Fonte: Mabie (2010)

Pode-se deduzir uma equação para o ângulo de transição aplicando a lei dos cossenos aos triângulos AO_2O_4 e ABO_4 , conforme equação (23) e equação (24):

$$z^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2\cos\theta_2 \quad (23)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \left[\frac{z^2 - r_3^2 - r_4^2}{-2r_3r_4} \right] \quad (24)$$

onde o valor de z é calculado através da equação (23), com dimensões das peças (r_1, r_2, r_3 e r_4) conhecidas em mm, γ é em função do ângulo de entrada θ_2 . Os ângulos em rad.

O ângulo de saída do mecanismo de quatro barras pode ser encontrado numa forma particular como uma função de θ_2 , com referência na Figura 9, a lei dos cossenos pode ser usada para expressar os ângulos α e β através das equações (25) e (26):

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{z^2 - r_4^2 - r_3^2}{2zr_4} \right) \quad (25)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{z^2 + r_1^2 - r_2^2}{2zr_1} \right) \quad (26)$$

Logo o ângulo θ_4 na Figura 4 é dado pelas equações (27) e (28):

$$\theta_4 = 180^\circ - (\alpha + \beta) \quad (27)$$

$$\theta_3 = \arccos \left(\frac{r_1 + r_4 \cos\theta_4 - r_2 \cos\theta_2}{r_3} \right) \quad (28)$$

2.10 MULTICORPOS

A técnica de sistemas multicorpos (Multibody system - MBS) permite os engenheiros criar e testar protótipos virtuais de sistemas mecânicos de grande complexidade com facilidade em uma fração do tempo e os custos necessários para a constituição física e testes. A técnica deste sistema pode resolver equações de cinemática, estática, quase estática e dinâmica de sistemas com vários corpos e muitos

graus de liberdade. Utilizando a metodologia de mult corpos pode-se obter a solução dinâmica de sistemas com grandes deslocamentos, vínculos não lineares e choque.

A descrição matemática de sistemas mult corpos torna-se complexa em função do número de corpos e tipos de restrições, precisando em várias vezes o auxílio de ferramentas computacionais existentes no mercado para apreciação de simulação e avaliação da coerência dos resultados, cita NETO (2006), em seu artigo “Simulação na dinâmica de sistemas mult corpos”.

2.10.1 Velocidades

Conforme Norton (2010) precisa-se saber as velocidades do nosso mecanismo para poder calcular a energia cinética armazenada, e para determinar as acelerações dos elos, as quais são necessárias para o cálculo das forças dinâmicas.

2.10.1.1 Definição de velocidade

Segundo Norton (2010), velocidade é definida como a taxa de variação da posição em relação ao tempo. A posição é uma grandeza vetorial assim como a velocidade, a qual é sempre perpendicular ao raio de rotação e é tangente à trajetória.

A velocidade pode ser angular representada por ω em [rad/s], ou linear representada por V em [m/s], representadas matematicamente através das equações (29) e (30):

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (29)$$

$$V = \frac{dR}{dt} \quad (30)$$

Seguindo o método analítico para a análise de quatro barras, será possível obter os valores para as velocidades angulares em [rad/s], representados através das equações (31) e (32):

$$\omega_3 = -\frac{r_2}{r_3} \omega_2 \frac{\text{sen}(\theta_4 - \theta_2)}{\text{sen}(\theta_3 - \theta_4)} \quad (31)$$

$$\omega_4 = \frac{r_2}{r_3} \omega_2 \frac{\text{sen}(\theta_2 - \theta_3)}{\text{sen}(\theta_4 - \theta_3)} \quad (32)$$

Na sequência serão apresentadas as equações (33), (34) e (35) para determinar as velocidades das barras do mecanismo. Cujas velocidades em [mm/s].

$$VA = r_2 \omega_2 \quad (33)$$

$$VAB = r_3 \omega_3 \quad (34)$$

$$VB = r_4 \omega_4 \quad (35)$$

2.10.2 Acelerações

Será necessário determinar as acelerações para calcular as forças dinâmicas, visto que essas forças contribuem para as tensões atuantes nos elos e de todos os componentes da máquina. Conforme Norton (2010), uma vez que a análise de velocidade tenha sido feita, o próximo passo é determinar as acelerações de todos os pontos de interesse do mecanismo ou máquina.

2.10.2.1 Definição de aceleração

Segundo Norton (2010), a aceleração é definida como a taxa de variação, em função do tempo, da velocidade. Velocidade é uma grandeza vetorial, assim como a aceleração, a qual pode ser angular ou linear. Logo a aceleração angular será representada como α em [rad/s²], e a aceleração linear como A em [mm/s²], representadas matematicamente através das equações (36) e (37).

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} \quad (36)$$

$$A = \frac{dV}{dt} \quad (37)$$

Através da solução analítica para análise de acelerações e fazendo uso das equações (38) e (39), a seguir será possível determinar as acelerações angulares, α_3 e α_4 , para um mecanismo de quatro barras. Ambas acelerações em [rad/s²]

$$\alpha_3 = \frac{[-r_2\alpha_2\text{sen}(\theta_4 - \theta_2) + r_2\omega_2^2 \cos(\theta_4 - \theta_2) + r_3\omega_3^2 \cos(\theta_4 - \theta_3) - r_4\omega_4^2]}{r_3\text{sen}(\theta_4 - \theta_3)} \quad (38)$$

$$\alpha_4 = \frac{[r_2\alpha_2\text{sen}(\theta_3 - \theta_2) + r_2\omega_2^2 \cos(\theta_3 - \theta_2) + r_4\omega_4^2(\theta_3 - \theta_4) - r_3\omega_3^2]}{r_4\text{sen}(\theta_3 - \theta_4)} \quad (39)$$

Na sequência serão utilizadas as equações (40) à (45), para determinar acelerações tangenciais e radiais de um mecanismo de quatro barras. Ambas as acelerações em [mm/s²].

$$ARA = \frac{VA^2}{r_2} \quad (40)$$

$$ARAB = \frac{VAB^2}{r_3} \quad (41)$$

$$ARB = \frac{VB^2}{r_4} \quad (42)$$

$$ATA = r_2\alpha_2 \quad (43)$$

$$ATAB = r_3\alpha_3 \quad (44)$$

$$ATB = r_4\alpha_4 \quad (45)$$

Conforme Norton (2010), a aceleração tangencial é sempre tangente à direção do movimento, e perpendicular ao raio de rotação. A componente da aceleração centrípeta ou normal está sempre direcionada para o centro.

2.11 VIDA EM FADIGA

2.11.1 Falha por Fadiga

Segundo Shigley (2011), membros de máquinas falham sob a ação de tensões repetidas ou flutuantes, todavia a análise mais cuidadosa revela que as tensões reais máximas estavam bem abaixo da resistência última do material, e muito frequentemente até abaixo da resistência ao escoamento. A característica mais distinguível dessas falhas é que as tensões foram repetidas um número muito grande de vezes, daí a falha se chama falha por fadiga.

Conforme BATHIAS; PINEAU (2010), a fadiga ou dano causado por fadiga é relacionado a modificação das propriedades dos materiais. Essa alteração acontece quando a aplicação de ciclos contínuos ou intermitentes de estresse e sua repetição pode levar à fratura.

No ano de 1899, Goodman (1899), propôs que se utilizassem a teoria dinâmica para determinar a carga máxima admissível em uma estrutura. Teoria a qual implica que as cargas variantes são equivalentes às cargas aplicadas repentinamente e conseqüentemente, uma peça de material se rompa com cargas repetidas se a tensão dinâmica equivalente exceder a resistência estática do material.

Ainda segundo Goodman (1899), se a teoria dinâmica fosse verdadeira a tensão mínima (tomada como sendo a resultante da aplicação da carga *morta*), mais do dobro da gama de tensão (originada devido às cargas *vivas*), deveria ser igual à resistência estática do material.

2.11.2 Fatores de modificação da vida sob fadiga

Conforme Norton (2013), os limites de resistência à fadiga obtidos através de ensaios com corpos de prova padrão, ou de estimativas baseadas em testes estáticos

devem ser modificadas para considerar as diferenças físicas entre os corpos de prova e a peça real que esta sendo projetada.

Segundo Shigley (2011), Marin identificou fatores que quantificam os efeitos da condição de superfície, do tamanho, do carregamento, da temperatura e de itens variados. Conforme a equação (46) de Marin é assim escrita

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (46)$$

Onde: K_a = fator de modificação de condição de superfície;

K_b = fator de modificação de tamanho;

K_c = fator de modificação de carga;

K_d = fator de modificação de temperatura;

K_e = fator de confiabilidade;

K_f = fator de modificação por efeitos variados;

S'_e = limite de endurance de espécime de teste da viga rotativa;

S_e = limite de endurance no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo é apresentado o desenvolvimento do implemento tombador de bim, juntamente com a análise de cinemática do mecanismo e método de análise virtual.

3.1 CONDIÇÃO ATUAL

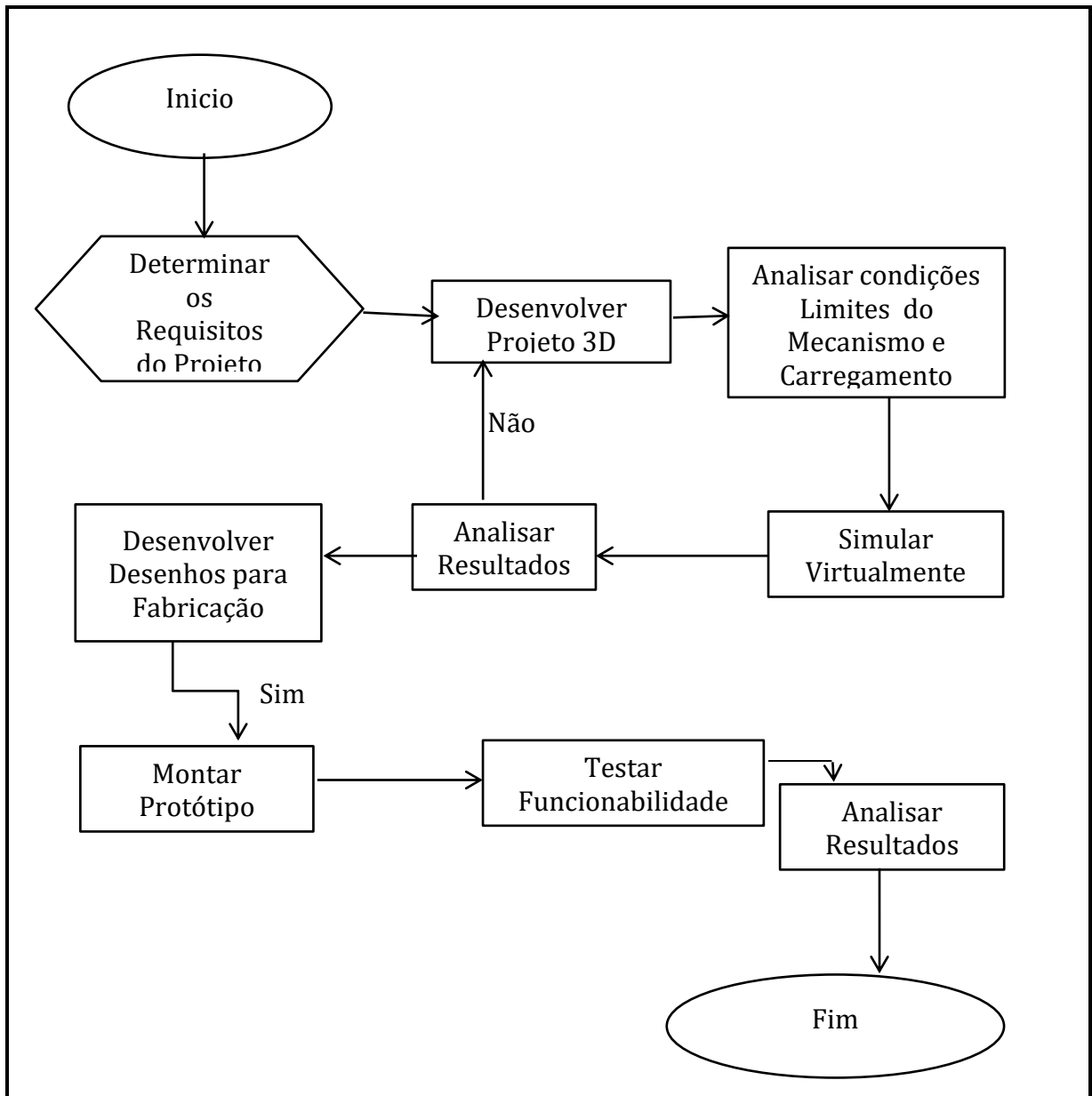
Para o desenvolvimento de um novo produto tem-se as seguintes etapas:

- a) determinar os requisitos do projeto;
- b) desenvolver projeto 3D;
- c) analisar condições limites do mecanismo e carregamento;
- d) simular virtualmente;
- e) analisar resultados;
- f) desenvolver desenhos para fabricação;
- g) montar protótipo;
- h) testar funcionalidade;
- i) analisar resultados.

3.2 METODOLOGIA DE TRABALHO

Será descrita através de um fluxograma as principais atividades realizadas neste trabalho conforme figura 9.

Figura 9 - Fluxograma de atividades



Fonte: Autor

3.2.1 Determinar os requisitos do projeto

Durante esta etapa são definidos todos os requisitos de entrada para a execução e implantação do projeto do implemento tombador de bim. São definidos os materiais utilizados para o desenvolvimento deste novo implemento, onde poderá ser utilizado por qualquer marca e modelo de trator.

3.2.1.1 Determinação das forças atuantes

Será necessário determinar algumas forças que atuam no sistema tombador de bim. Para este processo devem ser conhecidos parâmetros como: a força atuante principal sobre a estrutura, a qual será considerada a carga mais o equipamento e a força exercida pelos amortecedores ou atuadores hidráulicos para impulsionar a carga.

3.2.2 Desenvolver projeto 3D

Esta etapa foi executada através de um *software* CAD. Após definidos os materiais a serem utilizados é confeccionado o novo produto em projeto 3D. Imagem do implemento e do bim de plástico ilustrada na figura 10:

Figura 10 - Implemento tombador de bim e o bim de plástico



Fonte: Autor

3.2.3 Analisar condições limite do mecanismo e carregamento

Nesta etapa, serão feitas as análises dos mecanismos e descritas as condições limite, juntamente com a carga máxima, também será feita uma análise de simulação numérica, a qual consiste em reproduzir virtualmente o processo industrial.

3.2.4 Simular virtualmente

Nesta etapa é executado a análise das tensões resultantes do implemento, onde será possível determinar os pontos críticos de tensão para verificar se a estrutura suportará a carga.

3.2.5 Analisar resultados

Através dos resultados obtidos é comparado e analisado, e caso haja irregularidades, será feita uma alteração do projeto.

3.2.6 Desenvolver desenhos para fabricação

Serão executados a partir dos resultados positivos, onde são elaborados os desenhos 2D, com suas devidas cotas e dimensionamento para elaboração das peças do implemento.

3.2.7 Montar protótipo

Nesta etapa, após ter todas as peças produzidas é executado a montagem do protótipo, para ter condições plenas de teste prático funcional.

3.2.8 Testar funcionalidade

Durante a execução desta etapa, são feitos os testes na prática para fins de verificar se este implemento atende a expectativa pelo qual foi desenvolvido assim como a sua funcionalidade.

3.2.9 Analisar resultados

A última etapa a ser executada deste trabalho, onde através dos resultados obtidos experimentalmente, é permitido validar este tipo de implemento. São medidas a

posição de tombamento e limites de posicionamento da carga. É verificado também a condição de funcionamento do implemento.

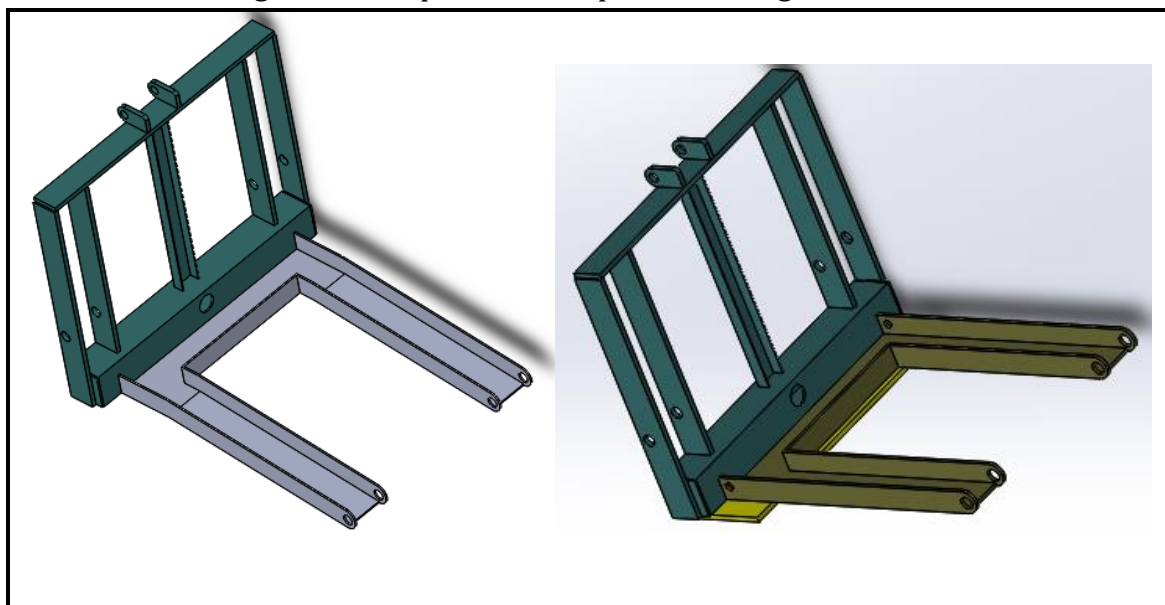
3.3 OBJETO DE ESTUDO

Esta seção tem como objetivo detalhar o estudo do trabalho sobre o implemento, e as partes analisadas através de método dos elementos finitos e análise cinemática dos mecanismos.

Foram analisados dois projetos, o primeiro projetado, fabricado e testado apenas na prática, onde foi possível observar que a estrutura não suportou a carga de trabalho.

Após a verificação da não aprovação foi testado virtualmente pelo MEF, para comprovar sua falha. O segundo projetado e fabricado com as mesmas características de construção, a única diferença foi na parte fixa do implemento, a qual da sustentação à parte basculante, no primeiro projeto a peça foi construída com uma chapa em perfil “U”, de 6 mm de espessura, sem chapa inferior de reforço, e no segundo com uma chapa também em perfil “U” de 9 mm de espessura e mais uma chapa inferior de suporte para a estrutura. Pode-se ver ambos os implementos através da imagem 11. Para ambos foram feitas as mesmas considerações e análises.

Figura 11 - Implemento da primeira e segunda versão



Fonte: Autor

3.3.1 Detalhamento do implemento

O tombador de bim, é um implemento que pode ser acoplado a qualquer trator, o qual tem a função de transporte e descarregamento de uva na carroceria do caminhão. Tem sua capacidade máxima de carga de 400 kg. Seu peso bruto total entre implemento mais o bin, fica na ordem de 580 Kg. Para fins de estudo será considerado o peso do bim, o peso da estrutura basculante e a carga máxima do bim, num total de 4500 N.

Sua construção é feita basicamente de uma parte fixa, acoplada ao trator, uma parte basculante, a qual faz o giro sobre a parte fixa através de pinos. Também faz parte do implemento a trava do bim, esta está fixa por meio de um pistão hidráulico acoplado a parte basculante do sistema, como visto através da figura 12.

Figura 12 -Implemento tombador de bim



Fonte: Autor

O bim é preso através da trava por um pistão hidráulico, e articulado por meio da estrutura basculante, que esta presa a parte fixa, por meio da força exercida pelos pistões hidráulicos. O movimento basculante é feito quando o pistão é acionado através

de um comando hidráulico, o qual faz um movimento de giro basculando a carga na carroceria do caminhão. Através deste movimento a carga é descarregada pela ação da gravidade.

3.3.2 Detalhamento do objeto de estudo

Esta seção tem por objetivo o detalhamento das formas construtivas, características técnicas, das montagens das principais partes de estudo do implemento, durante a realização deste trabalho, tendo como principais partes a parte fixa a qual sustenta a parte girante e a parte móvel a qual faz o giro e descarregamento da uva.

3.3.2.1 Parte fixa

A parte fixa é uma estrutura rígida formada por barras chatas feitas através do processo de laminação e corte a laser, e um tubo de perfil quadrado feito através do processo de laminação e dobra, ambos de aço SAE 1020. As propriedades mecânicas são conforme tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades do aço SAE 1020

SAE 1020	Propriedades mecânicas	
	LE (MPa)	LR (MPa)
	210	380

Fonte: Catálogo Acelor Mittal

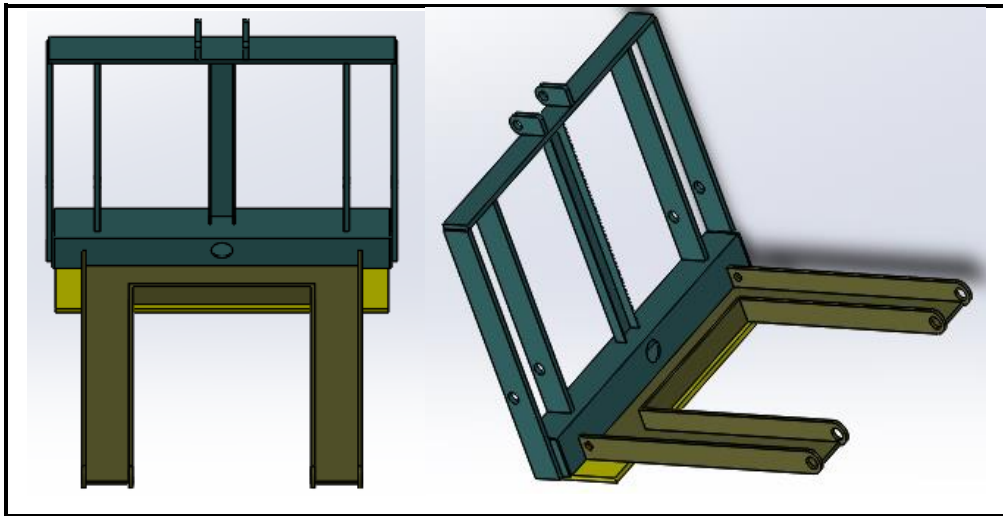
Também compõe o sistema a parte chamada de “garfo fixo”, em perfil “U”, a qual são aplicados os testes de validação, feita através de chapas por meio de laminação, corte laser e dobra, fabricada em aço ASTM A36. As propriedades mecânicas são descritas na tabela 2. Todas as partes que formam este sistema são unidas pelo processo de soldagem, e pode-se visualizar por meio da figura 13.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas do aço ASTM A 36

ASTM A36	Propriedades Mecânicas	
	LE (MPa)	LR (MPa)
	250 mín	400~550

Fonte: Catálogo da Cemaço.

Figura 13 - Parte fixa

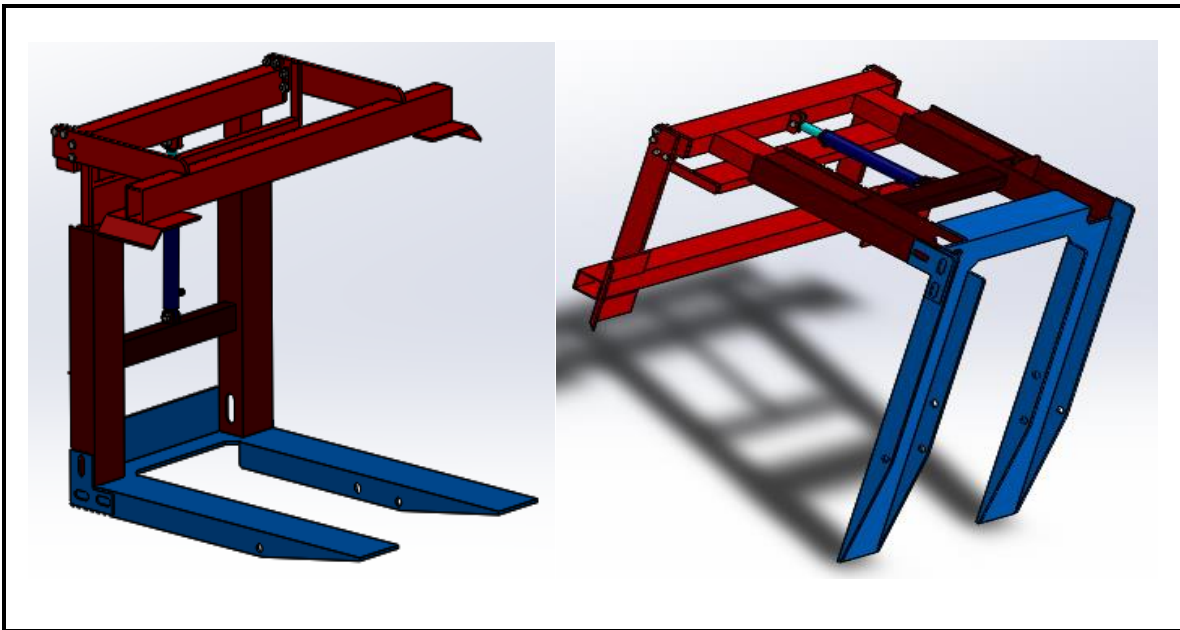


Fonte: Autor

3.3.2.2 Parte basculante

Esta parte do implemento é responsável para a fixação do bim na estrutura e fazer o movimento de basculamento para descarregar a uva. Feita em aço SAE 1020, através de componentes formados por chapas retangulares, e perfis em “U” e chapas, passando pelos processos de dobra e corte a laser. Todas as partes são unidas através de solda, exceto as chapas que dão sustentação a trava, que são fixadas por meio de junta parafusada, conforme figura 14.

Figura 14 - Parte basculante



Fonte: Autor

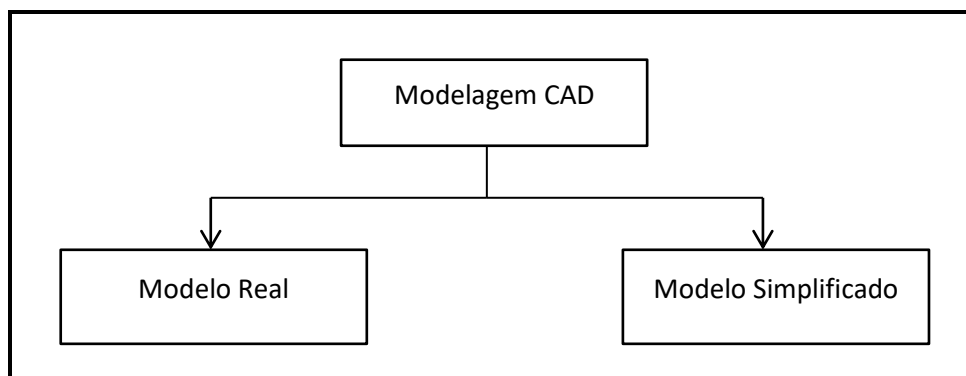
3.4 MÉTODOS

Durante esta etapa serão apresentados os métodos utilizados na análise do implemento, os quais são através da modelagem em CAD e após a análise pelo Método dos Elementos Finitos.

3.4.1 Modelagem CAD

Durante esta etapa são criados dois modelos, um considerado o modelo real e o outro sendo o modelo simplificado, através da modelagem em CAD, conforme figura 15.

Figura 15 - Fluxograma Modelagem CAD



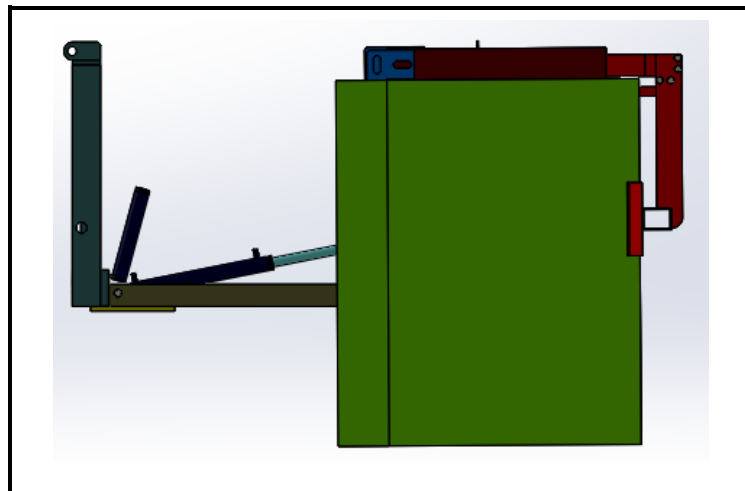
Fonte: Autor

3.4.2 Modelo real

O modelo real foi construído de acordo com o projeto do implemento em desenvolvimento, desenhado por meio do *software* de CAD *Solidworks*, possuindo 103 componentes, e por meio deste tem-se a criação do modelo simplificado.

Através da figura 16, pode-se observar o modelo real do implemento modelado no CAD, onde são vistos todos os componentes como, as partes fixas, a parte basculante e o bin.

Figura 16– Modelo completo



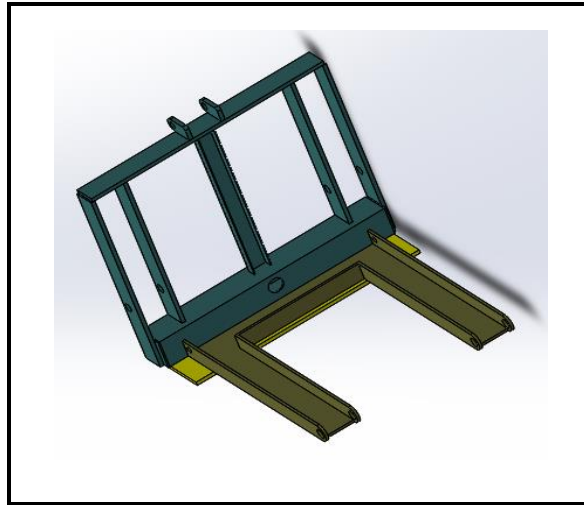
Fonte: Autor

3.4.3 Modelo Simplificado

Nesta etapa ocorre a simplificação do modelo em relação ao completo, modelado através do *software* de CAD *Solidworks*, melhorando a qualidade, a visualização, gerando uma malha com mais qualidade através do *software* de Método de Elementos Finitos, reduzindo o tempo da análise.

Este modelo simplificado tem sua utilização para a análise computacional, onde se removeram do modelo completo, os componentes como o bin, a parte girante, os pinos, os parafusos e os pistões hidráulicos, que são de menor importância para a análise. Foi considerado apenas as forças que cada componente executa sobre a estrutura. Este modelo está conforme figura 17.

Figura 17 - Modelo simplificado



Fonte: Autor

3.4.4 Estabelecendo contatos

Na geração de contatos são adicionados ao modelo numérico todas as possíveis junções entre as partes ou peças na montagem, através do *software Ansys Workbench*, utilizando a ferramenta *model*. Como todas as partes são soldadas, o *software*, utiliza automaticamente a ferramenta padrão de contato *bonded*, (colado), o qual utiliza para a representação de todas as juntas soldadas, conforme figura 18.

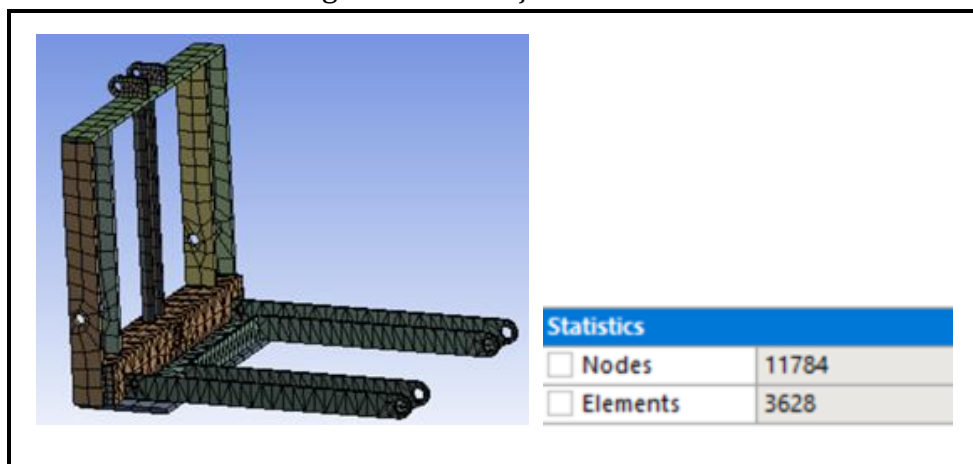
Figura 18 - Contato *bonded*

Fonte: Autor

3.4.5 Gerando malha

A geração da malha foi executada através do ambiente *Mechanical* do *software Ansys Workbench*. A malha foi gerada automaticamente pelo *software*. Também foi realizado um refinamento da malha para garantir uma melhor confiabilidade ao modelo. A malha gerada tem 11784 nós e 3628 elementos. Podemos visualizar este processo através da figura 19.

Figura 19 - Geração da malha



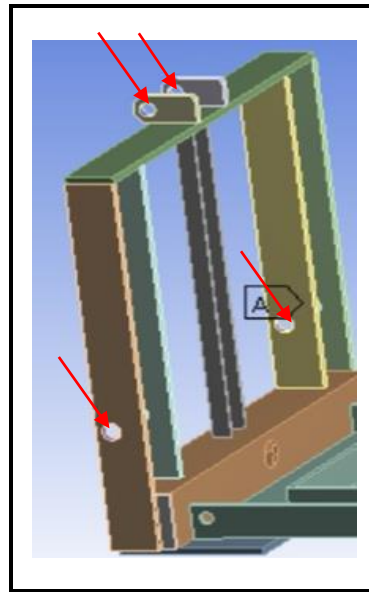
Fonte: Autor

3.4.6 Condições de contorno

Nesta etapa foi realizada a aplicação das condições de contorno, dos dados levantados para implantar ao modelo numérico através do ambiente *Mechanical* do *software Ansys Workbench*.

Foi determinada uma condição de restrição inicial ao modelo, representado através do comando *Fixed Support*, suporte fixo, nos seis furos iniciais da base fixa, a parte que é acoplada ao trator, a qual simula a condição real de uso, conforme ilustrado na figura 20.

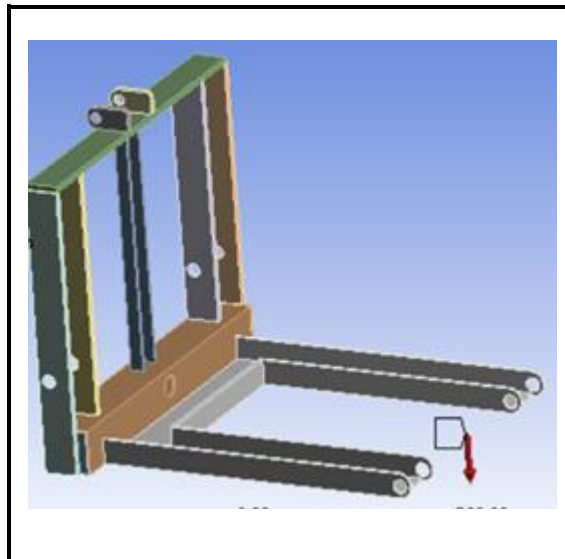
Figura 20- Suporte fixo



Fonte: Autor

Foi aplicado ao modelo uma força uniaxial na direção z, representando a carga total sobre o implemento. O carregamento foi representado através do comando *Remote Force* no implemento pela inclusão dos quatro furos no final do modelo, representados pela figura 21.

Figura 21 - Força aplicada na extremidade final



Fonte: Autor

4 RESULTADOS OBTIDOS

Nesta etapa iniciou-se a análise dos resultados obtidos executados através do Método de Elementos Finitos. Inicialmente são mostrados os resultados do primeiro projeto.

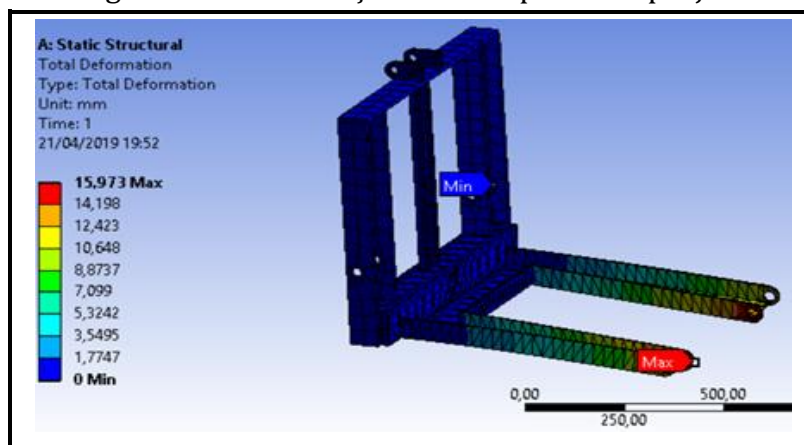
4.1 ANÁLISE DO PRIMEIRO PROJETO

Este primeiro projeto, foi fabricado e após feito o teste prático a estrutura não resistiu a carga aplicada. Para comprovar esta falha foi submetido posteriormente a análise de método de elementos finitos.

4.1.1 Analisando a deformação do primeiro projeto

Foi considerado uma carga de 4500N, que corresponde ao peso da carga mais o peso bruto do bim e o peso da estrutura basculante, na extremidade final do implemento. Após a simulação foi obtido resultado de 15,97 mm de deslocamento máximo. Este resultado obtido nos pontos analisados, demonstra uma grande deformação. Através da figura 22, observamos a deformação quando aplicamos a carga máxima no implemento.

Figura 22 - Deformação total do primeiro projeto

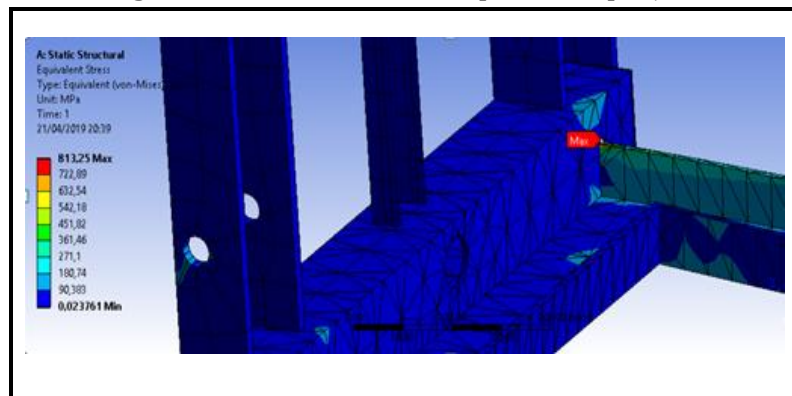


Fonte: Autor

4.1.2 Definindo a tensão do primeiro projeto

A tensão máxima resultou com 813,25 MPa, superando a mínima suportada pelo material, que é de 250 Mpa. Com isso observamos que a estrutura não atende o requisito da tensão no implemento. O ponto crítico de maior tensão ocorre na região da solda próximo a base e podemos observar a tensão através da figura 23.

Figura 23 - Tensão total no primeiro projeto



Fonte: Autor

4.2 ANÁLISE DO SEGUNDO PROJETO

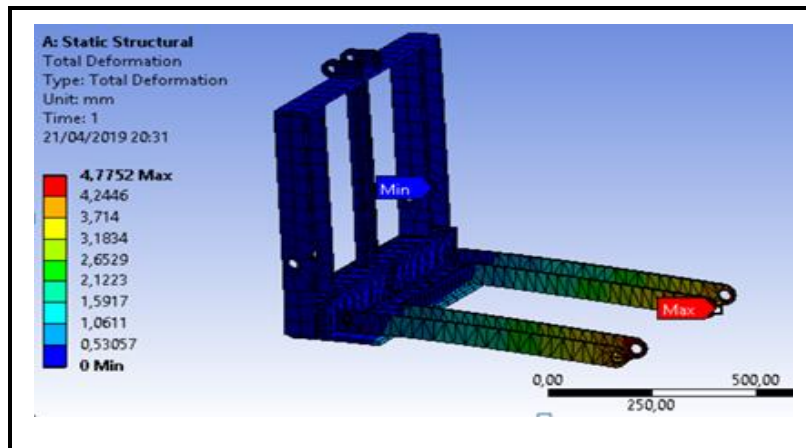
Após o teste prático do primeiro projeto, onde mostrou que sua estrutura não resistiu a carga aplicada, foi modificada a espessura da chapa passando de 6 mm para 9 mm, da parte fixa e incrementado uma chapa de sustentação entre a estrutura acoplada ao trator e a parte fixa em estudo para o novo projeto.

Em seguida após a nova configuração do projeto foi submetido ao teste de MEF, para uma análise da estrutura, conforme valores mostrados a seguir.

4.2.1 Analisando a deformação do segundo projeto

Aplicando a mesma condição de carregamento foi obtido o valor de 4,77 mm de deslocamento máximo. Através da figura 24, observamos a deformação quando aplicamos a carga máxima no implemento.

Figura 24 - Deformação máxima

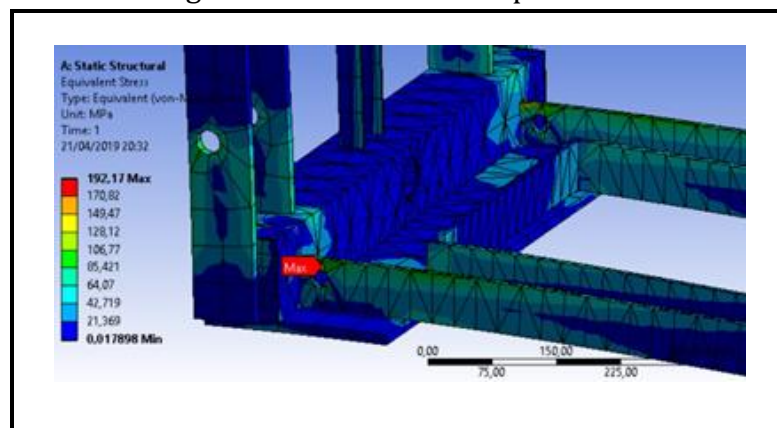


Fonte: Autor

4.2.2 Definindo a tensão do segundo projeto

Aplicando a carga descrita à cima, foi possível definir A tensão máxima foi de 192,17 MPa. O ponto crítico de maior tensão ocorre na região do furo próximo a base. Podemos observar a tensão através da figura 25.

Figura 25 - Tensões no implemento



Fonte: Autor

Podemos observar que o implemento atende o requisito de tensões, visto que a mínima tensão de escoamento para o aço ASTM A36 é de 250 MPa.

4.3 ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO DE TOMBAMENTO

Foi realizado um teste experimental de tombamento do bim e coletados os seguintes dados:

- a) tempo do ciclo de tombamento;
- b) posicionamentos;
- c) velocidade;
- d) medição de força do pistão de acionamento

Mediante figura 26 abaixo pode-se visualizar diferentes posições do implemento durante o teste prático.

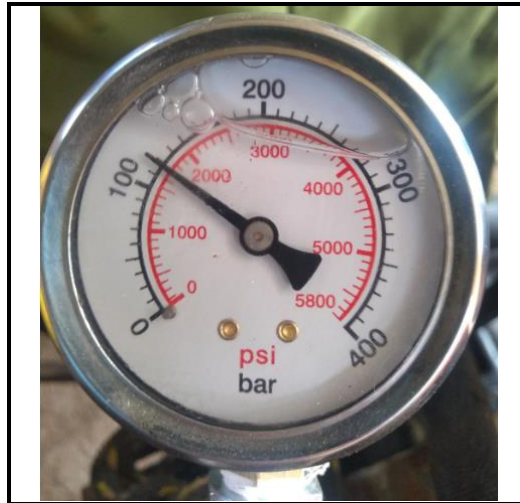
Figura 26 – Teste prático do implemento



Fonte: Autor

Através da medição prática da pressão com o auxílio de um manômetro no início do movimento basculante, foi possível calcular a força exercida pelo pistão. Essa força é de 12.500 N e duração do movimento de 6 segundos, conforme figura 27 abaixo.

Figura 27 - Medição prática com manômetro



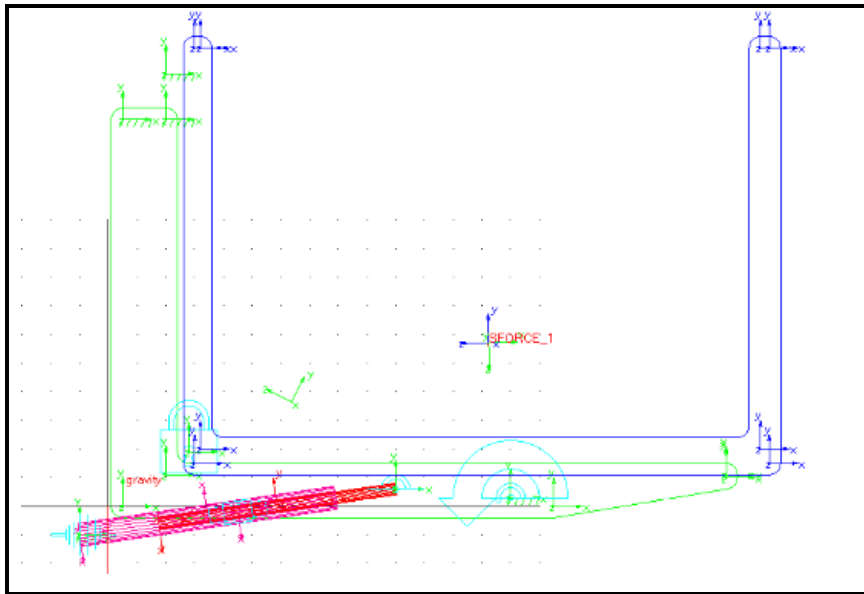
Fonte: Autor

4.3.1 Força do centro de massa sobre o mancal basculante

Através do *software* MSC Adams foi realizada uma simulação do ciclo funcional com a carga de 4500 N num tempo de 6 segundos e aplicada no centro de massa do bim. O modelo do sistema bim está representado na figura 28.

Como resultado obteve-se a reação no mancal da parte fixa da estrutura. O maior pico de força ocorre logo no início do movimento que atinge 4496,8 N, e o segundo pico de força com 4496,6 N sendo este instante antes do descarregamento. Quando a carga está posicionada à 90°, observamos que a força não varia muito, se mantendo quase que constante em todo o período antes do descarregamento, em relação ao mancal basculante e a estrutura de sustentação. Podemos verificar através da figura 29 a variação dos valores de força.

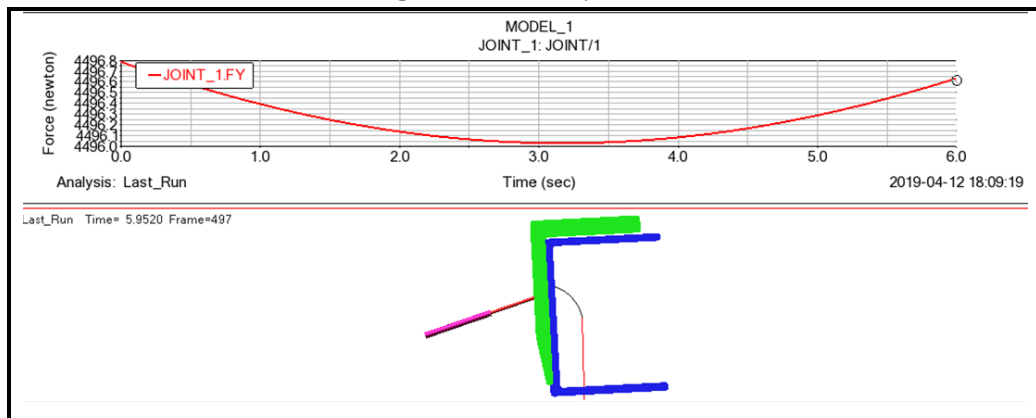
Figura 28 – Modelo utilizado para análise cinemática



Fonte: Autor

Seguindo na figura 29 temos uma representação gráfica da força do centro de massa do bim, e a curva representada sobre o modelo de simulação também na figura 29 mostra a trajetória do centro de massa do bim durante o movimento basculante.

Figura 29 - Posição 90°



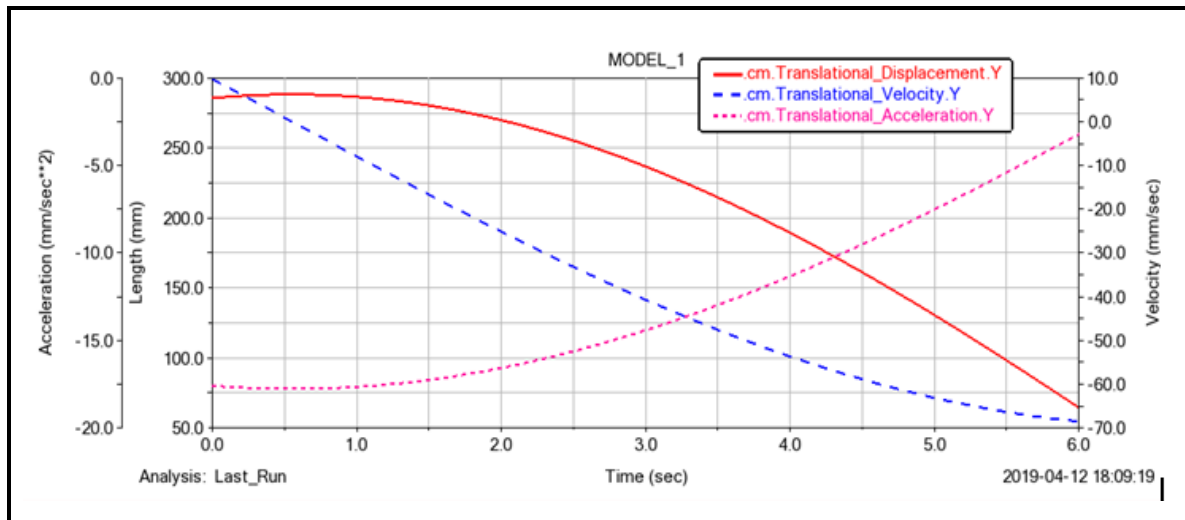
Fonte: Autor

4.3.2 Deslocamento, velocidade e aceleração

O gráfico da figura 30 a seguir representa os valores obtidos através da análise do *software* MSC Adams, mostrando os valores do deslocamento do centro de massa da carga, da velocidade e aceleração do sistema basculante ao longo de todo ciclo.

Estes dados estão representados no gráfico através da figura 30.

Figura 30 – Deslocamento, velocidade e aceleração do centro de massa



Fonte: Autor

Ao observar o gráfico à cima observa-se um deslocamento do centro de massa de 220 mm, uma velocidade -67 mm/s da carga e uma aceleração de -17 mm/s² da carga ambos na direção y durante o ciclo completo no tempo de 6 s.

4.3.2.1 Comparando deslocamento e velocidade teórico e prático

Através da tabela 3 pode-se observar a diferença entre os resultados teóricos e práticos.

Os dados práticos de deslocamento e tempo foram medidos por meio de um paquímetro e um cronômetro, e a velocidade por meio de cálculo através do deslocamento pelo tempo.

Tabela 3 – Teórico e prático

	Deslocamento CM (mm)	Velocidade máx CM (mm/s)	Tempo (s)
Teórico	220	67	6
Prático	226	68,6	6

Fonte: Autor

Estes valores correspondem ao ponto mais crítico do movimento basculante, na posição do ângulo de 90°. O tempo medido para esta posição foi de 6 s.

4.3.3 Vida em fadiga

Através dos resultados de tensão obtidos na análise virtual do implemento, foi calculada a vida por meio de ciclos segundo a relação de Goodman modificado do implemento.

A parte fixa da estrutura é fabricada por laminação a quente, logo o fator K_a é calculado com os valores de $a = 57,7$ e $b = -0,718$, e para o fator $K_b = 1$, devido a carga axial. Para o fator de modificação de carga $K_c = 0,85$ para carga axial. Para o fator de modificação de temperatura $K_d = 1$, por ser utilizado o implemento na temperatura ambiente. Para o fator $K_e = 0,814$, por usar um fator de confiabilidade de 99%. A tabela 4 seguinte mostra cálculos feitos para a vida em fadiga.

O material usado para o cálculo da vida em fadiga é o ASTM A36, com suas propriedades descritas a cima na tabela 2.

Tabela 4 - Fatores usados para o cálculo de vida em fadiga

Sut (MPa)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	S_e' (MPa)	S_e (MPa)	f	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	$\sigma_{m\acute{m}n}$ (MPa)	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)
490	0,68	1	0,85	1	0,81	1	247	115,4	0,9	192,2	0,002	96,09	96,08

Fonte: Autor

A partir destes dados a cima foi possível calcular o número de ciclos que o implemento resistirá, ou seja a sua vida em fadiga, por meio da relação de Goodman modificado, conforme mostrado na tabela 5 abaixo.

Tabela 5 - Vida em fadiga do implemento

a	b	S_f (MPa)	N (n ^o ciclos)
1685	-0,084	192,2	91763

Fonte: Autor

Conforme resultados obtidos nos cálculos estima-se uma vida do implemento em aproximadamente 90.000 ciclos.

5 CONCLUSÃO

Para o primeiro implemento, foi apenas desenhado no CAD, fabricado e testado na prática. Visto que a deformação foi grande, e a estrutura não suportou a carga, foi feita a modificação da espessura na chapa da parte fixa e melhorias com a geração do segundo projeto. Com essa nova configuração deu-se início ao estudo do trabalho criando e desenvolvendo o segundo projeto.

O segundo projeto passou pelos testes de análise de MEF e cinemática do mecanismo de movimentação para sua validação.

Conforme resultados obtidos através das análises foi possível validar o implemento tombador de bim, visto que atende todos os requisitos solicitados no projeto. Esta validação do projeto 2 permite ao usuário do implemento confiabilidade para fins de sua aplicação.

Foi possível realizar os objetivos propostos mediante cronograma, passando pelos processos de projeto, análises, validação, construção e teste prático, permitindo comparar a análise através dos *softwares* com o teste prático do movimento do bim.

Através do resultado de tensão máxima obtido na análise foi possível observar que seu coeficiente de segurança é de 1,3. Tendo base que este implemento tem sua vida estimada de aproximadamente 90.000 ciclos, o mesmo permite estimar que descarregue 400 kg cada ciclo, o que equivale descarregar 200.000 Kg/ano para 500 ciclos/ano. Isso implica numa vida estimada acima de 10 anos para as condições normais de uso do equipamento numa propriedade rural.

5.1 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se fazer uma medição experimental das deformações na estrutura, análise mais detalhada dos movimentos cinemáticos incluindo a variação do fluxo da descarga dos grãos e análise estrutural considerando toda a estrutura para verificar se existem outros componentes críticos com maior solicitação de esforços.

Também podem ser realizadas análises com materiais de menor custo e reduzir a massa estrutural visando diminuir custo de fabricação em escala.

REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. 5. ed. São Paulo: Érica, 2007. ISBN 97887571947412.
- Apostila MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS, CAE – Computer aided engineering engenharia auxiliada por computador. Universidade de Mogi das Cruzes. Msc. Domingos F. O. Azevedo, 2017. Disponível em: <<http://ftpaluno.umc.br/Aluno/Domingos/ENGENHARIA%20AUXILIADA%20POR%20COMPUTADORES/PROJETO%20DE%20SISTEMAS%20MEC%20NICOS%20III/M%20C9%20TUDO%20DOS%20ELEMENTOS%20FINITOS-2017-IMPRIMIR.pdf>>. Acesso em 22 ago. 2018.
- AZEVEDO, Álvaro F. M. **Método de Elementos Finito**. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade de Porto, 2003.
- AZEVEDO, Álvaro F. M. **Método dos Elementos Finitos**. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade de Porto, 2003.
- AZEVEDO, Domingos Flávio de Oliveira. **Análise estrutural com Ansys Workbench: Static Structural**. Mogi das Cruzes, 2016.
- BATHE, Klaus-Jürgen. **Finite Element Procedures**. New Jersey: Prentice Hall Regents, 1996.
- BATHIAS, Claude; PINEAU, André. **Fatigue of Materials and Structures: Fundamentals**. London: Iste Ltd, 2010.
- BOŠNJAK, S.; ZRNIC, N.; SIMONOVIC, A.; MOMCILOVIC D. Failure analysis of the end eye connection of the bucket wheel excavator portal tie-rod support. **Engineering Failure Analysis**, Belgrado, Sérvia, p. 740-750, 2008.
- CANALE, A. C., ALVARENGA, G. S., & VIVEROS, H. P. (2006). **Modelagem e análise de um veículo articulado a técnica dos multicorpos SIMMECHANICS em MATLAB/SIMULINK**. Disponível em: <[http://www.fipai.org.br/Minerva%2006\(03\)%2008.pdf](http://www.fipai.org.br/Minerva%2006(03)%2008.pdf)>. Acesso em 22 ago. 2018.
- CANDELORO, L. P. (06 de 05 de 2015). **Sistemas multicorpos avançados: modelamento da interação dinâmica e via permanente de motrô**. Biblioteca digital - USP: Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18149/tde-22062015-192405/pt-br.php>>. Acesso em: 22 de ago. 2018.
- CIAPPARINI, Joel Vicente. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**. 2012. 166 f. Dissertação (Mestrado Curso de Engenharia Mecânica), Promec, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

FILHO, R. R. P. **Concepção, projeto e otimização de uma estrutura para a aplicação em um veículo de uso misto.** Uberlândia. p. 176, Dissertação(de mestrado)-Universidade Federal de Uberlândia,2004.

GOODMAN, J. **Mechanics applied to engineering.** 1st ed. London: Longmans, Green and Co, 1899.

HIBBELER, Russell Charles. **Dinâmica: mecânica para engenharia.** 10. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.

HIBBELER, Russel Charles. **Resistências dos Materiais.** 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

INGOLE, N. K.; BHOPE, D. V. **Stress analysis of tractor trailer chassis for self weight reduction.**International Journal of Engineering Science and Technology, Chandrapur, Maharashtra, India, p. 7218-7225,2011.

MABIE, Hamilton Horth; OCVIRK, Fred W. **Mecanismos y dinamica de maquinaria.** México: Limusa, 1978.

MABIE, Hamilton Horth; REINHOLTZ, Charles F. **Mecanismos y dinámica de maquinaria.** 2.ed. México: Limusa Wiley, 2010.

MERIAM, James L.; KRAIGE, L. Glenn. **Mecânica para engenharia. Dinâmica.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

NETO, E. B. (2006). **Simulação na dinâmica de sistemas multicorpos.**Disponível em:<<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/68821>>. Acesso em 22 ago. 2018.

NAM-Ho, KIM, and SANKAR, Bhavani V. **Introdução à Análise e ao Projeto em Elementos Finitos.** LTC, 2011. ISBN 978-85-216-1788-4. (Biblioteca Virtual).

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada.** 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada.** 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

NORTON, Robert Lawrence. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos.** Porto Alegre: McGraw-Hill, 2010.

RUSIŃSKI, E.; MOCZKO, P.; CZMOCHOWSKI, J. **Numerical and experimental analysis of a mine's loader boom crack.**Automation in Construction, Wroclaw, Polônia, p. 271-277, 2008.

ST, A. P.; KRAULICH C. V.; RIBAS, G.; MANTOVANI, C. **Análise estrutural estática do chassi de um transplantadora com base no emprego do Software Solid Works Simulation.** Faculdade Horizontina. Horizontina, 2011.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: Bookman, 2011.

USP. (2014). **LDSV - Laboratório de dinâmica e simulação veicular**. Disponível em: <http://www.usp.br/ldsv/?page_id=16>. Acesso em 22 ago.2018.

YAMAGATA, P. H. (2014). **Modelagem de sistema de suspensão e veículos baja SAE com Software de dinâmica multicorpos**. Disponível em: <http://www.usp.br/ldsv/wp-content/uploads/2014/10/PME2600-PAULO-HIDEKI-AMAGATA_Artigo_final.pdf>. Acesso em 22 ago. 2018.