



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO
PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO
DEPARTAMENTO DAS ENGENHARIAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SAMMUEL DO CARMO PAIVA CARVALHO

**TÍTULO: OTIMIZAÇÃO DE MANCAL CILÍNDRICO DE PULVERIZADOR
HORIZONTAL UTILIZANDO ANALISE TOPOLÓGICA**

CARAÚBAS

2022

SAMMUEL DO CARMO PAIVA CARVALHO

**TÍTULO: OTIMIZAÇÃO DE MANCAL CILÍNDRICO DE PULVERIZADOR
HORIZONTAL UTILIZANDO ANALISE TOPOLÓGICA**

Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semi-Árido como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Diego David Silva Diniz, Prof. Dr.

CARAÚBAS

2022

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

C331o Carvalho, Sammuel.
Otimização de mancal cilíndrico de pulverizador
horizontal utilizando análise topológica / Sammuel
Carvalho. - 2022.
92 f. : il.

Orientador: Diego Diniz.
Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Administração,
2022.

1. Análise de tensão. 2. Elementos Finitos. 3.
Modelagem 3D. 4. Autodesk Inventor. 5.
Solidworks. I. Diniz, Diego, orient. II. Título.

Ficha catalográfica elaborada por sistema gerador automático em conformidade
com AACR2 e os dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Biblioteca Campus Caraúbas
Bibliotecária: Dalvanira Brito Rodrigues
CRB: 15/700

O serviço de Geração Automática de Ficha Catalográfica para Trabalhos de Conclusão de Curso (TCC's) foi desenvolvido pelo Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação da Universidade de São Paulo (USP) e gentilmente cedido para o Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (SISBI-UFERSA), sendo customizado pela Superintendência de Tecnologia da Informação e Comunicação (SUTIC) sob orientação dos bibliotecários da instituição para ser adaptado às necessidades dos alunos dos Cursos de Graduação e Programas de Pós-Graduação da Universidade.

SAMMUEL DO CARMO PAIVA CARVALHO

**TÍTULO: OTIMIZAÇÃO DE MANCAL CILÍNDRICO DE PULVERIZADOR
HORIZONTAL UTILIZANDO ANALISE TOPOLÓGICA**

Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semi-Árido como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Defendida em: 17 / 06 / 2022.

BANCA EXAMINADORA

**DIEGO DAVID SILVA
DINIZ:**

Assinado digitalmente por DIEGO DAVID SILVA DINIZ:
DN: CN=DIEGO DAVID SILVA DINIZ, OU=UFERSA
- Universidade Federal Rural do Semi-Árido, O=CPEDU, C=BR
Razão: Eu estou aprovando este documento
Localização: sua localização de assinatura aqui
Data: 2022.06.22 07:59:14-03'00'
Foxit PDF Reader Versão: 11.2.2

Diego David Silva Diniz, Prof. Dr. (UFERSA)
Presidente

**JACKSON DE BRITO
SIMÕES:**

Assinado de forma digital por
JACKSON DE BRITO
SIMÕES
Dados: 2022.06.22 08:05:22
-03'00'

Jackson De Brito Simões, Prof. Dr. (UFERSA)
Membro Examinador

**DORGIVAL ALBERTINO DA SILVA
JUNIOR:**

Assinado de forma digital por DORGIVAL
ALBERTINO DA SILVA JUNIOR
Dados: 2022.06.22 13:24:52 -03'00'

Dorgival Albertino Da Silva Junior, Prof. Dr. (UFERSA)
Membro Examinador

Dedico este trabalho a meu pai, Gilmar do Carmo Carvalho, e a meu avô, Levi Fernandes de Paiva (In Memoriam).

À minha mãe, à minha irmã, à minha namorada e toda minha família.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por permitir que eu alcançasse o conhecimento necessário para a conclusão deste trabalho e a minha formação acadêmica. Aquele que sempre me manteve confiante em alcançar meus objetivos.

Agradeço a toda minha família, que sempre me apoiaram e me incentivaram para eu ser uma pessoa melhor, em especial ao meu pai e a meu avô, que influenciaram de maneira única para isto se tornar real.

Agradeço as principais mulheres da minha vida, minha mãe, minha irmã, minha namorada e minha avó materna, por sempre estarem somando forças e alegrias e subtraindo as dificuldades e tristezas encontradas nesta jornada acadêmica, em especial a minha mãe Maria de Jesus e namorada Joicy Raveny.

Agradeço ao Orientador, professor e amigo, Dr Diego Diniz, por sempre se dedicar e se importar com o meu aprendizado, levarei teus ensinamentos para a vida.

Agradeço a Banca Examinadora por estarem presentes neste momento e por auxiliarem na avaliação deste trabalho.

Agradeço a todos os meus amigos e colegas que estiveram presentes nos momentos de alegria e de frustração nas avaliações das disciplinas, agradeço por sempre me ajudarem nos momentos que que precisei.

Agradeço a equipe Caraubaja e todos os membros que compõe sua história, as dificuldades enfrentadas, erros e acertos e todo o aprendizado durante a minha vivencia nesta equipe, me tornaram um profissional melhor.

A todos, um muito obrigado!

“Humilde é aquela pessoa que sabe que não sabe tudo, que sabe que outra pessoa sabe o que ela não sabe, que ela e outra pessoa saberão muitas coisas juntas, que ela e outra pessoa nunca saberão tudo que pode ser sabido”

Mario Sergio Cortella

RESUMO

Nos dias atuais, é cada vez mais frequente a busca por redução de material para a fabricação peças e equipamentos, tendo em vista que a quantidade de material está associado ao custo final de fabricação. Neste presente trabalho será abordado a utilização da análise topológica como ferramenta principal de projeto para redução de massa no desenvolvimento de um produto. O equipamento desenvolvido se trata dos mancais de apoio do pulverizador horizontal com tela da série AP da empresa IDAH *Company*. No entanto, para realizar a otimização, foi inicialmente estudado todo o funcionamento e o esquema de montagem do mesmo e garantir que não haja modificações do princípio de seu funcionamento. Além da análise topológica, buscou-se implementar melhorias capazes de otimizar os processos de fabricação e manutenção, implicando em uma redução de custo do mesmo, nesse contexto, foi realizado um *benchmarking* de grandes empresas de mancais e uma pesquisa de campo com profissionais correlacionados a área para se determinar as principais características e qual tipo de mancal melhor pode ser implementado em questão. Com isto, foi determinado que o mancal bipartido possui os melhores atributos em questão de manutenibilidade, tolerância para trabalhar com eixo desalinhado, inspeção e limpeza. Realizado posteriormente a modelagem 3D do mancal original, e mancal otimizado com características do tipo bipartido. Juntamente a isto, foi realizado o dimensionamento de forças do sistema para quantificar os esforços inerentes aos mancais e, assim, suceder para as análises de tensão no software Autodesk Inventor Professional, juntamente a isto foi efetuado a geração de forma através a análise topológica, realizando uma redução de massa de 36% comparando com o mancal original. Realizando as análises de tensão, verificando os fatores de segurança, tensão de Von Mises e convergência das análises por refino de malha de elementos, pode-se concluir que o mancal otimizado por análise topológica possui resistência estrutural similar ao original, melhor manutenibilidade, maior capacidade de trabalhar com desalinhamento de eixos, menor quantidade de massa e, conseqüentemente, redução de custo.

Palavras-chave: Análise de tensão; Elementos Finitos; Modelagem 3D; Autodesk Inventor; Solidworks.

ABSTRACT

Nowadays, it is increasingly frequent the search for material reduction for the manufacture of parts and equipment, considering that the amount of material is associated with the final cost of manufacturing. In this paper we will discuss the use of topology analysis as the main design tool for mass reduction in the development of a product. The equipment developed is the support bearings of the AP series horizontal screen sprayer from IDAH Company. However, to perform the optimization, it was initially studied the entire operation and assembly scheme of the same and ensure that there are no changes in the principle of its operation. In addition to the topological analysis, it was sought to implement improvements capable of optimizing the manufacturing and maintenance processes, implying a reduction in its cost. In this context, a benchmarking of large bearing companies and a field research with professionals correlated to the area was conducted to determine the main characteristics and which type of bearing can best be implemented in question. With this, it was determined that the split bearing has the best attributes in terms of maintainability, tolerance to work with misaligned shaft, inspection, and cleaning. The 3D modeling of the original bearing, and the optimized bearing with split-type characteristics was then carried out. Together with this, the system force dimensioning was performed to quantify the efforts inherent to the bearings, and thus succeed for the stress analysis in Autodesk Inventor Professional software. Together with this, the shape generation was performed through topological analysis, realizing a 36% mass reduction compared to the original bearing. By performing the stress analyses, verifying the safety factors, Von Mises stress and convergence of the analyses by refining the mesh of elements, it can be concluded that the bearing optimized by topological analysis has a structural resistance similar to the original, better maintainability, greater ability to work with shaft misalignment, less mass and, consequently, cost reduction.

Keywords: Stress analysis; Finite elements; 3d modeling; Autodesk Inventor; Solidworks.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: (a) Moinho de martelos da empresa AraMetal Equipamentos e Serviços LTDA; (b) Pulverizador de grãos ultrafinos da empresa IDAH Company LTD.	4
Figura 2: (a) Chapa de desgaste montada na tampa do pulverizador; (b) Chapa de desgaste; (c) Martelos montados no rotor do pulverizador; (d) Martelo de impacto.	6
Figura 3: Ilustração de funcionamento do moinho.	7
Figura 4: (a) Mancal de deslizamento e (b) bucha de bronze.	8
Figura 5: (a) Mancal de rolamento e (b) rolamento de uma carreira esferas simples.	9
Figura 6: Mancal bipartido.	10
Figura 7: Ilustração de partes de um mancal bipartido.	11
Figura 8: Cargas aplicadas nos rolamentos	12
Figura 9: Rolamento rígido de (a) uma carreira de esferas e (b) duas carreiras de esferas.	12
Figura 10: Rolamento rígido de esferas de contato angular de uma carreira de esferas.	13
Figura 11: Rolamento de rolos cilíndricos.	13
Figura 12: Rolamento axial de (a) esferas e de (b) rolos.	14
Figura 13: Rolamento de agulhas.	14
Figura 14: Rolamento auto compensador de (s) esfera e de (b) rolos.	15
Figura 15: DCL para um eixo biapoiado e em balanço.	16
Figura 16: Momento de impacto entre uma bola e um taco.	18
Figura 17: Tipos de otimização estrutural: (a) Otimização de Tamanho, (b) Otimização de forma e (c) Otimização Topológica.	20
Figura 18: Utilização de otimização topológica em dobradiça.	21
Figura 19: Modelos para elementos finitos de um pistão (a), uma biela de motor (b) e um virabrequim (c).	21
Figura 20: Geometria de elementos finitos lineares e quadráticos em três dimensões.	22
Figura 21: Metodologia para o processo de desenvolvimento de produto (PDP).	23
Figura 22: Pulverizador horizontal - vista frontal (a) e vista posterior (b).	24
Figura 23: Mancal de apoio do rotor do pulverizador horizontal.	24
Figura 24: Exemplo de gráfico radar.	26
Figura 25: Fluxograma de atividades desenvolvidas na etapa de projeto detalhado.	27

Figura 26: Logomarca e interface de modelagem do Solidworks.	28
Figura 27: Interface e logomarca do software Autodesk Inventor profissional 2021.	29
Figura 28: Principais empresas fabricantes de mancais e rolamentos do mercado.	30
Figura 29: Diagrama de Mudge aplicado nas características dos mancais.	37
Figura 30: Pulverizador horizontal - Representação 3D no Solidworks.	41
Figura 31: Pulverizador horizontal - Esquema de montagem: rotor, mancais e caixa de alimentação.	42
Figura 32: Colisão dos martelos com o material processado.	43
Figura 33: Momento de contato dos martelos com o material.	43
Figura 34: Reação de momento resultante entre as forças de colisão e tração das correias.	45
Figura 35: Forças presentes no sistema, (a) Vista lateral e (b) Vista superior.	48
Figura 36: Caixa de alimentação e seção transversal de material de entrada.	50
Figura 37: Representação do material submetido ao impacto.	51
Figura 38: Seção de deslocamento dos martelos entre dois impactos.	52
Figura 39: Diagrama de corpo livre (a) forças na direção de X e (b) forças na direção de Y.	56
Figura 40: Representação 3D das montagens dos mancais de apoio do pulverizador; (a) Mancal frontal vista isométrica; (b) Mancal frontal vista explodida; (c) Mancal posterior vista isométrica; (d) Mancal posterior vista explodida.	59
Figura 41: Representação do mancal original do pulverizador horizontal.	60
Figura 42: Geometria otimizada; (a) Vista explodida da montagem do mancal; (b) Montagem do mancal (c) Mancal isolado.	61
Figura 43: Pontos de fixação do mancal.	62
Figura 44: Representação das forças aplicadas nos mancais; (a) Mancal frontal vista frontal; (b) Mancal posterior vista posterior.	63
Figura 45: Malha de elemento finitos para as geometrias analisadas.	65
Figura 46: Ferramenta de convergência para análise de tensão do Software Autodesk Inventor 2021.	66
Figura 47: Fluxograma das etapas para conclusão das análises pelo MEF.	67
Figura 48: Tensão máxima obtida para mancal original - Tensão de Von Mises.	68
Figura 49: Deformação máxima para mancal original.	69
Figura 50: Fator de segurança para mancal original.	70
Figura 51: Tensão máxima obtida para mancal otimizado - Tensão de Von Mises.	71

Figura 52: Taxa de convergência para análise de tensão de mancal otimizado.	72
Figura 53: Deformação máxima para mancal otimizado.	73
Figura 54: Fator de segurança para mancal otimizado.	73
Figura 55: Regiões preservadas e planos de simetria do mancal para a análise topológica.	74
Figura 56: Geometria obtida através do regador de forma do software Inventor 2021.	75
Figura 57: Exportação de geometria de elementos finitos para geometria de análise; (a) Vista isométrica (b); Vista superior; (c) Vista lateral.	76
Figura 58: Geometria de mancal otimizado através da topologia.	77
Figura 59: Comparação entre geometria de elementos e geometria remodelada.	77
Figura 60: Representação de malha de elementos para geometria otimizada por topologia.	78
Figura 61: Tensão máxima obtida para mancal otimizado - Tensão de Von Mises.	79
Figura 62: Deformação máxima para mancal otimizado por topologia.	80
Figura 63: Fator de segurança para mancal otimizado.	81
Figura 64: Geometrias dos mancais estudados.	82
Figura 65: Montagem dos mancais obtidos por análise topológica,	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Vantagens e desvantagens dos mancais de deslizamento.....	8
Tabela 2: Vantagens e desvantagens dos mancais de rolamentos.	9
Tabela 3: Vantagens e desvantagens dos mancais bipartidos.....	11
Tabela 4: Principais características para os mancais, obtidas através de benchmarking.	31
Tabela 5: Mancais de apoio mais utilizados no mercado.	31
Tabela 6: Relação de prioridade para as características dos mancais.....	38
Tabela 7: Pontuação para matriz de escolha da aplicabilidade das características dos mancais.	39
Tabela 8: Dados de entrada obtidas através do Software de modelagem 3D.	46
Tabela 9: Forças atuantes no sistema.	47
Tabela 10: Velocidades, tempo de colisão de momento de rotação.	47
Tabela 11: Forças atuantes nos mancais de apoio.	58
Tabela 12: Propriedades do aço SAE 1020.	64
Tabela 13: Comparação das geometrias estudadas.....	83
Tabela 14: Relação de custo de material para produção.	84

LISTA DE GRAFICOS

Gráfico 1: Formação profissional dos entrevistados.	33
Gráfico 2: Tempo de experiência com mancais de apoio dos entrevistados.	33
Gráfico 3: Principais características dos mancais de apoio.	34
Gráfico 4: Nível de aplicabilidade das características para o mancal bipartido.	35
Gráfico 5: Nível de aplicabilidade das características para o mancal deslizante hidrostático.	36
Gráfico 6: Nível de aplicabilidade das características para o mancal de rolamento.	36
Gráfico 7: Aplicação das características do mancal bipartido.	39
Gráfico 8: Aplicação das características do mancal deslizante.	39
Gráfico 9: Aplicação das características do mancal de rolamento.	40
Gráfico 10: Comparação dos mancais.	40
Gráfico 11: Taxa de convergência para análise de tensão de mancal original.	69
Gráfico 12: Taxa de convergência para análise de tensão de mancal otimizado por topologia.	80

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	3
2.1. Objetivo Geral	3
2.2. Objetivos Específicos	3
3. REFERENCIAL TEÓRICO	4
3.1. Moinhos de Martelos e Pulverizadores Aplicados na Indústria	4
3.1.1. Funcionamento dos Moinhos e Pulverizadores	5
3.2. Tipos de Mancais de Apoio	7
3.2.1. Mancal de deslizamento	8
3.2.2. Mancal de rolamento	9
3.2.3. Mancal bipartido	10
3.2.4. Principais tipos de rolamentos	11
3.3. Diagrama de corpo livre	15
3.4. Momento linear – Colisão e Impacto	17
3.5. Manutenção de Equipamentos Industriais	18
3.6. Otimização topológica	19
3.7. Método dos elementos finitos	21
4. METODOLOGIA DA PESQUISA	23
4.1. Caracterização do Problema	23
4.2. Metodologia Empregada	25
4.3. Desenvolvimento da Otimização Topológica	26
5. RESULTADOS E DISCUSÃO	30
5.1. <i>Benchmarking</i>	30
5.2. Entrevista de Campo	32
5.3. Diagrama de Modge	37
5.4. Matriz de Escolha	38

5.5. Dimensionamento	41
5.5.1. Considerações e Aproximações realizadas	42
5.5.2. Variáveis e Dados de entrada	45
5.5.3. Cálculos para dimensionamento e Diagrama de Corpo Livre (DCL)	47
5.5.3.1. Tempo de colisão	49
5.5.3.2. Velocidade média dos martelos na direção de Y	49
5.5.3.3. Velocidade do material no instante final de colisão	50
5.5.3.4. Volume do material de entrada	50
5.5.3.5. Material submetido a moagem	52
5.5.3.6. Força de colisão ou impacto	53
5.5.3.7. Força peso	54
5.5.3.8. Determinando as forças resultantes nos mancais de apoio aplicando o Diagrama de Corpo Livre (DCL)	55
5.6. Modelagem 3D	58
5.7. Definições para análise de elementos finitos	62
5.7.1. Condições de contorno	62
5.7.2. Propriedades do material dos mancais	64
5.7.3. Malha de elementos finitos	64
5.8. Análise por elementos finitos	66
5.8.1. Análise de tensão para o mancal original	67
5.8.2. Análise de tensão para o mancal otimizado	70
5.8.3. Realização da análise topológica	74
5.8.4. Análise de tensão para geometria otimizada por topologia	78
5.8.5. Análise de comparação das análises de tensão	81
5.8.6. Análise de custo de material para fabricação	84
5.9. Apresentação de componente com otimização topológica	85
6. CONCLUSÃO	86
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87
APÊNDICE A - QUESTIONÁRIO PARA ENTREVISTA EM CAMPO	89

1. INTRODUÇÃO

Os Moinhos de martelos são equipamentos que trabalham na fragmentação de sólidos. Esta operação é realizada principalmente por impactos diretos entre o material a ser triturado e os martelos presos a um rotor em alta rotação no interior do moinho (GOMIDE, 1983).

Segundo (KOCH, 2002), os moinhos de martelos são amplamente utilizados na indústria alimentícia, principalmente na produção de ração animal, por sua ampla possibilidade de tamanhos de grãos produzidas em diferentes tipos de materiais empregados, necessitando de um baixo custo inicial de aquisição com uma complexidade baixa em comparação a outros moinhos.

O rotor dos moinhos de martelo possui uma gama de variações em sua estrutura e em características de trabalho. Em máquinas específicas, o rotor pode trabalhar em torno de 4000 rpm, sob cargas excessivas de peso e de impactos (FUCILLINI e VEIGA, 2014).

Os moinhos de martelos possuem uma classe específica de equipamentos que trabalham a altas rotações e possuem a capacidade de pulverizar o material submetido aos impactos com os martelos a velocidades superiores a 84 km/h, classificando estas máquinas de Pulverizadores com tela, oferecendo uma matéria prima ultrafina para produção (WELLENKAMP, 1999).

Comumente, para máquinas rotativas, como os moinhos de martelo pulverizadores, é utilizado mancais cilíndricos para servir de apoio ao eixo do rotor destas máquinas, desta forma, havendo uma exigência de esforços consideráveis nestes componentes (GOMIDE, 1983). Assim, se faz necessário a elaboração de projetos de engenharia refinados para reduzir ao máximo falhas deste componente e, conseqüentemente, perda de produção de forma geral.

É indispensável a utilização de mancais de apoio no funcionamento de máquinas com eixos rotativos, Budynas e Nisbett (2011) e Norton (2004) apresentam os principais tipos de mancais e suas aplicações, demonstrando a importância da seleção correta do mesmo para um funcionamento otimizado de equipamentos rotativos.

Igualmente a diversas máquinas industriais, o moinho de martelo gera uma perda de produção considerável quando é necessário a realização de manutenção do mesmo. Segundo Norton (2004), a otimização do projeto de um equipamento possibilita a redução de paradas para manutenção, assim como a redução de horas para realizar manutenções necessárias.

Visando alcançar o aprimoramento dos mancais de apoio, do moinho pulverizador citado, uma das práticas mais poderosas atualmente para o aperfeiçoamento de projetos é a otimização topológica estrutural aplicada através da Análise por Elementos Finitos (FEA).

A aplicação da otimização estrutural consiste em buscar a obtenção de um projeto ótimo trabalhando em cima de certas variáveis e obedecendo as restrições impostas iniciais (COUTINHO, 2006). Dessa forma pode-se determinar uma estrutura otimizada a partir de condições de melhorias impostas, além de atender as condições iniciais expostas, como as tensões de carregamentos pré-determinados.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo Geral

O projeto deste trabalho tem por finalidade realizar a otimização dos mancais cilíndricos de apoio do Pulverizador Horizontal com Tela da Série AP da IDAH *Company*, com o propósito de alcançar uma geometria que garanta a redução de custo de fabricação e torne os processos de manutenção mais eficientes.

2.2. Objetivos Específicos

- Realizar um referencial teórico robusto sobre o tema abordado com o foco em desenvolvimento de produto e otimização topológica;
- Modelagem no CAD 3D de possíveis geometrias que possam alcançar o objetivo geral;
- Caracterizar os fenômenos físicos presentes nos mancais durante o funcionamento do Moinho Pulverizador Horizontal;
- Realizar otimização estrutural de mancal cilíndrico;
- Redução de custo de fabricação estimado em 20%;
- Redução de massa em torno de 30%;
- Fazer a viabilidade da nova geometria do mancal, comparando-o com a geometria antiga, verificando as vantagens e desvantagens da alteração.

3. REFERENCIAL TEÓRICO

3.1. Moinhos de Martelos e Pulverizadores Aplicados na Indústria

A indústria de produção de ração para animais tem ganhado cada vez mais espaços nos dias atuais. Segundo Fucillini e Veiga (2014), a necessidade da aplicação de novas tecnologias e o refino do desempenho na produção se torna ainda mais forte quando há uma exigência para produzir um produto de qualidade em um curto período de tempo.

Um dos processos de fabricação na produção de alimentos para animais é a moagem da matéria prima ou alimento para o pós-processamento. A moagem ou trituração dos alimentos é realizada, na grande maioria dos processos produtivos, através dos moinhos de martelos e pulverizadores ultrafinos (GOMIDE, 1983).

A diferença entre os moinhos de martelo (Figura 1) para os pulverizadores está no tamanho da granulometria produzida após o processamento dos grãos. O pulverizador é capaz de processar grãos de diâmetro médio de 2 a 30 μm , havendo um melhor aproveitamento do material e produto final de melhor qualidade (WELLENKAMP, 1999).

Figura 1: (a) Moinho de martelos da empresa AraMetal Equipamentos e Serviços LTDA; (b) Pulverizador de grãos ultrafinos da empresa IDAH Company LTD.

(a)



Fonte – AraMetal LTDA

(<https://www.facebook.com/arametalequipamentos/>).

(b)



Fonte – IDAH Company LTD

(<https://blog.idah.com/2021/07/22/innovation-pulverizer/>).

Devido a esta capacidade de pulverizar o material, a utilização dos pulverizadores se faz necessário, principalmente devido a sua eficiência em absorção dos nutrientes dos alimentos para os animais. Esses alimentos passaram por um processo de quebra de moléculas refinado, assim, viabilizando a utilização de pulverizadores nas linhas de produção (GOES, SILVA e SOUZA, 2013).

3.1.1. Funcionamento dos Moinhos e Pulverizadores

Segundo WELLENKAMP (1999), a capacidade destas máquinas em processamento de grão e outros tipos de materiais se dá através da ruptura do material quando submetido a impactos de alta velocidade contra elementos rotativos e estáticos. WELLENKAMP (1999) também complementa que as partículas são inseridas dentro do moinho ou pulverizador, entrando em contato primeiramente com os martelos em alta velocidade, em que a energia cinética dos martelos é convertida em energia de deformação resultando na quebra das partículas, quando a resistência das mesmas é ultrapassada.

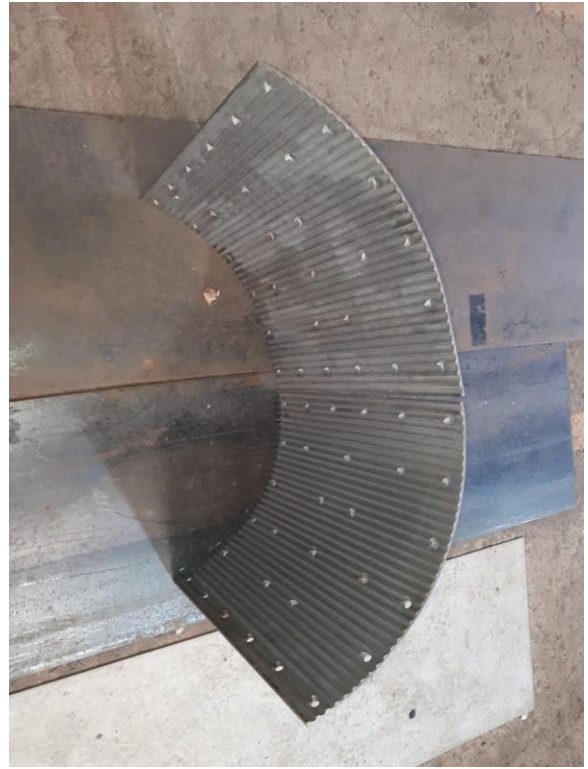
Após o impacto inicial com os martelos, os grãos são projetados contra uma chapa com ranhuras, realizando a quebra do material, já fragmentado, através do impacto e atrito entra essa placa e os martelos como é visto na Figura 2.

Figura 2: (a) Chapa de desgaste montada na tampa do pulverizador; (b) Chapa de desgaste;
(c) Martelos montados no rotor do pulverizador; (d) Martelo de impacto.

(a)



(b)



(c)



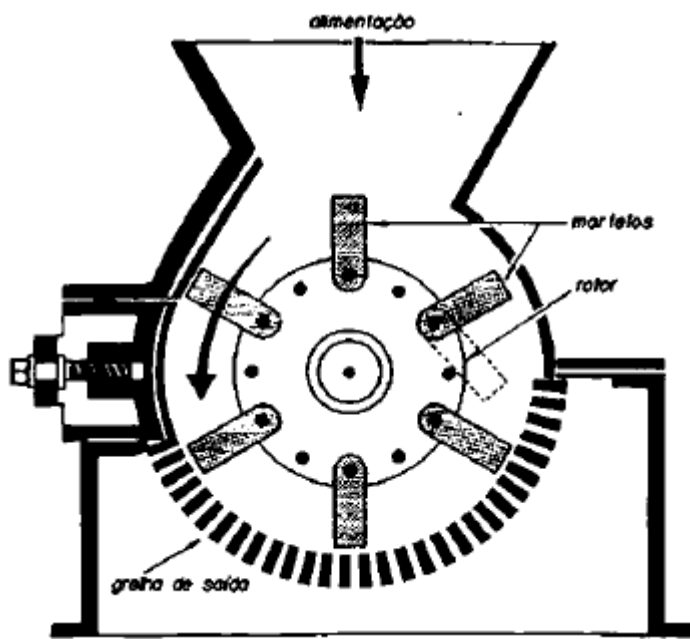
(d)



Fonte – Próprio autor.

Os martelos entram em rotação através do rotor, que está no centro do moinho, que é alimentado através do eixo central, bi-apoiado em mancais, ligado a um motor como mostra a Figura 3 a seguir.

Figura 3: Ilustração de funcionamento do moinho.



Fonte - (WELLENKAMP, 1999).

3.2. Tipos de Mancais de Apoio

Na grande maioria dos equipamentos rotativos, são utilizados mancais cilíndricos com rolamentos para apoiar eixos submetidos a cargas em alta rotação. Para tanto, é necessária uma estrutura capaz de suportar os esforços submetidos oriundos do funcionamento dos equipamentos (BARILLI, 2013).

A aplicação de mancais é amplamente vista tanto na área doméstica como na indústria, estes componentes ainda são os principais causadores de falhas de máquinas rotativas, porém, são indispensáveis para o funcionamento das mesmas. Com isto, a necessidade de um componente com ótima eficiência e segurança se faz imprescindível para evitar e reduzir paradas de produção (TANDON e CHOUDHURY, 1997).

São diversas as situações de emprego dos mancais de apoio, para tanto, com o avanço das tecnologias, existem diversos tipos de mancais para diferentes aplicações. Segundo Budynas e Nisbett (2011), os tipos de mancais mais utilizados na indústria em geral são divididos em dois grupos: os mancais de deslizamento e mancais de rolamento.

3.2.1. Mancal de deslizamento

O mancal de deslizamento foi o primeiro tipo de apoio para eixos girantes desenvolvido da história. Com o avanço das tecnologias, estes componentes se tornaram indispensáveis para apoiar eixos de máquinas de baixa rotação. O funcionamento deste baseia-se na utilização de uma bucha fixa entre a interface do corpo do mancal e o eixo, com o intuito de reduzir o aquecimento gerado através do atrito entre o eixo e a bucha. Este mancal é normalmente utilizado em equipamentos de médio e baixo peso e de baixa rotação, em que esse mancal necessita frequentemente de lubrificação, vide Figura 4.

Figura 4: (a) Mancal de deslizamento e (b) bucha de bronze.



Fonte –<https://www.skf.com/group>.

Segundo Norton (2004), as principais vantagens e desvantagens dos mancais deslizantes são descritas a seguir na Tabela 1.

Tabela 1: Vantagens e desvantagens dos mancais de deslizamento.

Mancal deslizante	
Vantagens	Desvantagens
Maior amortecimento de choques	Maior atrito e temperatura
Fácil fabricação	Alto consumo de lubrificante
Mais barato	Perda de eficiência devido ao atrito
Fácil manutenção	Não permitem desalinhamentos
Melhor redução de vibração e ruídos	Geração de folgas com desgaste da bucha

Fonte – Próprio autor.

3.2.2. Mancal de rolamento

O funcionamento dos mancais de rolamentos é semelhante aos mancais de deslizamento, por sua vez, estes possuem uma estrutura capaz de comportar elementos de rotação de baixíssimo atrito, chamados de rolamentos, conforme ilustrado na Figura 5. Os tipos de rolamentos são diversos e possuem características específicas para cada aplicação de esforço em sua estrutura (BUDYNAS e NISBETT, 2011).

Figura 5: (a) Mancal de rolamento e (b) rolamento de uma carreira esferas simples.



Fonte – <https://www.skf.com>.

Sua aplicabilidade é ampla pois possui diversas geometrias, possibilitando seu emprego em diversas situações e carregamentos. Na Tabela 2 a seguir, é descrito as vantagens e desvantagens de sua utilização.

Tabela 2: Vantagens e desvantagens dos mancais de rolamentos.

Mancal de rolamento

Vantagens	Desvantagens
Menor atrito e aquecimento	Maior sensibilidade a choques
Lubrificação reduzida	Maior custo de fabricação
Não desgasta o eixo apoiado	Pouca tolerância para carcaça e alojamento do eixo
Não produz folgas de longa duração	Não suportam cargas muito elevadas
Menor frequência de manutenção	Ocupam maior espaço radial

Fonte – Próprio autor.

3.2.3. Mancal bipartido

Os mancais bipartidos possuem o mesmo princípio de trabalho dos outros tipos de mancais, no entanto esses mancais possuem uma estrutura que se divide em duas partes: a tampa e a base (vide), o que diferencia dos demais mancais citados anteriormente. Devido a isto, a instalação de rolamentos ou buchas deslizantes é consideravelmente simplificada, da mesma forma para realizar manutenções, limpezas ou inspeções em seu interior.

Figura 6), o que diferencia dos demais mancais citados anteriormente. Devido a isto, a instalação de rolamentos ou buchas deslizantes é consideravelmente simplificada, da mesma forma para realizar manutenções, limpezas ou inspeções em seu interior.

Figura 6: Mancal bipartido.



Fonte - <https://www.abecom.com.br/mancal-bipartido-tipos/>.

Com anéis de retenção em sua estrutura, os mancais bipartidos possuem uma melhor resistência contra contaminantes abrasivos, como partículas e fluidos de ambiente, que podem reduzir a vida útil e eficácia dos rolamentos (vide Figura 7). Além disto, o mesmo também pode acomodar folgas causadas por desgastes de longa duração de uso.

Figura 7: Ilustração de partes de um mancal bipartido.



Fonte - <https://www.timken.com/wp-content/uploads/2020/08/E10785-pt-BR.pdf>.

A Tabela 3, a seguir, destaca as vantagens e desvantagens da utilização dos mancais bipartidos.

Tabela 3: Vantagens e desvantagens dos mancais bipartidos.

Mancal bipartido	
Vantagens	Desvantagens
Montagem rápida	Custo de fabricação elevado
Redução na frequência de manutenções	Erros na montagem
Rápida troca de rolamento	Mão de obra especializada
Inspeção simplificada	Necessidade de muito lubrificante
Várias opções para vedação	
Não desgasta o eixo apoiado	

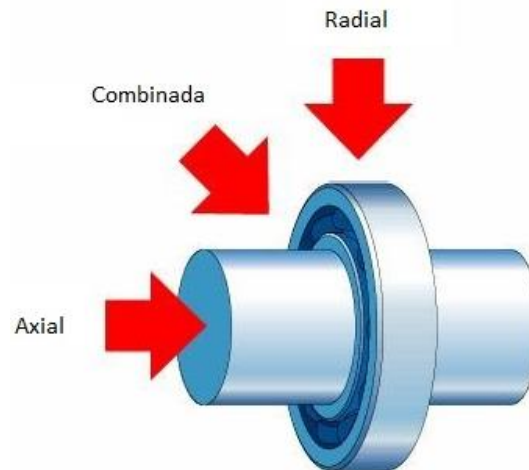
Fonte – Próprio autor.

3.2.4. Principais tipos de rolamentos

Os rolamentos possuem geometrias específicas para suporta diferentes tipos de carregamento devido a esforços oriundos do eixo ou da própria estrutura do mancal. Os

principais esforços aplicados nos rolamentos são: esforços radiais, direção da força perpendicular à direção do eixo, comumente mais visto na indústria; esforços axiais, onde a força aplicada está na mesma direção do eixo; e esforço combinado, em que a aplicação de força no rolamento possui esforços axiais e radiais (NORTON, 2004).

Figura 8: Cargas aplicadas nos rolamentos

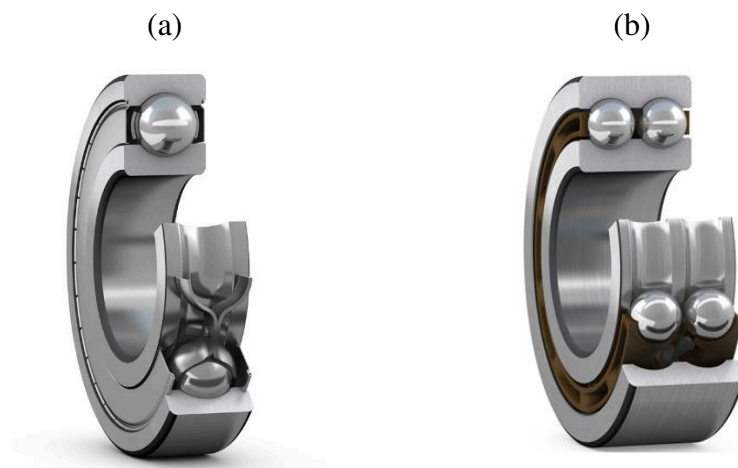


Fonte – Próprio autor.

Em geral, os tipos de rolamentos e suas principais propriedades e aplicabilidade podem ser listados da seguinte forma:

- **Rolamento rígido de esferas:** Podem suportar cargas axiais e, principalmente, radiais, podendo conter mais de uma carreira de esferas. Assim, aumentando sua capacidade de carregamento, podendo alcançar elevados números de rpm (rotações por minutos).

Figura 9: Rolamento rígido de (a) uma carreira de esferas e (b) duas carreiras de esferas.



Fonte – <https://www.skf.com>.

- **Rolamento Rígido de esferas de contato angular:** Semelhante ao rolamento rígido de esferas, este possui uma capacidade de suportar cargas axiais mais elevadas devido a geometria das pistas externa e interna de sua estrutura, sendo muito utilizado para cargas elevadas e de alta rotação.

Figura 10: Rolamento rígido de esferas de contato angular de uma carreira de esferas.



Fonte – <https://www.skf.com>.

- **Rolamento de rolos cilíndricos:** São utilizados principalmente para cargas radiais mais elevadas e também para cargas axiais, porém, o limite de rotação deste é inferior ao rolamento com esferas, pois é mais propício ao aquecimento devido possuir uma seção de contato maior com as pistas externas e internas.

Figura 11: Rolamento de rolos cilíndricos.



Fonte – <https://www.skf.com>.

- **Rolamento axial de esferas e de rolos:** Este tipo de rolamento é capaz de suportar altíssimas cargas axiais e não podem ser submetidos a cargas radiais. Comumente, o rolamento composto por esferas possui um limite de rotação mais elevada e o de rolos possui uma capacidade de carga maior.

Figura 12: Rolamento axial de (a) esferas e de (b) rolos.



Fonte – <https://www.skf.com>.

- **Rolamento de agulhas:** Caracterizado por utilizar rolos de longo comprimento em comparação com o seu diâmetro, eles são utilizados principalmente em carga e rotação elevada e alta resistência a impactos devido possuir as pistas internas e externas com maior espessura, além de serem compactos.

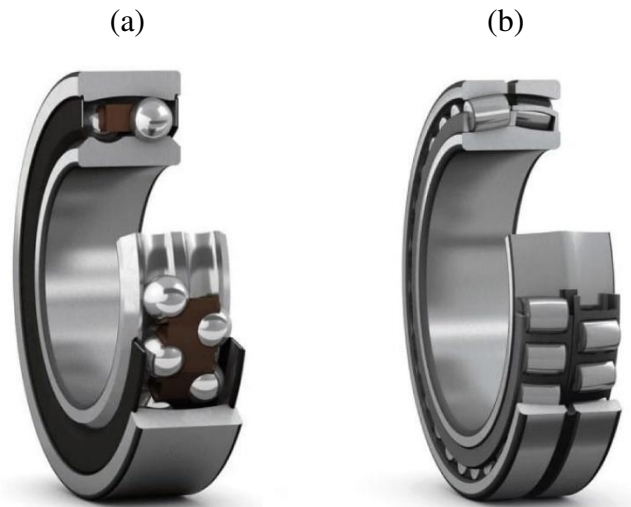
Figura 13: Rolamento de agulhas.



Fonte – <https://www.skf.com>.

- **Rolamento autocompensado de esferas e de rolos:** Analogamente, este tipo de rolamento possui as mesmas características dos rolamentos de rolos e de esferas, porém, com modificações nas pistas externas e internas, possuem uma tolerância de desalinhamento do eixo sem que ocorra aquecimento ou desgaste elevado dos componentes.

Figura 14: Rolamento auto compensador de (s) esfera e de (b) rolos.



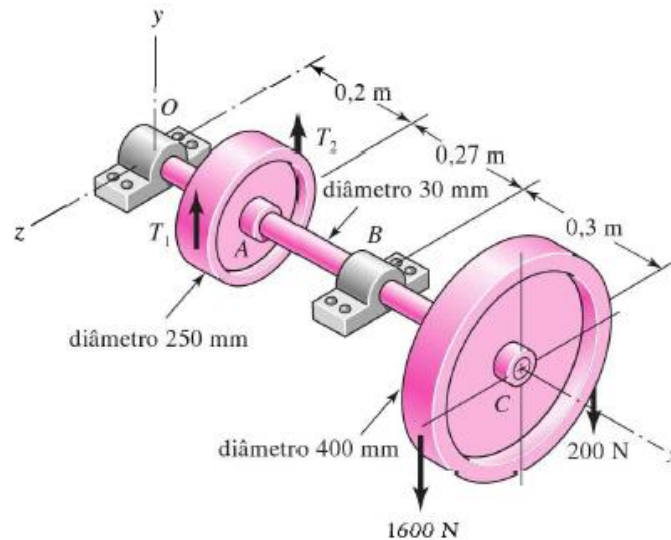
Fonte – <https://www.skf.com>.

3.3. Diagrama de corpo livre

Para Norton (2004), o diagrama de corpo livre (DCL) é um desenho esquemático para um equacionamento matemático utilizado na determinação de esforços atuantes em um sistema. Além disto, o DCL pode representar um esboço geral do conjunto, mostrando todas as forças e momentos que agem sobre o mesmo, podendo ser esforços oriundos de partes externas ou internas, como o carregamento em eixos biapoiados ou em balanço e forças gravitacionais do próprio centro de massa.

O DCL é normalmente utilizado em sistemas em repouso ou em momentos particulares em um sistema dinâmico, assim, podendo ser analisado os esforços de um sistema em um determinado momento específico (HIBBELER, 2011). Na Figura 15 a seguir, é exemplificado um diagrama de corpo livre de um eixo biapoiado e em balanço.

Figura 15: DCL para um eixo biapoado e em balanço.



Fonte - (BUDYNAS e NISBETT, 2011).

Segundo Hibbeler (2011), o procedimento correto para a aplicação de um DCL em um sistema em equilíbrio, segue as seguintes pontas:

- Estabelecer os eixos x e y com qualquer orientação adequada;
- Identifique todas as intensidades e orientações das forças conhecidas e desconhecidas no diagrama;
- O sentido de uma força que tenha intensidade é assumido;
- Aplique as equações de equilíbrio;

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Eq. 01}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Eq. 02}$$

$$\sum M_{\text{ponto}} = 0 \quad \text{Eq. 03}$$

- As componentes serão positivas se forem direcionadas ao longo do eixo positivo e negativas se forem direcionadas ao longo do eixo negativo;
- Se existirem mais de duas incógnitas e o problema envolver mola, deve-se aplicar

$$F = ks \quad \text{Eq. 04}$$

para relacionar a força da mola à deformação s da mola;

- Como a intensidade de uma força é sempre uma quantidade positiva, então, se a solução produzir um resultado negativo, isso indica que o sentido da força é o oposto ao mostrado no diagrama de corpo livre (que foi assumido).

3.4. Momento linear – Colisão e Impacto

Para a física o momento linear é definido como uma grandeza vetorial, possuindo módulo, direção e sentido, também conhecido como quantidade de movimento. O momento linear é definido relacionando a massa de uma partícula com a velocidade em que está se deslocando, para definir quantitativamente é utilizado a equação a seguir (HALLIDAY, DAVID e WALKER, 2012).

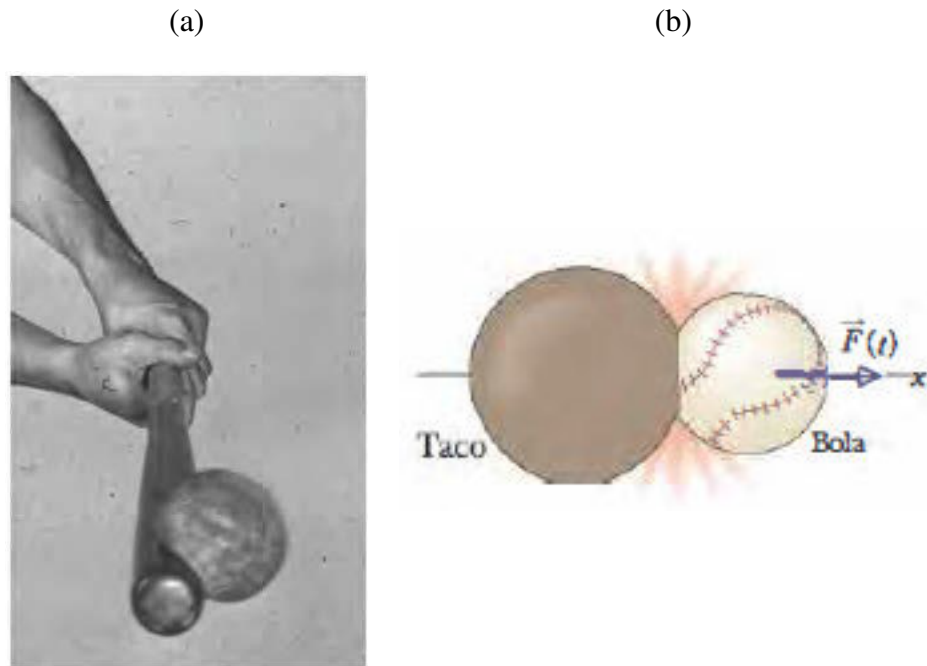
$$\vec{P} = \vec{v} * m \quad \text{Eq. 05}$$

Onde, $\vec{v}$ é a velocidade da partícula e m é a massa do mesmo. Segundo Halliday, david e walker (2012), a Segunda Lei de Newton pode ser relacionada com o momento linear de uma partícula ou um corpo, para tanto, a força resultante de um momento linear é definida como Força de Colisão ou impacto. A equação que rege a força de colisão ou impacto é definida como:

$$\overrightarrow{F_{res}} = \frac{d\vec{P}}{dt} \quad \text{Eq. 06}$$

A força que está associada a um momento de impacto será a razão entre o momento linear de uma partícula com o tempo de contato (dt) entre a mesma e outro corpo presente no sistema. Na figura a seguir, Halliday, david e walker (2012), exemplificou um momento de colisão entre uma bola e um taco, gerando uma força contrária ao deslocamento do corpo.

Figura 16: Momento de impacto entre uma bola e um taco.



Fonte - (HALLIDAY, DAVID e WALKER, 2012).

Para tanto, pode ser considerado um corpo sólido como uma partícula em movimento, assim, caracterizando dos dois corpos como duas partículas com velocidade e massa conhecidas.

3.5. Manutenção de Equipamentos Industriais

A manutenção em equipamentos industriais é algo indispensável para qualquer máquina nos dias atuais. A busca por equipamentos confiáveis e de alta duração é o principal desafio para o setor de manutenção de máquinas e equipamentos. Para tanto, a boa eficiência de componentes e equipamentos não depende apenas das práticas de manutenção, pois, comumente, componentes subdimensionados apresentarão falhas precoces (SELLITTO, 2005).

A produção de um equipamento ou componente bem dimensionado pode otimizar os processos de fabricação, manutenção e custos durante a fabricação e operação, isto se faz cada vez mais necessário para equipamentos complexos e de alto custo, assim, a elaboração de projetos que visam uma otimização estrutural são cada vez mais queridos (BRASIL, 2019)

A produção de um projeto deve ser realizada de maneira a produzir um produto final que atenda todas as exigências para o seu emprego além da necessidade de ter um baixo custo, para tanto, os custos inerentes a um equipamento também estão inerentes aos processos de

manutenção, seja estas manutenções preventivas, corretivas ou preditivas. Dessa forma, equipamentos com uma boa maneabilidade são comumente mais utilizados para a redução de custos em consequência de manutenções inesperadas e difíceis de se realizar (SELEME, 2015).

3.6. Otimização topológica

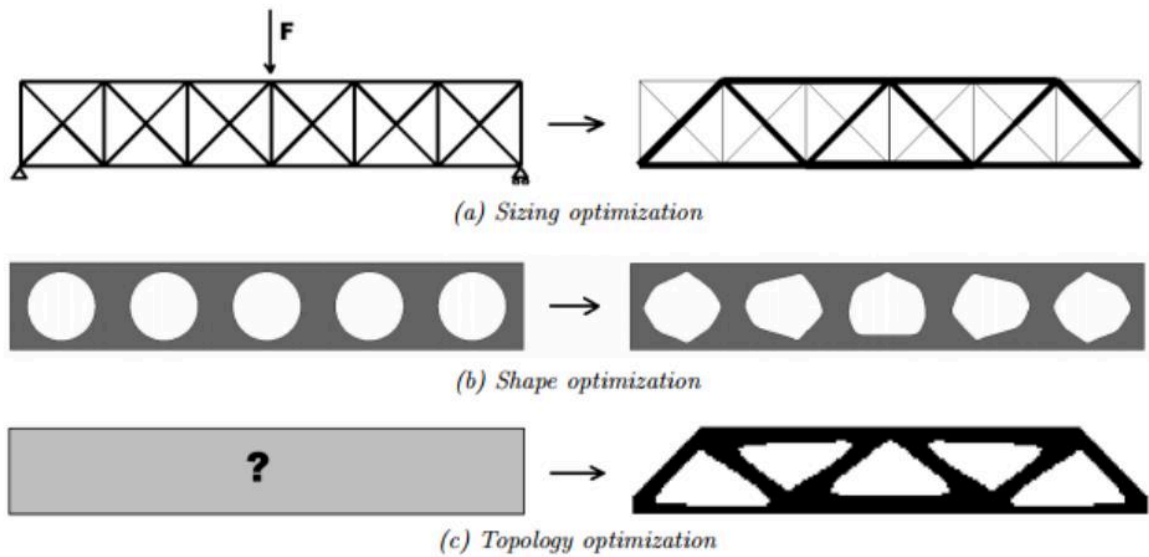
A otimização topológica é uma ferramenta poderosa de projetos de engenharia e amplamente utilizada nos dias atuais, o princípio lógico de funcionamento desta ferramenta é realizar uma distribuição de material mais adequado possível, oferecendo uma estrutura otimizada que obedeça às exigências determinadas de projetos (COUTINHO, 2006).

Segundo Olason e Tidman (2010), a otimização estrutural de maneira geral pode acontecer de três maneiras distintas:

- **A Otimização de Tamanho (*Sizing Optimization*):** Para esta otimização, o objetivo é realizar o ajuste do tamanho de uma estrutura previamente conhecida, assim, reduzindo ou aumentando suas partes.
- **A Otimização de Forma (*Shape Optimization*):** Nesta otimização também se tem conhecimento da estrutura a ser trabalhada e possui a liberdade de realizar alterações na espessura dos corpos, ampliar ou reduzir furos e outros parâmetros, porém, não acrescenta ou exclui geometrias ao corpo estudado.
- **A Otimização Topológica (*Topology Optimization*):** Nesta otimização a estrutura também é conhecida, porém, o resultado final pode conter formas, em regiões do corpo, que antes não possuía, podendo ser alterada a topologia da estrutura.

A Figura 17 exemplifica os tipos de otimização estrutural, ilustrando uma geometria antes definida e a posteriormente otimizada mediante as condições de contorno da estrutura.

Figura 17: Tipos de otimização estrutural: (a) Otimização de Tamanho, (b) Otimização de forma e (c) Otimização Topológica.

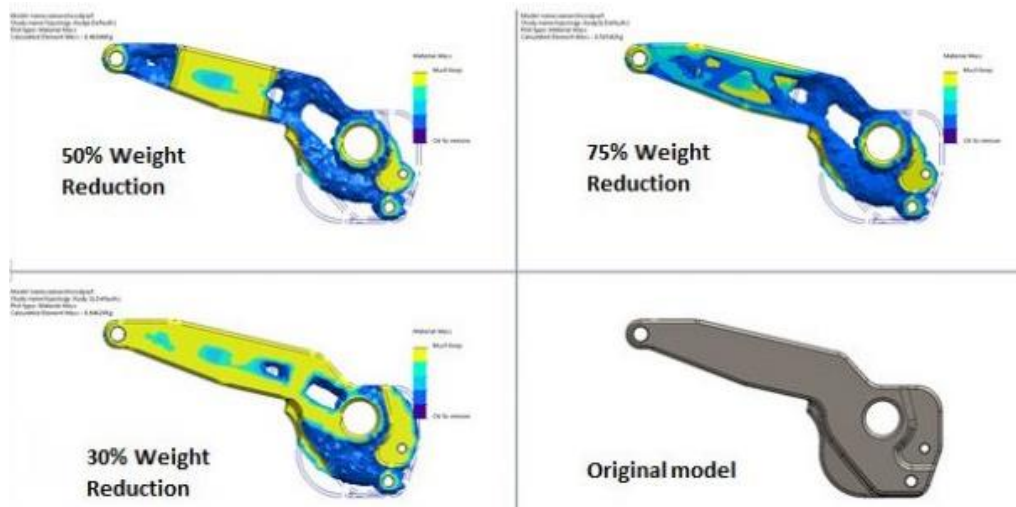


Fonte – (OLASON e TIDMAN, 2010).

Segundo (BENDSOE e KIKUCHI, 1988), este método realiza uma análise através de cálculos numéricos com o auxílio do Método de Elementos Finitos (MEF), onde será realizado uma partição do componente analisado em vários elementos finitos, assim, é considerando uma equação constitutiva homogeneizada que depende somente da densidade relativa do material. Ou seja, o algoritmo caracteriza o componente em pequenos elementos finitos e varia a densidade de cada um desses elementos entre 0 (remoção total do elemento) e 1 (preservação do elemento), buscando assim, uma geometria otimizada.

A Figura 18 ilustra a utilização da otimização topológica em uma dobradiça através do software SolidWorks Professional 2018, realizando a otimização de material em 30, 50 e 75% na redução de massa do componente (SOLIDWORKS, 2017).

Figura 18: Utilização de otimização topológica em dobradiça.

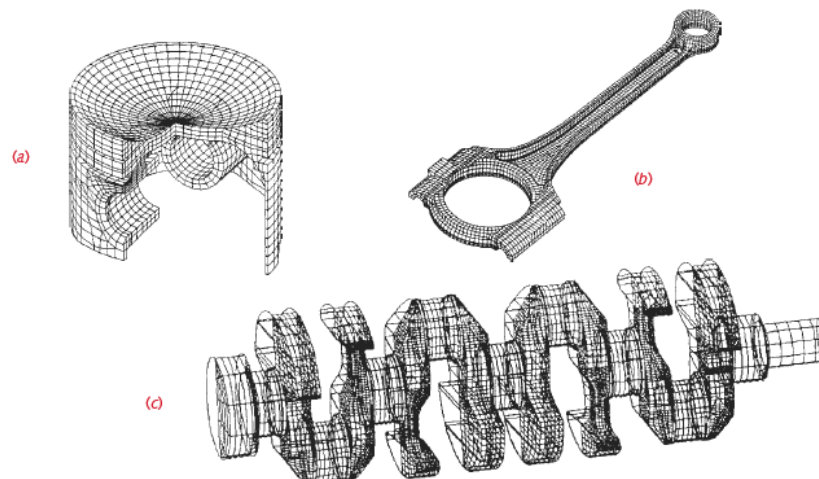


Fonte - (SOLIDWORKS , 2017).

3.7. Método dos elementos finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) tem tomado cada vez mais espaço nos dias atuais, principalmente para resolver problemas de análises de tensão em objetos com geometrias complexas. Este método consiste em particionar um objeto em pequenos elementos, visto na Figura 19, para que seja realizado cálculos numéricos em cada elemento e nos pontos que os conectam, denotados de nós. Os cálculos são realizados em todos os finitos elementos e possuem uma complexidade alta, porém, comumente, esta análise é realizada através de softwares de engenharia que tornam esta análise mais ágil (NORTON, 2004).

Figura 19: Modelos para elementos finitos de um pistão (a), uma biela de motor (b) e um virabrequim (c).

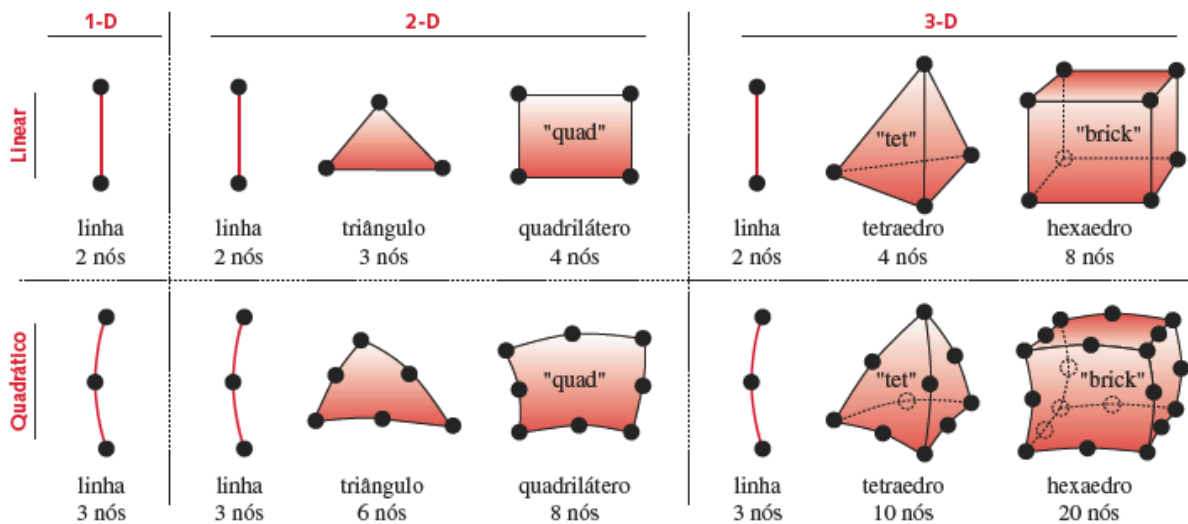


Fonte - (NORTON, 2004).

A formulação de elementos finitos que compõem um mecanismo ou um objeto é realizada através dos softwares de engenharias CAE (*Computer-Aided Engineering*) e podem obedecer aos critérios determinados pelo projetista usuário do programa computacional. O conjunto de elementos gerados são interligados por pontos chamados de Nós e todo o conjunto é chamado de malha, formando uma geometria idêntica ao objeto estudado, a qual será realizada todos os cálculos estruturais no lugar da modelagem, anteriormente determinado (ADAMS e ASKENAZI, 1999).

Dependendo da complexidade dos objetos, a malha pode ser formada por elementos lineares ou quadráticos, visto a Figura 20, havendo a necessidade da utilização e determinação adequada da malha para se obter resultados próximos a um cenário real (NORTON, 2004).

Figura 20: Geometria de elementos finitos lineares e quadráticos em três dimensões.



Fonte - (NORTON, 2004).

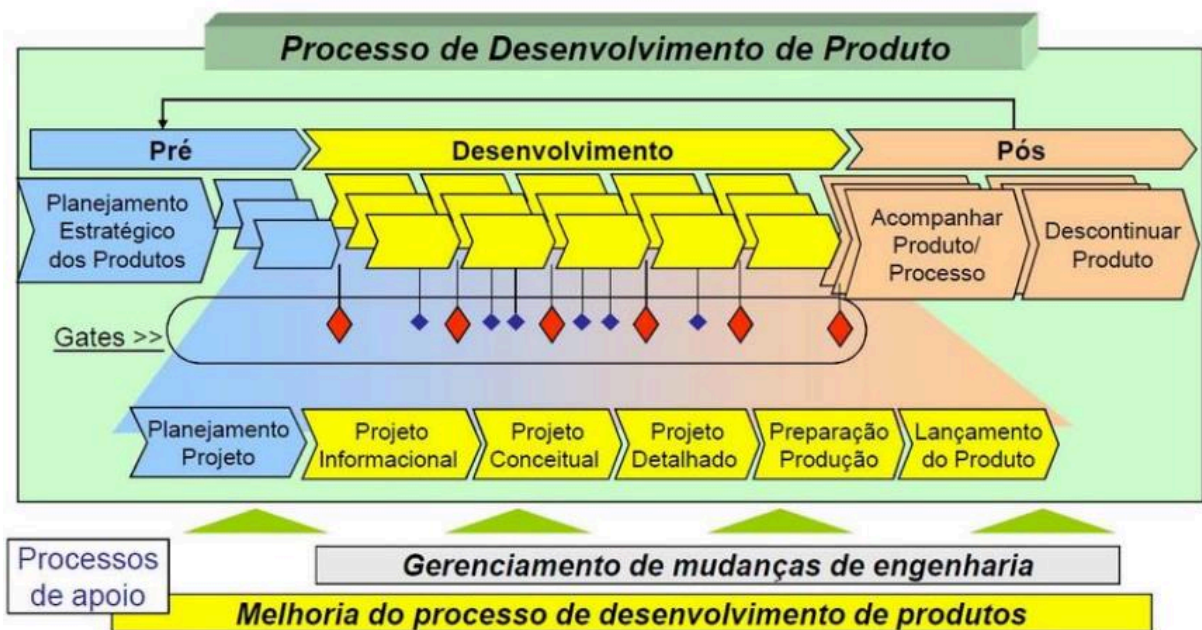
O MEF é utilizado para se obter resultados teóricos mais próximos de uma situação real, porém, a interpretação de dados é crucial para os projetos que utilizam esta ferramenta. Comumente, em análises de falhas por tensões de carregamentos, é utilizado o Critério de Von Misses, em que é determinado critérios de falha de um material, relacionando as tensões cisalhantes incidentes no material, o limite de escoamento e limite de tração do mesmo. Possibilitando a verificação da viabilidade estrutural de um componente otimizado, assim como a escolha de fatores de segurança para a falha do material (AMSTUTZ e NOVOTNY , 2010)

4. METODOLOGIA DA PESQUISA

Nesta etapa de projeto será abordado todo o desenvolvimento de estudo e atividades realizadas para alcançar os objetivos traçados, visando principalmente a redução de custo de fabricação e a otimização da geometria que possa melhorar os processos de manutenção. Para tanto, o desenvolvimento do produto foi realizado em três etapas: a caracterização e necessidades de melhoria do produto, a metodologia e desenvolvimento do produto com a análise de comparação e validação do produto.

Estas etapas de desenvolvimento, assemelham-se com o processo de desenvolvimento de produto (PDP) aplicado por Rosenfeld et al. (2006), vide Figura 21, onde é discriminado o planejamento de estudo das fases de planejamento de produto em projeto informacional, projeto conceitual e o projeto detalhado.

Figura 21: Metodologia para o processo de desenvolvimento de produto (PDP).

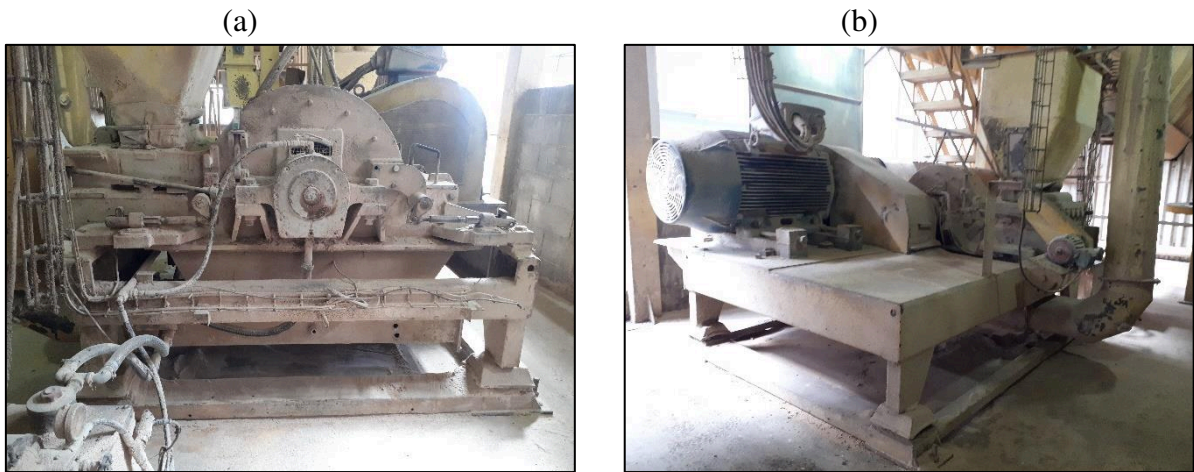


Fonte - (ROZENFELD, FORCELLINI, *et al.*, 2006).

4.1. Caracterização do Problema

A elaboração do presente trabalho teve como foco a otimização do mancal cilíndrico de apoio do rotor do pulverizador horizontal da empresa IDAH Company (vide Figura 22), realizando o aperfeiçoamento da estrutura deste componente a fim de obter um produto de melhor custo-benefício.

Figura 22: Pulverizador horizontal - vista frontal (a) e vista posterior (b).

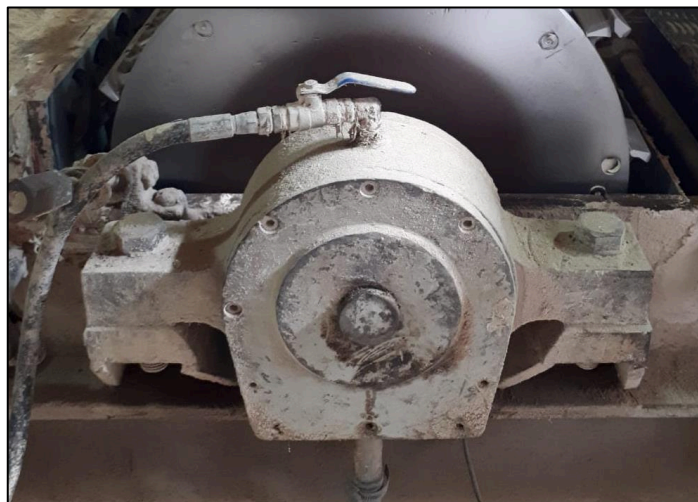


Fonte – Próprio autor.

O pulverizador horizontal do presente trabalho pertence a empresa Samaria Rações e Nutrição Animal Ltda. Este é responsável por suprir a demanda de uma linha de produção da fábrica, com isto, paradas inesperadas ou até mesmos planejadas, acarretam em um custo de perda de produção elevado.

O mancal de apoio do pulverizador, visto na Figura 23, é indispensável para o funcionamento do mesmo e é o alvo de estudo deste trabalho. Para tanto, em comparação com mancais de apoio encontrados no mercado, o mesmo apresenta-se uma robustez excessiva para realizar o apoio do eixo rotativo do rotor, além de uma geometria não favorável para rápida manutenção.

Figura 23: Mancal de apoio do rotor do pulverizador horizontal.



Fonte – Próprio autor.

Além de alcançar uma redução nos custos de produção, também é desejável que o produto final possua boas características construtivas para o setor de manutenção e montagem do mesmo, implicando em um manuseio rápido, com redução da frequência e do tempo de manutenções e, por consequência, redução de custos de manutenção e paradas de produção do pulverizador horizontal.

4.2. Metodologia Empregada

O planejamento do projeto teve início com a realização de um *benchmarking* sobre os tipos de mancais de apoio mais utilizados no mercado, a fim de organizar as principais características positivas e negativas destes equipamentos com isto, foi realizada dois importantes pilares do *benchmarking*: a comparação e a adaptação. Assim, pode entender e adquirir as características mais procuradas para este produto, implementando melhorias sem contrariar as necessidades originais e foi possível apontar os tipos de mancais mais procurados.

Após a definição dos tipos de mancais mais utilizados, através do *benchmarking*, foi realizado uma pesquisa através de entrevistas de campo com profissionais que atuam no setor de montagem, manutenção, engenheiros, técnicos em mecânica e projetistas de equipamentos de grande porte da indústria siderúrgica e que trabalham diretamente com o pulverizador horizontal. O intuito é identificar quais as características mais importantes para implementar nos mancais de apoio, relacionando com cada tipo de mancal pré-selecionados.

As entrevistas consistiram em uma série de perguntas, citadas a seguir, referentes as características mais desejáveis para os mancais de apoio associando-as com os tipos de mancais selecionados pelo benchmarking:

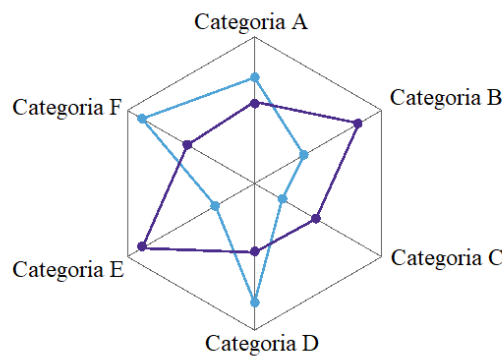
- Capacidade de trabalhar em alta rotação;
- Suportar cargas elevadas;
- Admitir tolerância para desalinhamento de eixo;
- Fácil inspeção e troca de rolamento;
- Fácil manutenção e limpeza;
- Resistente a impactos;
- Baixo custo.

Baseando-se na pesquisa realizada sobre as características mais desejadas do mancal, foi aplicado o diagrama de MUDGE para organizar de forma prioritária as características mais viáveis de serem implementadas.

Posteriormente, foi realizado uma matriz de escolha para os mancais selecionados, tomando como base o nível de prioridade de cada característica, obtida através do diagrama MUDGE.

Com a matriz de escolha definida, foi sucedido uma comparação entre as características preferenciais e os tipos de mancais analisados nas entrevistas, através de gráfico radar (ou teia de aranha, Figura 24) para apontar qual geometria irá seguir como para a otimização estrutura através da análise topológica.

Figura 24: Exemplo de gráfico radar.



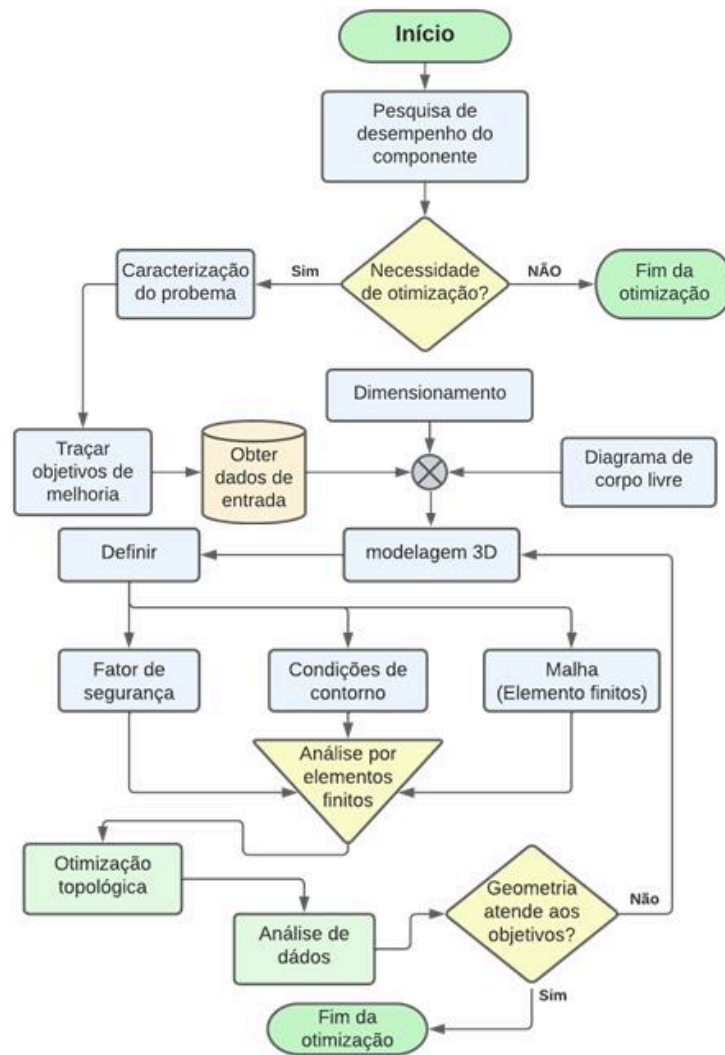
Fonte – Próprio autor

4.3. Desenvolvimento da Otimização Topológica

O início do projeto detalhado foi adotado a prática do DFMA para o desenvolvimento da geometria do mancal otimizado, gerando um design para facilitar a fabricação e montagem do produto final.

Para alcançar a modelagem final desejada, o trabalho seguiu os processos descritos no fluxograma da Figura 25 a seguir.

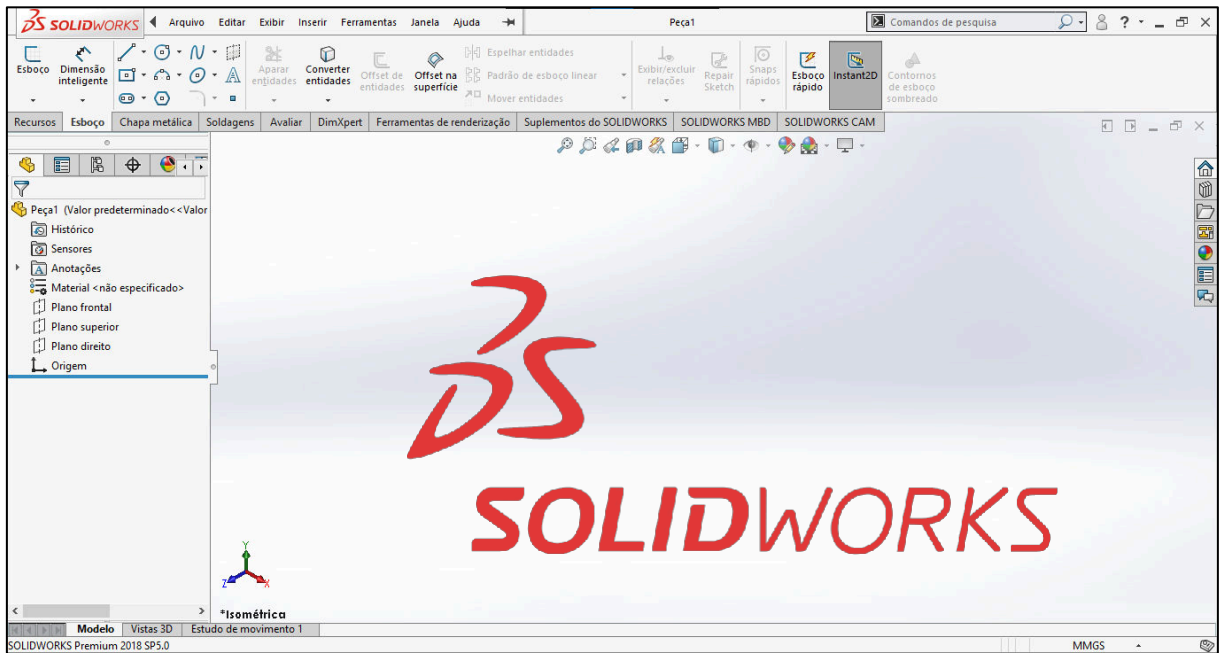
Figura 25: Fluxograma de atividades desenvolvidas na etapa de projeto detalhado.



Fonte – Próprio autor

Com a obtenção de dados de entrada, nas etapas de projeto informacional e conceitual (vide Figura 21), foi dado início na modelagem 3D do mancal original e do mancal otimizado, com o auxílio do software Solidworks Profissional 2018 (vide Figura 26).

Figura 26: Logomarca e interface de modelagem do Solidworks.

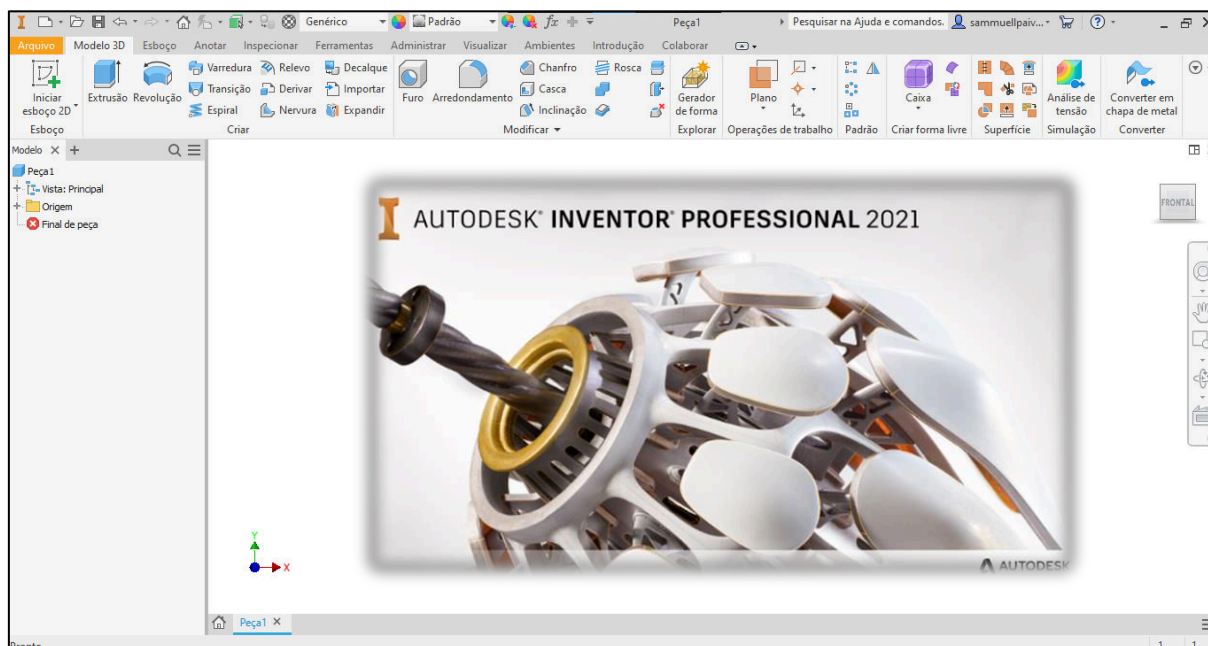


Fonte – Próprio autor

Juntamente com a modelagem, foi realizado o dimensionamento do conjunto de montagem do componente e aplicado o diagrama de corpo livre para determinar as forças atuantes no mancal.

Com a modelagem inicial dos componentes finalizada, foi realizado a exportação dos mesmos para o software Autodesk Inventor profissional 2021 para proceder-se com as análises por elementos finitos (vide Figura 27).

Figura 27: Interface e logomarca do software Autodesk Inventor profissional 2021.



Fonte – Próprio autor

Para alinhar com a análise de comparação dos mancais, foi modelado o mancal original encontrado no pulverizador horizontal, e posteriormente foi implementado as melhorias determinadas mediante a etapa de projeto conceitual.

Posteriormente, foram determinados as condições de contorno e o fator de segurança para o componente em análise. Em conjunto a isto, foi gerado a malha de elementos finitos para a execução dos cálculos computacionais do software.

Com todos os parâmetros definidos, foi efetivado a análise topológica, obedecendo todas os critérios de trabalho do mancal de apoio do pulverizador horizontal. Com a otimização topológica finalizada, sucedeu-se a uma análise final do componente otimizado para investigar se o produto final condiz com as necessidades de funcionamento e os objetivos iniciais traçados neste trabalho. Caso contrário, o componente será submetido a uma remodelagem e os processos subsequentes para alcançar um produto final.

A análise de comparação foi realizada entre o mancal original, o mancal otimizado atribuindo as modificações básicas e o mancal obtido através da análise topológica, assim, equiparando a resistência estrutural dos corpos, a massa total e as características finais de manutenibilidade.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo do trabalho, será tratado de todos os resultados obtidos mediante a realização das atividades descritas na metodologia, em conjunto, é analisado e discutido os resultados obtidos em cada processo.

5.1. Benchmarking

O *benchmarking* realizado teve como alvo as principais empresas produtoras de mancais e rolamentos do mercado nacional e internacional atualmente, sendo estas as empresas citadas: Acoplast Brasil, Waukesha Bearings, SKF, NSK e Kingsbury.

Figura 28: Principais empresas fabricantes de mancais e rolamentos do mercado: (a) Acoplast Brasil, (b) Waukesha Bearings, (c) Kingsbury, (d) NSK e (e) SKF.



Fonte – Google imagens.

Dentre todas as empresas pesquisadas, pode-se perceber que os mancais de rolamento e deslizantes destas empresas possuem interesses comuns dentre as características mais apresentáveis, possuindo alguns pontos que estas empresas busca aperfeiçoar nestes componentes. As principais características para estes componentes são citadas na tabela a seguir.

Tabela 4: Principais características para os mancais, obtidas através de benchmarking.

ESPECIFICIDADE	CARACTERÍSTICAS
Situação de Trabalho	Capacidade de alta rotação; Suportar cargas mais elevadas; Admitir desalinhamento de eixo;
Manutenibilidade	Fácil inspeção e troca de rolamento; Facilidade de limpeza e manutenção;
Estrutural e Design	Resistente a impactos;
Financeiro	Baixo custo.

Fonte – Próprio autor

Ainda utilizando do *benchmarking*, foi visto que os principais mancais de apoio comercializados, são os mancais de rolamento bipartido, de rolamento simples, mancais flangeados e mancais deslizantes hidrodinâmicos, vistos na tabela a seguir.

Tabela 5: Mancais de apoio mais utilizados no mercado.

MANCAL	ILUSTRAÇÃO
BIPARTIDO	
MANCAL FLANGEADO	

**MANCAL DESLIZANTE
HIDROSTÁTICO**



**MANCAL DE
ROLAMENTO**



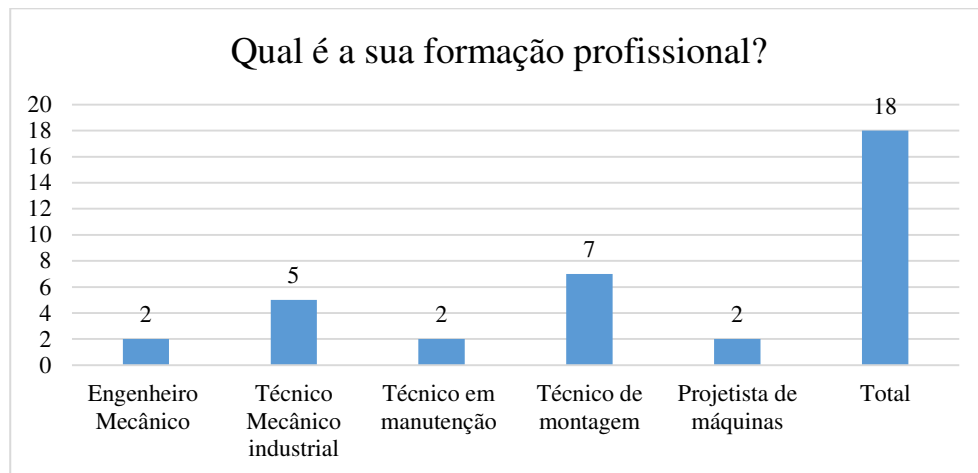
Fonte – Próprio autor

Dentre os mancais listados na Tabela 5, os mancais flangeados foram retirados do presente estudo como uma opção de adaptação para o mancal de apoio por não haver possibilidade de adaptação e fixação do mesmo, sem que haja alterações na estrutura do pulverizador.

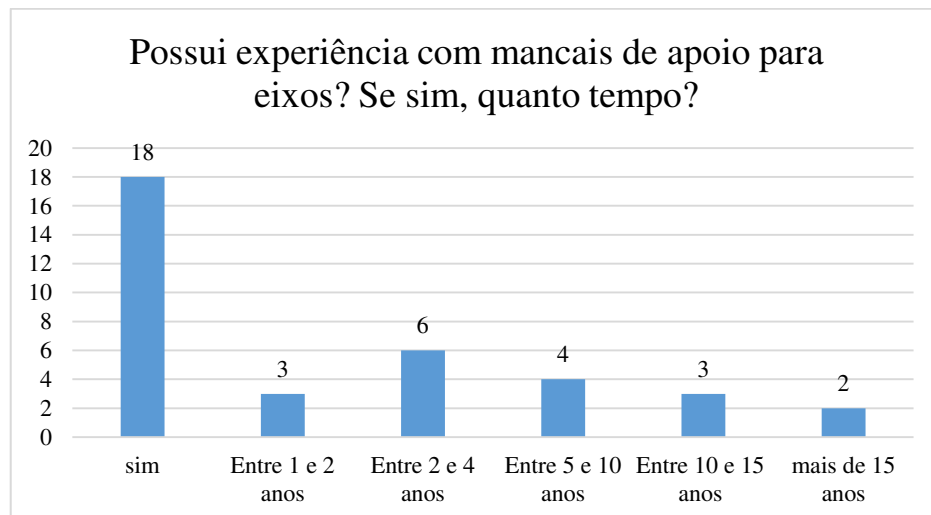
5.2. Entrevista de Campo

A Entrevista de campo consistiu em obter a opinião técnica dos entrevistados no que diz respeito aos mancais de apoio estudados neste trabalho. A princípio, as perguntas realizadas tiveram três frentes de análise, iniciando com quesitos sobre a área profissional do entrevistado, depois questionado sobre as principais características dos mancais de apoio e, por fim, perguntas diretas sobre os três tipos de mancais obtidos através do *benchmarking* relacionando-os com as características mais desejadas para os mesmos.

O questionário realizado pode ser visto em Apêndice A, e foi conversado com 18 pessoas no total. No Gráfico 1 a seguir é mostra a área profissional mais presente entre os entrevistados.

Gráfico 1: Formação profissional dos entrevistados.**Fonte** – Próprio autor

Pode-se notar que, dentre os entrevistados, a profissão que mais se destaca é a de Técnico de Montagem e Técnico Mecânico Industrial, com 7 e 5 pessoas, respectivamente. Também relacionando com a formação profissional dos entrevistados, a segunda pergunta avalia o tempo de experiência que os entrevistados possuem com mancais de apoio, visto no gráfico.

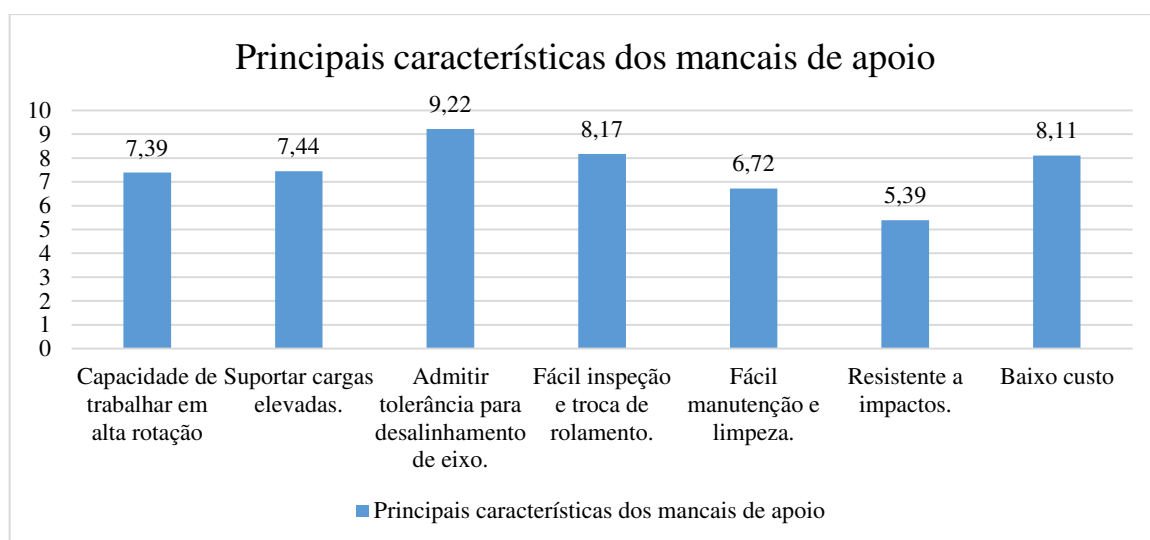
Gráfico 2: Tempo de experiência com mancais de apoio dos entrevistados.**Fonte** – Próprio autor.

Para um total de 18 pessoas entrevistadas, todas atuam em áreas distintas utilizam com frequência os mancais de apoio para máquinas rotativas, sendo um bom indício para resultados coerentes da realidade, devido estes possuírem experiências e conhecimentos teóricos deste

equipamento. Além disto, no Gráfico 2 pode-se ver que todas as pessoas já possuíram alguma experiência com mancais.

Seguindo com os resultados das entrevistas, a segunda análise foi sobre as características mais procuradas para mancais de apoio. No Gráfico 3 é mostrado o grau de prioridade para as características mais desejadas para Nesse equipamento, levando em consideração a avaliação entre “Mais importante e Menos importante”. No questionário da entrevista, é mostrado uma média de importância para cada quesito.

Gráfico 3: Principais características dos mancais de apoio.



Fonte – Próprio autor.

Analisando o Gráfico 3, pode-se observar que a principal característica e mais bem avaliada é “Admitir tolerância para desalinhamento de eixo”, com média de 9,22, isto se dá devido à grande dificuldade de conseguir um alinhamento ideal entre eixos e mancais durante uma montagem. Assim, a possibilidade de um mancal que tenha um grau de liberdade é mais bem avaliado.

Seguindo com a análise, foi notado que os quesitos de “Baixo custo”, “Fácil manutenção e limpeza” e “Fácil inspeção e troca de rolamentos” obtiveram médias bem próximas, tornando semelhante o interesse entre essas três características.

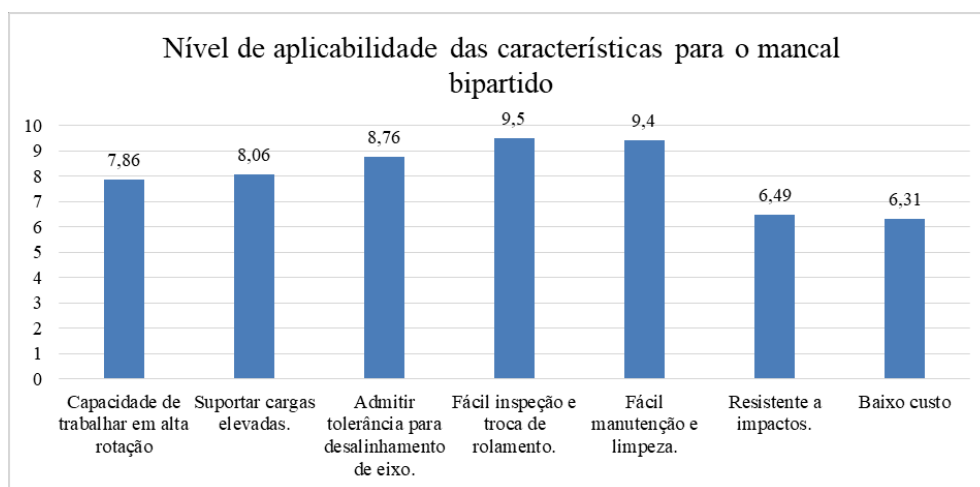
No mesmo sentido, os quesitos de “Capacidade de trabalhar em alta rotação” e “Suportar cargas elevadas”, apresentaram similaridade de interesses para os entrevistados, tendo em vista que estas são as duas características mais analisadas para a seleção destes equipamentos.

Por fim, o quesito de “Resistente a impactos” foi o menos avaliado, porém, ainda sendo uma característica indispensável para os mancais de apoio.

A terceira seção de questionamentos da entrevista foi referente as características associadas aos mancais já mencionados: mancal bipartido, mancal deslizante e mancal de rolamento. Para tanto, as mesmas características avaliadas individualmente foram almejadas para cada mancal e analisada se tal característica é aplicável ao respectivo mancal.

Os gráficos a seguir mostram a relação de aplicabilidade das características para os mancais analisados, obtidas através dos entrevistados.

Gráfico 4: Nível de aplicabilidade das características para o mancal bipartido.

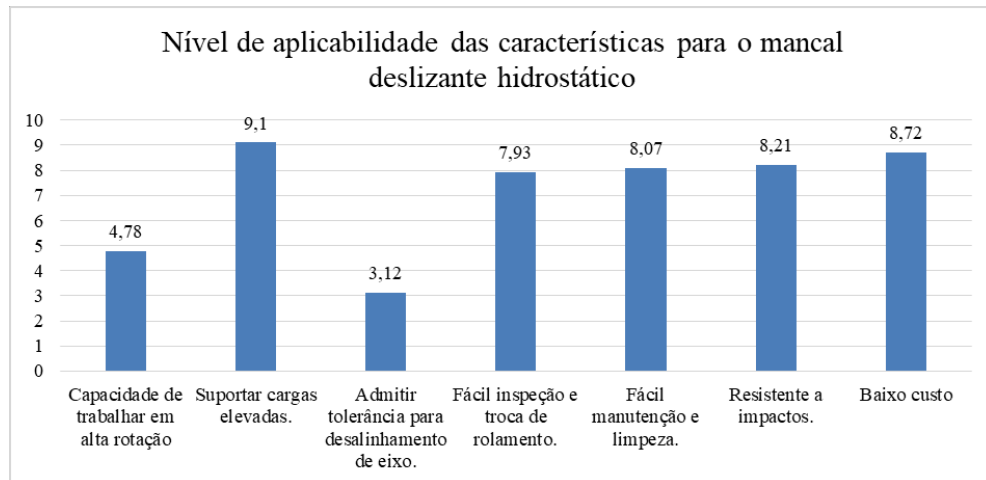


Fonte – Próprio autor.

As duas características mais bem avaliadas para o mancal bipartido foram “Fácil inspeção e troca de rolamento” e “Fácil manutenção e limpeza”, indicando boas propriedades relacionadas a parte de manutenção do mesmo. Outra qualidade que vale ser destacada é no quesito “Admitir tolerância para desalinhamento de eixo, tendo em vista que esta foi a principal qualidade buscada para mancais de apoio, vista no Gráfico 3.

Os atributos de “Capacidade de trabalhar em alta rotação” e “Suportar cargas elevadas” se mostraram equivalentes para este mancal, no mesmo sentido “Resistencia a impactos” e “Baixo custo”, porém, estes últimos foram os mais avaliados negativamente para o mesmo.

Gráfico 5: Nível de aplicabilidade das características para o mancal deslizante hidrostático.

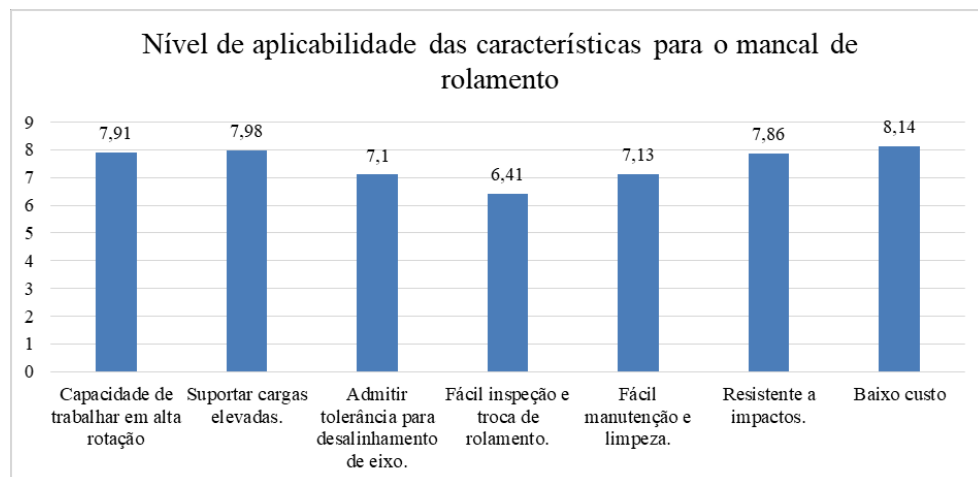


Fonte – Próprio autor.

Para os mancais deslizantes, a principal qualidade foi de suportar grandes cargas, porém, não possui boa aplicabilidade para eixos de alta rotação e não permite desalinhamento de eixos apoiados.

Para o restante dos quesitos, o mesmo apresentou uma semelhança de aplicabilidade com as médias próximas a 8,2, com atenção para o quesito de baixo custo, sendo o segundo mais bem avaliado.

Gráfico 6: Nível de aplicabilidade das características para o mancal de rolamento.



Fonte – Próprio autor.

O último mancal avaliado foi o de rolamento, para este, a maior média obtida foi o de baixo custo, com 8,14, e a mais baixa foi a qualidade de fácil inspeção e troca de rolamentos, com 6,41. As outras duas qualidades que também tiveram médias baixas foram de “Admitir tolerância para desalinhamento de eixo” e “Fácil manutenção e limpeza”, sendo estes indicadores negativos para as práticas de manutenção deste equipamento.

Os outros três quesitos, trabalhar com alta rotação, carga elevada e resistência a impactos, apresentaram médias bem próximas, em torno de 7,9.

Para tanto, os gráficos de nível de aplicabilidade das características, obtidos através do questionário das entrevistas com os profissionais, serão utilizados para realizar comparações entre os mesmos e obter um tipo de mancal base para a otimização topológica.

5.3. Diagrama de Modge

Com base nos resultados obtidos através das entrevistas de campo, com os profissionais das áreas citadas anteriormente, foi possível elaborar o Diagrama de Mudge, para tanto, o Gráfico 3 foi avaliado para realizar a comparação de característica mais relevante frente as outras e, assim, preencher o diagrama.

Figura 29: Diagrama de Mudge aplicado nas características dos mancais.

		1	2	3	4	5	6	7		
		Capacidade de trabalhar em alta rotação	Suportar cargas elevadas	Admitir tolerância para desalinhamento de eixo	Fácil inspeção e troca de rolamento	Fácil manutenção e limpeza	Resistente a impactos	Baixo custo	Soma	%
1	Capacidade de trabalhar em alta rotação	1	2C	3A	4B	1A	1A	7B	10	12%
2	Suportar cargas elevadas		2	3A	4B	2C	2A	7B	8	10%
3	Admitir tolerância para desalinhamento de eixo			3	3B	3A	3A	3A	28	33%
4	Fácil inspeção e troca de rolamento				4	4A	4A	4A	21	25%
5	Fácil manutenção e limpeza					5	5B	7B	3	4%
6	Resistente a impactos						6	7A	0	0%
7	Baixo custo							7	14	17%
								Total	84	100%

Legenda	
A = 5 Pontos	Muito mais importante
B = 3 Pontos	Medianamente mais importante
C = 1 Ponto	Pouco menos importante

Fonte – Próprio autor.

Com o diagrama de Mudge concluído, pode-se notar a diferença de prioridades entre as principais características dos mancais de apoio. Dessa forma, foi esquematizado uma matriz de escolha entre os três mancais estudados, relacionando a pontuação de cada quesito com os resultados do diagrama.

5.4. Matriz de Escolha

A matriz de escolha foi realizada com uma avaliação da aplicabilidade das características para os mancais, segundo os Gráfico 4, Gráfico 5 e Gráfico 6, através de uma pontuação entre 1 a 5 (1 menor aplicabilidade e 5 maior aplicabilidade). A Tabela 6Gráfico 6, mostra o nível de prioridade com a pontuação respectiva para a matriz de escolha.

Tabela 6: Relação de prioridade para as características dos mancais.

CARACTERÍSTICA	% - DIAGRAMA DE MUDGE	PONTUAÇÃO
Admitir tolerância para desalinhamento de eixo	33%	5
Fácil inspeção e troca de rolamento	25%	4
Baixo custo	17%	3
Capacidade de trabalhar em alta rotação	12%	2
Suportar cargas elevadas	10%	2
Fácil manutenção e limpeza	4%	1
Resistente a impactos	0%	1

Fonte – Próprio autor.

Como é visto na Tabela 6, a maior preferência das características é que os mancais tenham uma tolerância para desalinhamento de eixo, dessa forma, este quesito possui pontuação de 5, e para a menor preferência, “Resistência a impactos”, a pontuação é a menor possível, igual a 1.

Na Tabela 7 a seguir, é mostrado o esquema de pontuações dos mancais e as respectivas características para a matriz de escolha, associando com os Gráfico 4, Gráfico 5 e Gráfico 6.

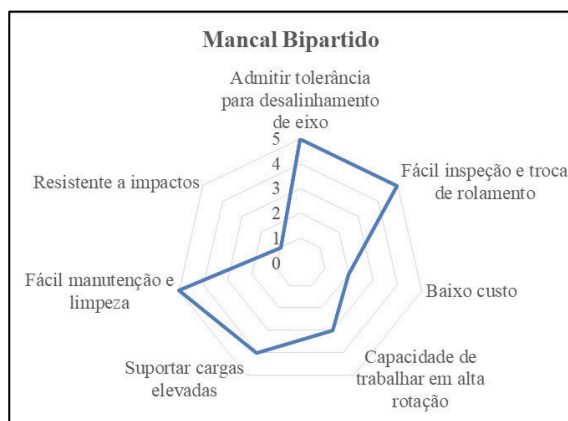
Tabela 7: Pontuação para matriz de escolha da aplicabilidade das características dos mancais.

CARACTERÍSTICAS	MANCAIS		
	Bipartido	Deslizante	De rolamento
Admitir tolerância para desalinhamento de eixo	5	1	3
Fácil inspeção e troca de rolamento	5	4	1
Baixo custo	2	5	5
Capacidade de trabalhar em alta rotação	3	2	4
Suportar cargas elevadas	4	5	4
Fácil manutenção e limpeza	5	4	3
Resistente a impactos	1	4	4

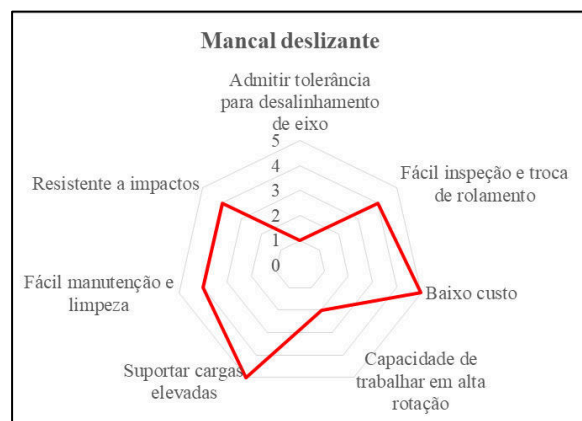
Fonte – Próprio autor.

Pode-se observar que na Tabela 7 uma relação das características dos mancais com a aplicação em cada um deles, notando que cada mancal possui uma característica mais presente e outras nem tanto, por isso observamos a variação das pontuações entre 1 a 5.

A seguir, é apresentado gráficos tipo radar da matriz de escolha, utilizando a pontuação atribuída aos mancais na Tabela 7.

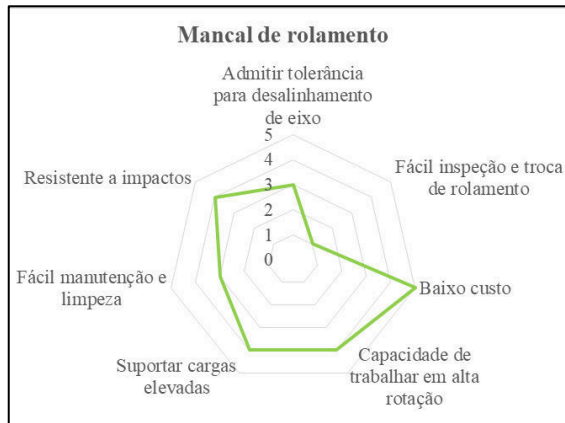
Gráfico 7: Aplicação das características do mancal bipartido.

Fonte – Próprio autor

Gráfico 8: Aplicação das características do mancal deslizante.

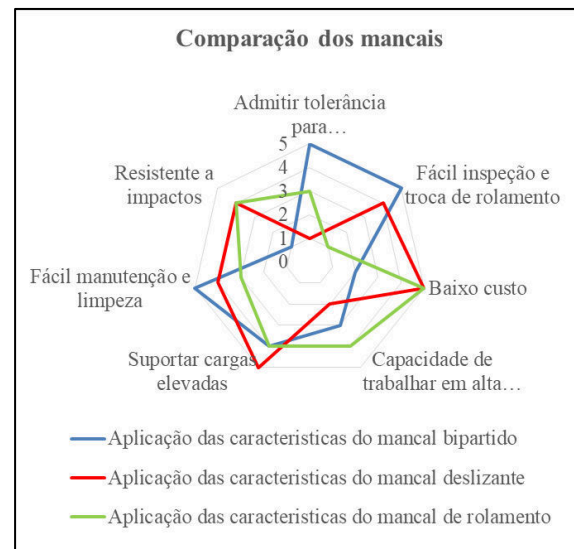
Fonte – Próprio autor

Gráfico 9: Aplicação das características do mancal de rolamento.



Fonte – Próprio autor.

Gráfico 10: Comparação dos mancais.



Fonte – Próprio autor.

Pode-se notar que os mancais bipartidos possuem bons aspectos para admitir um grau de desalinhamento de eixos, possui uma fácil troca de rolamento, inspeção e limpeza e, conseqüentemente, uma ótima manutenibilidade. Por outro lado, o mesmo não possui bons atributos para um custo baixo e resistência a impactos (vide Gráfico 7).

Para o mancal deslizante, os principais atributos que este oferece são: a capacidade de suportar elevadas cargas, possuir um baixo custo e resistente a impactos. Porém, o mesmo não possui boas capacidade para trabalhar com elevadas rotações no eixo apoiado, além disto, a tolerância para desalinhamento de eixo é quase nula (vide Gráfico 8).

Por fim, para os mancais de rolamentos, estes possuem propriedades semelhantes aos mancais bipartidos, porém, se destacam menos nas qualidades de manutenibilidade, no entanto, em questão de baixo custo e resistente a impactos, este se sobressai nestes quesitos (vide Gráfico 9).

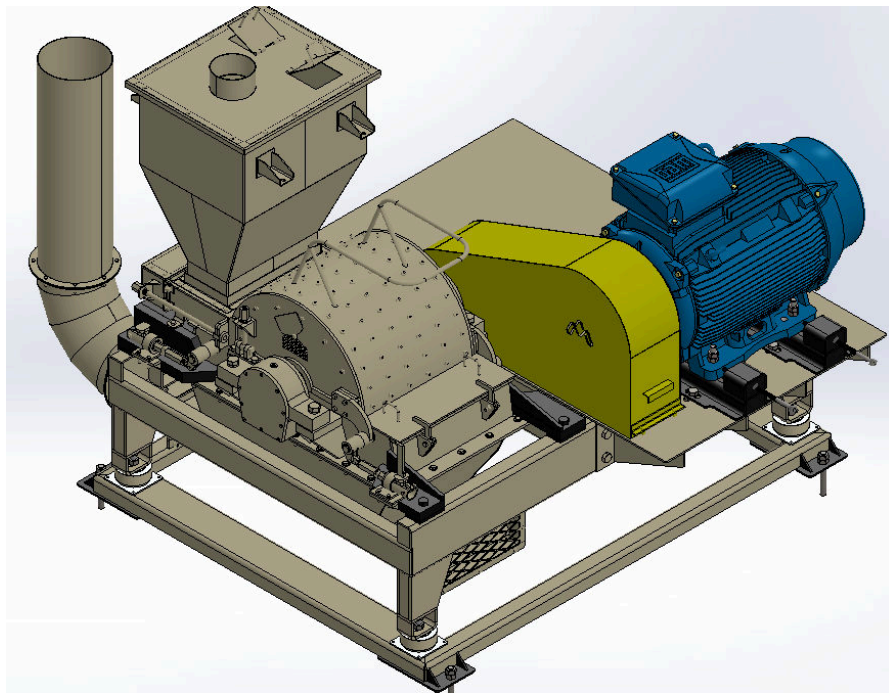
Realizando a comparação entre os três mancais estudados no Gráfico 10, pode-se observar que o mais apropriado para a utilização na otimização topologia foi o mancal bipartido, este por atribuir duas características importantes na utilização do pulverizador horizontal e por se adequar mais as qualidades desejadas para mancais indicadas pelos entrevistados. Dessa forma, as características geométricas aplicadas na otimização do novo mancal terão como base um mancal bipartido, a fim de obter tais características do mesmo.

5.5. Dimensionamento

Com as definições das características desejadas para o mancal otimizado e a definição prévia da geometria do mesmo, foi iniciado a etapa de projeto detalhado do desenvolvimento do produto. Para tanto, é necessário a definição das condições que o componente será empregado para que se possa realizar a análise por elementos finitos.

Nas figuras a seguir, o esquema de montagem dos mancais de apoio no pulverizador horizontal é ilustrado, assim como toda sua estrutura.

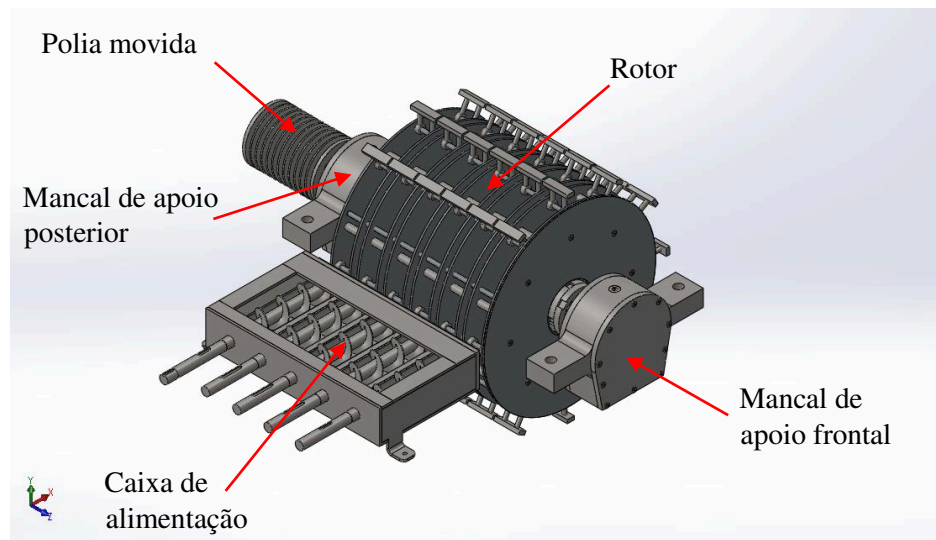
Figura 30: Pulverizador horizontal - Representação 3D no Solidworks.



Fonte – Próprio autor.

Para simplificar o entendimento da montagem, a Figura 31 ilustra de forma isolada os mancais de apoio, juntamente com o rotor e a caixa de alimentação, na qual o material é inserido no rotor.

Figura 31: Pulverizador horizontal - Esquema de montagem: rotor, mancais e caixa de alimentação.



Fonte – Próprio autor.

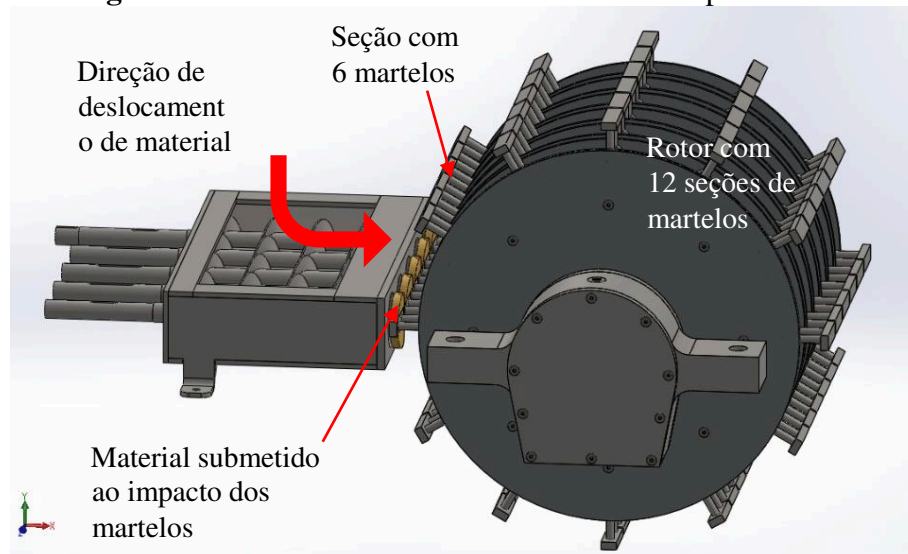
Basicamente, o material processado é inserido dentro do rotor através da caixa de alimentação, transportado através de pequenas roscas transportadoras, assim, ao entrar no rotor, o material recebe um impacto diretamente dos martelos que estão em alta rotação, causando a fragmentação estrutural do material submetido a moagem.

5.5.1. Considerações e Aproximações realizadas

Durante a colisão entre os martelos e o material processado irá surgir uma força resultante contrária ao deslocamento dos martelos, esta força entrará para os cálculos de dimensionamento como a força de colisão ou de impacto, vista na Figura 35, como o próprio nome sugere, esta força foi calculada através do princípio do momento linear durante a colisão entre duas partículas.

Será considerado que o volume de material que irá colidir com os martelos se comporta como uma partícula de volume e massa uniformes, como pode ser ilustrado na Figura 32. Durante o momento de impacto, uma seção de martelos irá colidir com o material de maneira uniforme, assim, de forma semelhante, o conjunto de martelos se comporta como a segunda partícula em colisão.

Figura 32: Colisão dos martelos com o material processado.

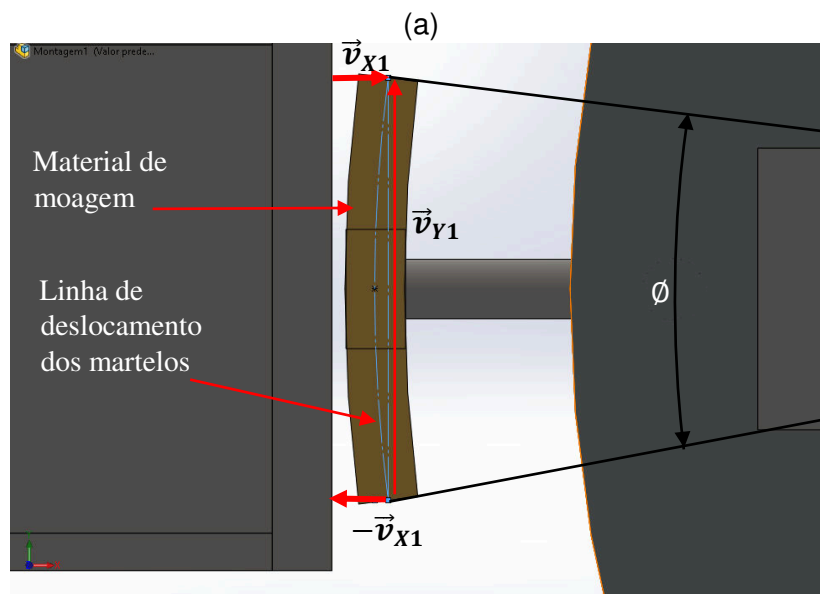


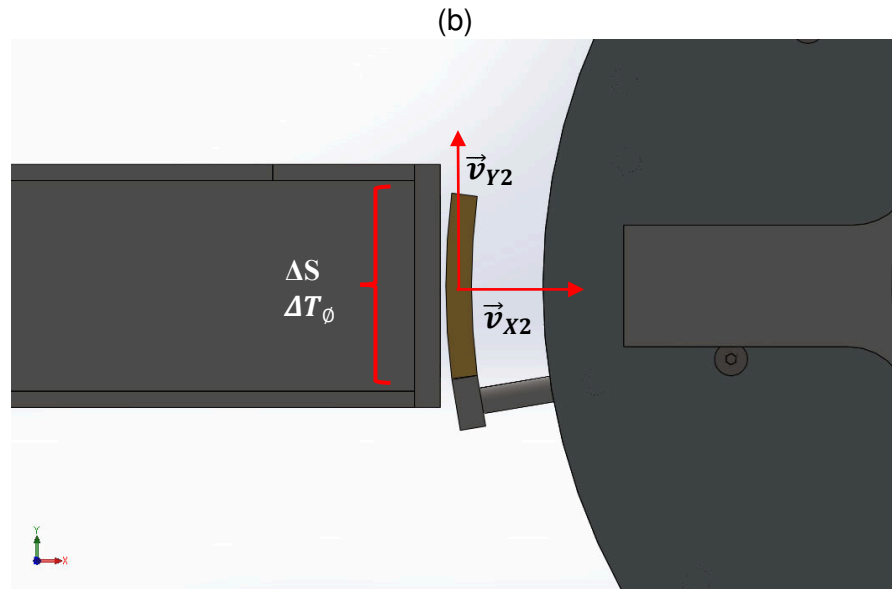
Fonte – Próprio autor.

Foi considerado que o momento de colisão é elástica e irá ocorrer durante o deslocamento dos martelos em frente a seção de entrada de material, que corresponde à altura da seção de material, visto na Figura 33 como ΔS e foi, obtido através do software Solidworks. Da mesma forma, o instante de tempo (ΔT) de impacto corresponderá ao tempo de deslocamento dos martelos neste espaço.

A justificativa para tal consideração, baseia-se no fato de que o material irá se fragmentar durante o impacto e arremessado em direção as chapas de desgaste (vide Figura 2), pois, o material é composto por partículas muito pequenas.

Figura 33: Momento de contato dos martelos com o material.





Fonte – Próprio autor.

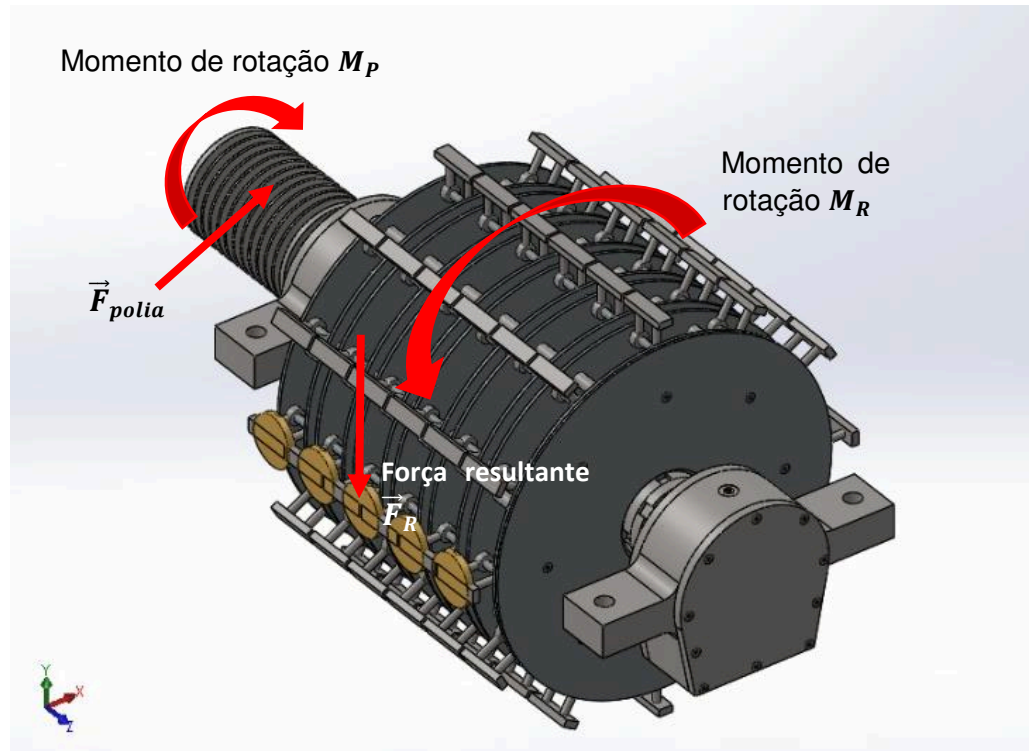
Será considerado também que a velocidade resultante dos martelos na direção de $\vec{X}$ é nula, pois, durante o momento inicial de colisão os martelos estarão se deslocando na direção negativa de $\vec{X}$ e ao término do momento de colisão os mesmos estarão com velocidades iguais e em direção oposta a inicial, visto como $(-\vec{v}_{x1})$ e $(\vec{v}_{x1})$ na Figura 33. Neste sentido, a velocidade resultante dos martelos estará apenas na direção positiva de $\vec{Y}$, visto como $\vec{v}_{y1}$.

Além disto, foi considerado que a velocidade do material será nula em todas as direções, tendo em vista que a mesma se desloca apenas na direção de $\vec{X}$ positivo e é insignificamente inferior ao deslocamento dos martelos durante o momento de impacto, tornando assim, $(\vec{v}_{x2})$ e $(\vec{v}_{y2})$ iguais a zero, também visto na Figura 33.

Tendo em vista que a velocidade do material é nula no instante inicial de impacto, o mesmo passará a ter uma velocidade igual a velocidade vertical dos martelos no instante final de colisão, logo, a resultante da colisão será diretamente na direção de $\vec{Y}$ positivo.

Por fim, para simplificar os cálculos, também foi considerado que o momento resultante no eixo, causado pela força de impacto, será igual ao momento causado pela força de tração das correias, visto na Figura 34. Dessa forma, a velocidade angular do rotor não sofre alteração durante o momento de impacto, mantendo-se constante durante o trabalho de moagem de material.

Figura 34: Reação de momento resultante entre as forças de colisão e tração das correias.



Fonte – Próprio autor.

5.5.2. Variáveis e Dados de entrada

Antes de iniciar a execução dos cálculos, foi obtido e organizado todos os dados de entrada relacionados ao problema em questão. Nas tabelas a seguir, são mostrados todos os dados necessários para a aplicação dos cálculos.

Na Figura 8, são mostrados os dados relacionados a massa dos componentes, o volume de massa e as principais distâncias do esquema de montagem, para tanto, estes dados foram obtidos utilizando o software Solidworks.

Tabela 8: Dados de entrada obtidas através do Software de modelagem 3D.**Dados de entrada do problema**

Descrição	Abreviação	Quantidade	Unid.
Massa do rotor e polia	M	384,35	kg
Massa de um martelo	m	0,413	kg
Massa do mancal isolado	m_{mancal}	49,65	kg
Massa do volume de material	m_{mat}	0,00357	kg
Volume do material	V_{mat}	Incógnita	m³
Massa específica do material	ρ_{mat}	750	Kg/m³
Dist. de contato de colisão	ΔS	0,09	m
Dist. entre o mancal frontal e o centro dos martelos	a	440	mm
Dist. entre o mancal frontal e o CG	b	508	mm
Dist. entre o mancal posterior e o CG	c	367	mm
Dist. entre o mancal posterior e o centro da polia movida	d	241	mm
Raio de dist. dos martelos	R_m	352	mm
Raio da polia movida	R_p	95	mm
Ângulo de deslocamento de contato	$\emptyset$	14,7°	graus
Ângulo de deslocamento entre cada impacto	β	30°	graus

Fonte – Próprio autor.

Na Tabela 9, são mostradas as principais variáveis a serem encontradas, havendo as forças que atuam nos mancais de apoio e que serviram para a realização das simulações por elementos finitos.

Tabela 9: Forças atuantes no sistema.**Forças atuantes no sistema**

Descrição	Abreviação	Quantidade	Unid.
Força de apoio em Y mancal frontal	R_{Yf}	Incógnita	N
Força de apoio em Y mancal posterior	R_{Yp}	Incógnita	N
Força de apoio em X mancal frontal	R_{Xf}	Incógnita	N
Força de apoio em X mancal posterior	R_{Xp}	Incógnita	N
Força peso do conjunto rotor	F_P	Incógnita	N
Força resultante de impacto	F_R	Incógnita	N
Força de tração das correias	F_{polia}	Incógnita	N

Fonte – Próprio autor.

Na Tabela 10, é mostrado as variáveis de velocidade dos corpos, momentos de rotação e o tempo de colisão entre os martelos e o material.

Tabela 10: Velocidades, tempo de colisão de momento de rotação.**Velocidades, tempo de colisão de momento de rotação**

Descrição	Abreviação	Quantidade	Unid.
Velocidade angular do rotor	ω	3680	rpm
Velocidade em Y dos martelos	v_{Y1}	Incógnita	m/s
Velocidade final em Y do material	v_{Yf2}	Incógnita	m/s
Momento de rotação na polia	M_P	Incógnita	Nm
Momento de rotação no rotor	M_R	Incógnita	N
Tempo de colisão	$\Delta t_\emptyset$	Incógnita	s

Fonte – Próprio autor.

5.5.3. Cálculos para dimensionamento e Diagrama de Corpo Livre (DCL)

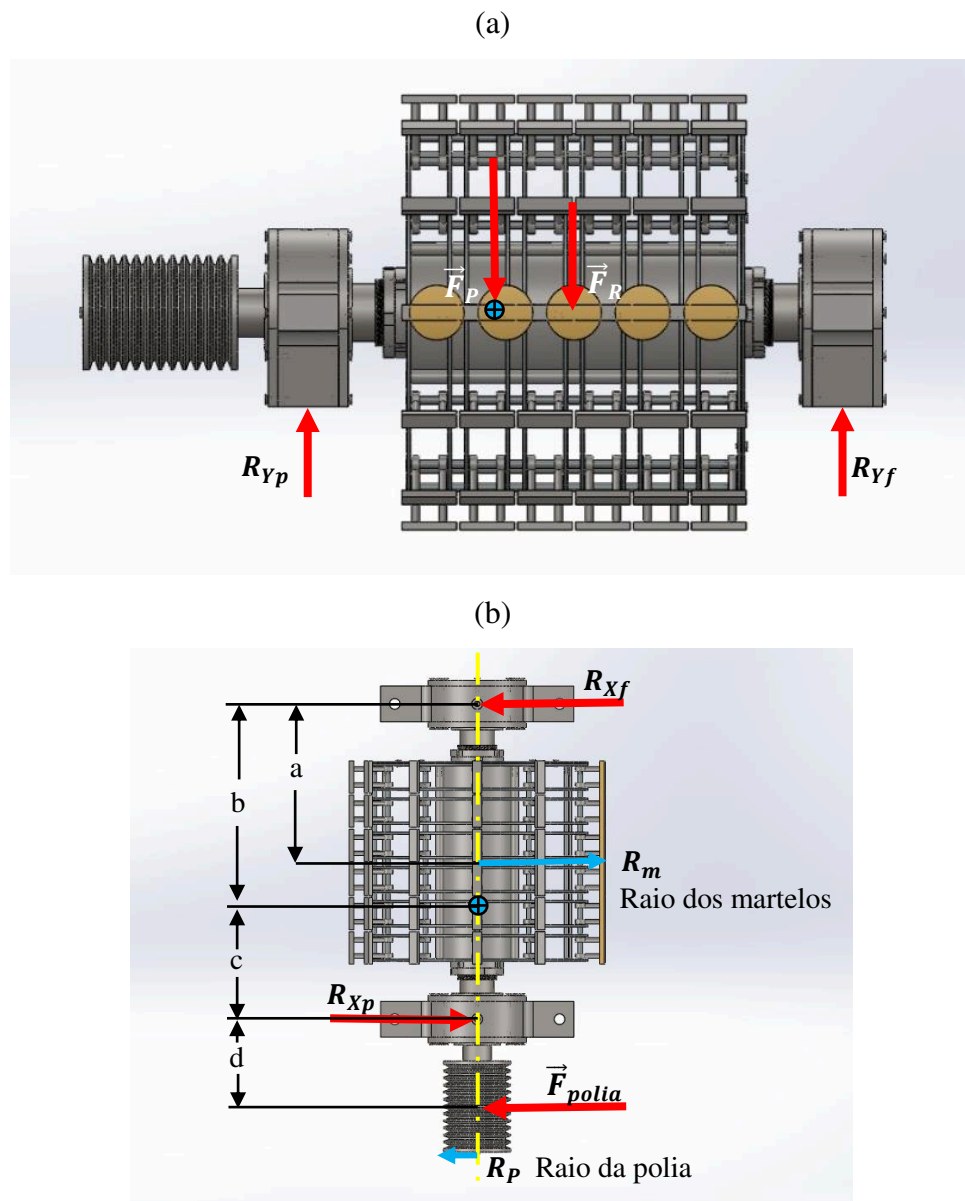
Neste tópico é abordado todo que acionamento realizado para executar o dimensionamento e quantificar as forças presentes no sistema, para tanto, foi utilizado os dados obtidos do funcionamento da máquina e as considerações adotadas.

O diagrama de corpo livre foi utilizado para quantificar as forças existentes no sistema e submetidas aos mancais de apoio, com este propósito, foi utilizado a modelagem 3D

original do pulverizador horizontal para obter o posicionamento e as geometrias dos mancais de apoio e o rotor do mesmo.

A esquematização de forças presentes nesta montagem, que irão impactar aos mancais, é representada na figura a seguir:

Figura 35: Forças presentes no sistema, (a) Vista lateral e (b) Vista superior.



Fonte – Próprio autor.

As forças resultantes estudadas neste trabalho estão relacionadas a força peso do próprio equipamento, vista como (F_p), a força de reação oriunda ao impacto dos martelos com o material, que resultará em uma componente verticais para baixo, vista como (F_R) na Figura 35, e a força (F_{polia}) aplicada na polia movida através das porreiras.

Devido a estas forças, irá surgir as componentes atuantes nos mancais de apoio responsáveis por manter os mancais estáticos, dessa forma, tem-se R_{X1} e R_{X2} como sendo as forças resultantes na direção de $\vec{X}$ e R_{Y1} e R_{Y2} as forças resultantes na direção de $\vec{Y}$, visto na Figura 35 (b).

Na Figura 35, é ilustrado também as distancias entre os pontos de apoio dos mancais, as forças atuantes do sistema e o centro de gravidade. Para tanto, será considerado que o conjunto polia e rotor formam apenas um corpo de centro de massa conhecido, assim, equivalendo-os a resultante da força peso.

5.5.3.1. Tempo de colisão

Um dado importante para a efetivação dos cálculos é o tempo de contato entre o material processado e os martelos, como já antes mencionado, o tempo de contato corresponderá ao período que os martelos se deslocam em frente à entrada de material, dessa forma, pode-se relacionar a velocidade angular do rotor para mensurar o tempo dessa trajetória, ilustrado na Figura 33 (b).

Utilizando a equação da velocidade angular:

$$\omega = \frac{\Delta\phi}{\Delta t} \quad \therefore \quad \Delta t = \frac{\Delta\phi}{\omega}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta\phi}{\omega} = \left(\frac{14,7^\circ}{3680.2\pi \text{ rad}/60s} \right) \left(\frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ} \right)$$

$\Delta t_\phi = 0,000666 \text{ s}$

5.5.3.2. Velocidade média dos martelos na direção de Y

Utilizando a equação da velocidade média linear, foi quantificado a velocidade na direção de Y, utilizando o tempo de deslocamento dos martelos, dessa forma:

$$v = \frac{\Delta S}{\Delta t}$$

Onde temos que $\Delta S = 0,09m$, logo:

$$v_{Y1} = \frac{\Delta S}{\Delta t_\phi} = \frac{0,09m}{0,000666s}$$

$v_{Y1} = 135,13 \text{ m/s}$

Analisando a velocidade na direção de X, haverá uma velocidade resultante igual a zero, devido a velocidade inicial ser igual a velocidade final, porém, em sentidos opostos (vide Figura 33 (a)).

5.5.3.3. Velocidade do material no instante final de colisão

Devido a massa do rotor ser muito superior à do volume de material e a força de tração na polia, foi considerado que o rotor não irá variar sua rotação durante o impacto, dessa forma, a velocidade final do material será igual a velocidade dos martelos na direção de Y.

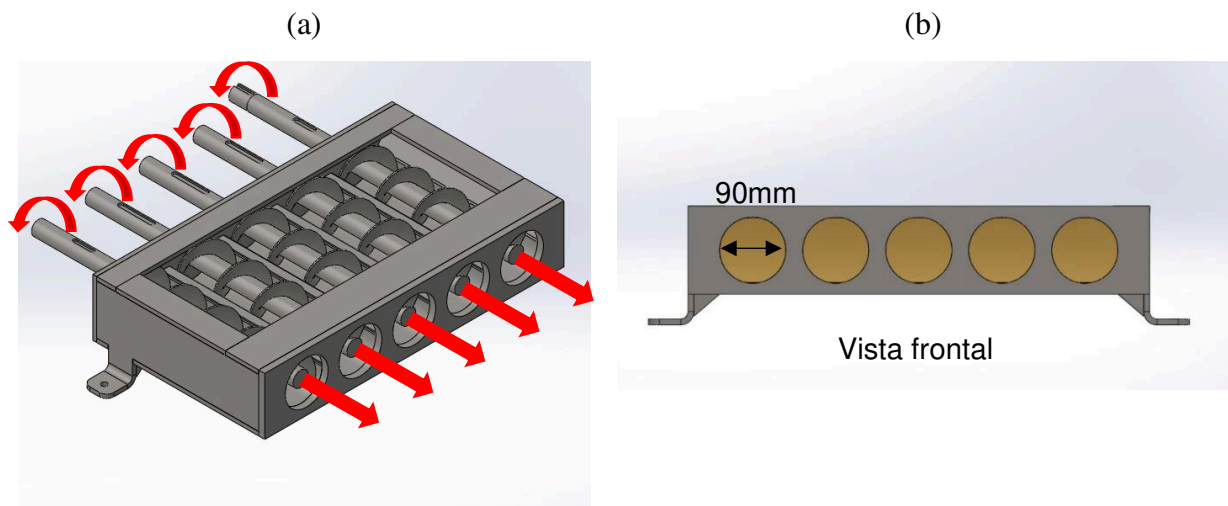
$$v_{Y1} = v_{Yf2}$$

$$v_{Yf2} = 135,13 \text{ m/s}$$

5.5.3.4. Volume do material de entrada

A quantidade de material submetido a moagem irá interferir diretamente na força de impacto resultante, para tanto, a quantidade de material foi calculada a partir do funcionamento da caixa de alimentação.

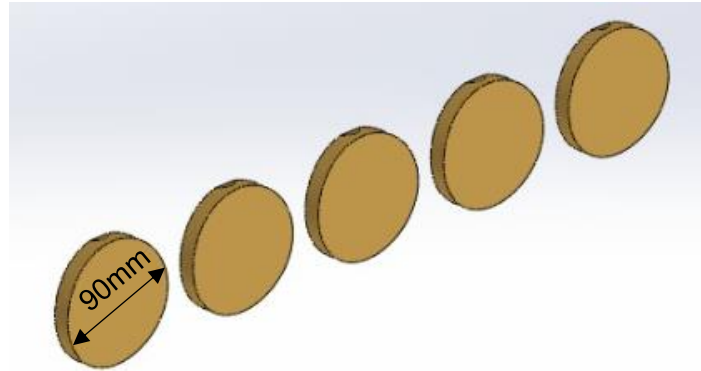
Figura 36: Caixa de alimentação e seção transversal de material de entrada.



Fonte – Próprio autor.

Na Figura 36 é visto a caixa de alimentação, na qual possui um sistema de transporte de material por elementos sem fim, interligados em um motoredutor que rotacional as cinco roscas na mesma velocidade. Na Figura 37, é ilustrado a seção de material que entrará em contato com os martelos.

Figura 37: Representação do material submetido ao impacto.



Fonte – Próprio autor.

Para calcular o volume do material de colisão, foi quantificado primeiramente a vazão de material por segundo da caixa de alimentação. Considerando a área total das saídas da caixa como a área da seção transversal, obtém-se uma área total:

$$A_{01 \text{ seção}} = \frac{\pi D^2}{4} \quad \therefore D = 90mm$$

$$A_{01 \text{ seção}} = \frac{\pi(0,09cm)^2}{4}$$

$$A_{01 \text{ seção}} = 0,00636 m^2$$

Para a área total:

$$A_{Total} = A_{01 \text{ seção}} * 5$$

$$A_{Total} = 0,0318m^2$$

Sabendo que o passe dos helicoides da caixa tem um passe de 75 milímetros, cada revolução dos helicoides corresponderá a um volume de:

$$V_{mat. 01rot} = 0,075 m/rev \times 0,0318 m^2$$

$$Q_{mat. 01rot} = 0,002385m^3/rev$$

O motoredutor utilizado para rotação das roscas possui uma rotação de saída de:

$$\omega_{Roscas} = 88 rpm$$

Em posse desses dados, pode-se calcular a vazão de material da caixa de alimentação:

$$Q_{mat} = Q_{mat. 01rot} * \omega_{Roscas}$$

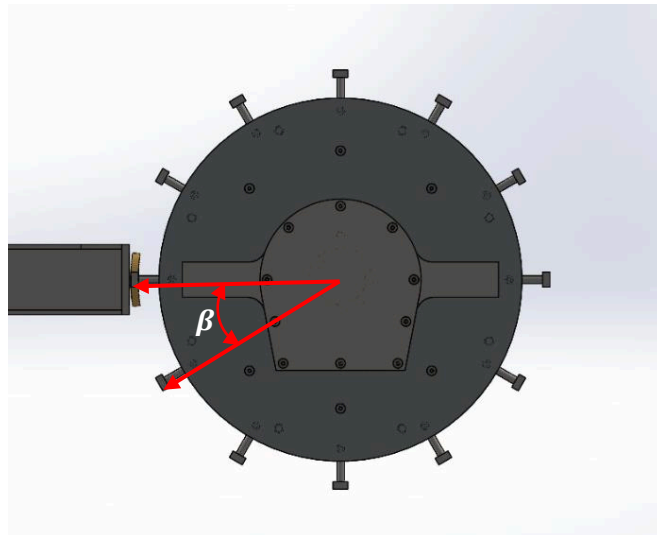
$$Q_{mat} = 0,002385m^3/rev * 88 rev/60s$$

$$Q_{mat} \cong 0,0035m^3/s$$

5.5.3.5. Material submetido a moagem

Analisando o funcionamento do rotor e a sequência impactos, foi considerado que o período de entrada da quantidade de material, que é submetido ao impacto e é equivalente ao tempo de deslocamento entre o início de um conjunto de martelos até outro conjunto.

Figura 38: Seção de deslocamento dos martelos entre dois impactos.



Fonte – Próprio autor.

Na Figura 38, é ilustrado as inclinações para o tempo de contato dos martelos com o material e o tempo entre o início de duas colisões em sequência, como a distribuição de martelos é uniforme em torno do rotor, com 12 seções, a inclinação entre um martelo e outro será a fração de 360° para 12 partes, assim se tem:

$$\beta_{martelos} = \frac{360^\circ}{12}$$

$$\beta_{martelos} = 30^\circ$$

Dessa forma, pode-se calcular o tempo de trajetória dos martelos e relacionar com a vazão de material para moagem para determinar o volume de material que é inserido entre o intervalo de tempo de impactos.

O cálculo realizado para determinar o tempo de inserção de material, foi semelhante ao cálculo para determinar o tempo de impacto, assim, obteve o seguinte:

$$\Delta t_{\beta} = 0,00136 \text{ s}$$

Relacionando o tempo com a vazão do material:

$$Q_{mat} = \frac{V_{mat}}{\Delta t_{\beta}}$$

$$V_{mat} = Q_{mat} * \Delta t_{\beta}$$

$$V_{mat} = 0,0035 \text{ m}^3/\text{s} * 0,00136 \text{ s}$$

$$V_{mat} = 476 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Sabendo que a massa específica do material é aproximadamente de:

$$\rho_{mat} = 750 \text{ kg/m}^3$$

Relacionando com o volume de material inserido a cada impacto, obteve-se a quantidade de massa do material de impacto, calculado a seguir:

$$\rho_{mat} = \frac{m_{mat}}{V_{mat}}$$

$$m_{mat} = \rho_{mat} * V_{mat}$$

$$m_{mat} = 750 \text{ kg/m}^3 * 476 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$m_{mat} = 0,00357 \text{ kg}$$

5.5.3.6. Força de colisão ou impacto

Aplicando a Segunda Lei de Newton para o Momento Linear, pode-se obter a equação correspondente a força de impacto causada durante o contato entre o material e os martelos, dessa forma, tem-se que:

$$\vec{F}_R = \frac{d\vec{P}}{dt} \begin{cases} \vec{F}_{RX} = \frac{dP_X}{dt} \\ \vec{F}_{RY} = \frac{dP_Y}{dt} \end{cases}$$

Por ser uma grandeza vetorial, o momento linear resultante deve ser analisado na direção de X e de Y. Para a direção de X, se tem que a velocidades opostas dos martelos durante a seção de impacto torna nulo o momento para os mesmos. Já para o material de

moagem, este foi desconsiderado a velocidade em X devido ser ver insignificamente menos que a velocidade dos martelos.

Dessa forma, se tem que:

$$dP_X = 0$$

$$F_{rX} = 0$$

Tendo em vista que a força na direção de X será nula, então a força resultante se concentrará na direção de Y, logo, foi aplicado as variáveis e determinado a força resultante nesta direção:

$$F_R = \frac{dP_Y}{dt} = \frac{P_{Yf} - P_{Yo}}{dt}$$

$$F_R = \frac{m * v_{Yf1} - m * v_{Yo1} + m_{mat} * v_{Yf2} - m_{mat} * v_{Yo2}}{dt}$$

$$F_R = \frac{m(v_{Yf1} - v_{Yo1}) + m_{mat}(v_{Yf2} - v_{Yo2})}{dt}$$

Onde:

- v_{Yf1} e v_{Yo1} são as velocidades final e inicial da seção de martelos na direção de Y;
- v_{Yf2} e v_{Yo2} são as velocidades final e inicial do material de moagem na direção de Y;
- e m corresponde a massa total de um conjunto de martelos.

substituindo na equação:

$$F_R = \frac{6 * 0,413(20,22 - 20,22) + 0,00357(135,13 - 0)}{0,000666}$$

$$F_R = 724,34 \text{ N}$$

5.5.3.7. Força peso

Outra força resultante que estará presente nas exigências de trabalho é a força peso, referente a ação da gravidade sobre um corpo. Nesta situação, os mancais de apoio estão sustentando o conjunto de montagem do rotor mais a polia, ocasionando em um centro de gravidade deslocado para o mancal posterior (vide Figura 35).

A força peso foi calculada aplicando a segunda Lei de Newton:

$$F_p = M * g$$

$$F_p = 384,35 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_p = 3.770,5 \text{ N}$$

5.5.3.8. Determinando as forças resultantes nos mancais de apoio aplicando o Diagrama de Corpo Livre (DCL)

Considerando que a força da polia é equiparada a força de colisão, utilizando a relação raios de distância do eixo para manter o equilíbrio de momento angular, assim, não haver uma mudança de rotação no eixo (vide Figura 34). Para tanto, foi aplicado o equilíbrio de momento no eixo Z e analisado as duas forças em questão.

$$\sum M_Z = 0$$

$$M_R - M_p = 0$$

$$(F_R * R_m) - (F_{polia} * R_p) = 0$$

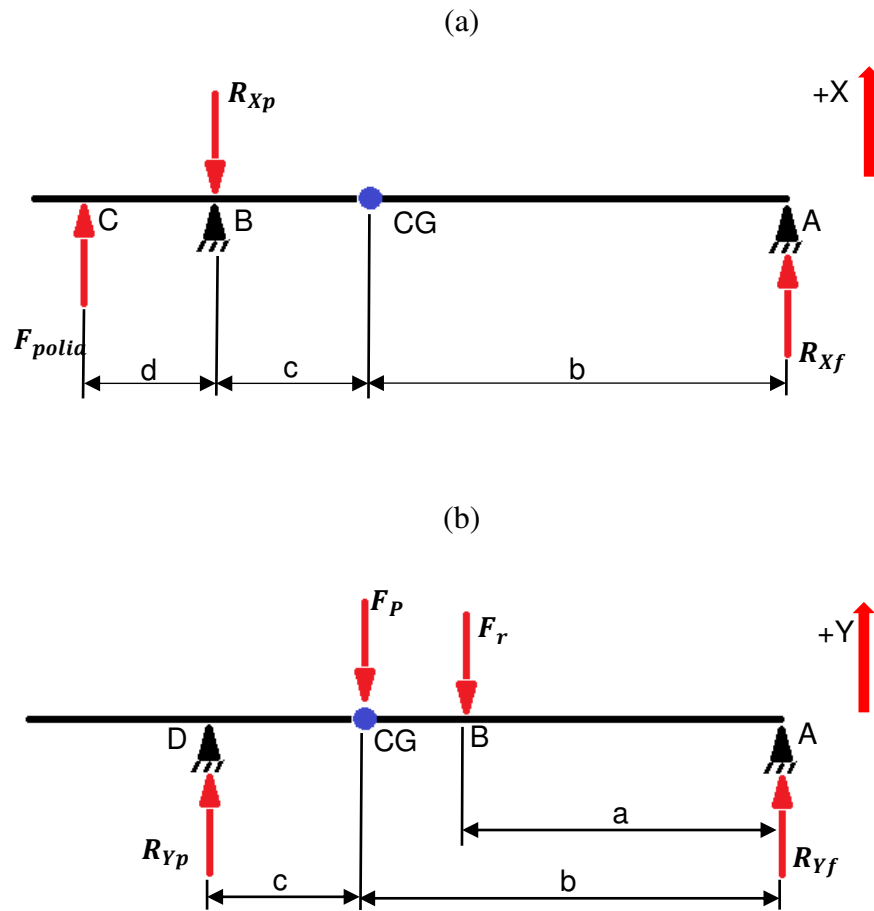
$$F_{polia} = \left(\frac{F_R * R_m}{R_p} \right)$$

$$F_{polia} = \left(\frac{724,34 \text{ N} * 0,352 \text{ m}}{0,095 \text{ m}} \right)$$

$$F_{polia} = 2684 \text{ N}$$

Para determinar as reações de apoio dos mancais nas direções de X e Y, foi analisado a Figura 35 para realizar os cálculos de somatórios de forças e de momentos. A figura a seguir simplifica a ilustração do posicionamento das forças e as distâncias correspondentes ao sistema.

Figura 39: Diagrama de corpo livre (a) forças na direção de X e (b) forças na direção de Y.



Fonte – Próprio autor.

Na Figura 39 (a) é representado o DCL com as forças na direção de X, onde é apresentado as reações de apoio do mancal no sentido de X.

Aplicando o DCL na direção de X e o somatório de forças, obteve-se o seguinte:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_x &= 0 \\
 F_{polia} + R_{Xf} - R_{Xp} &= 0 \\
 R_{Xf} &= R_{Xp} - F_{polia} \\
 R_{Xp} &= F_{polia} + R_{Xf}
 \end{aligned}$$

Relacionando as forças no somatório de momento no ponto A e adotando positivo no sentido horário (posição do mancal frontal):

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 F_{polia} * (b + c + d) - R_{Xp} * (b + c) &= 0 \\
 F_{polia} * (b + c + d) &= R_{Xp} * (b + c)
 \end{aligned}$$

$$R_{Xp} = \frac{F_{polia} * (b + c + d)}{(b + c)}$$

$$R_{Xp} = \frac{2684 \text{ N} * (508 + 367 + 241) \text{ mm}}{(508 + 367) \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_{Xp} = 3423,25 \text{ N}}$$

Vale salientar que, a força R_{Xf} está na direção negativa do eixo X, assim como foi adotada no DCL da Figura 39, pois, obteve-se um resultado positivo através dos cálculos, indicando que a direção adotada no diagrama está correta.

Substituindo R_{Xp} nas equações obtidas no somatório de força em X:

$$R_{Xf} = R_{Xp} - F_{polia}$$

$$R_{Xf} = 3423,25 \text{ N} - 2684 \text{ N}$$

$$\mathbf{R_{Xf} = 739,25 \text{ N}}$$

Utilizando o somatório de forças na direção de Y, obteve-se:

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$R_{Yp} + R_{Yf} - F_P - F_r = 0$$

$$\mathbf{R_{Yp} = F_P + F_r - R_{Yf}}$$

$$\mathbf{R_{Yf} = F_P + F_r - R_{Yp}}$$

Utilizando o somatório de momentos no ponto A, novamente, sentido positivo no sentido horário:

$$\sum M_B = 0$$

$$F_P * c + F_R * (b - a + c) - R_{Yf} * (b + c) = 0$$

$$F_P * c + F_R * (b - a + c) = R_{Yf} * (b + c)$$

$$R_{Yf} = \frac{F_P * c + F_R * (b - a + c)}{(b + c)}$$

$$R_{Yp} = \frac{3770,5 \text{ N} * 367 \text{ mm} + 724,34 \text{ N} * (508 - 440 + 367) \text{ mm}}{(508 + 367) \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_{Yp} = 1941,55 \text{ N}}$$

Substituindo R_{Yp} nas equações obtidas no somatório de força em Y:

$$R_{Yp} = F_p + F_r - R_{Yf}$$

$$R_{Yf} = 3770,5 \text{ N} + 724,34 \text{ N} - 1941,55 \text{ N}$$

$$R_{Yf} = 2553,28 \text{ N}$$

Os resultados principais obtidos com os cálculos no dimensionamento são mostrados na Tabela 11, onde é visto a relação de todas as forças atuantes consideradas no problema, logo, as forças de reação de apoio nas direções de X e Y aplicadas em cada mancal, foram utilizadas para realizar as análises por elementos finitos.

Tabela 11: Forças atuantes nos mancais de apoio.

Reações de apoio nos mancais

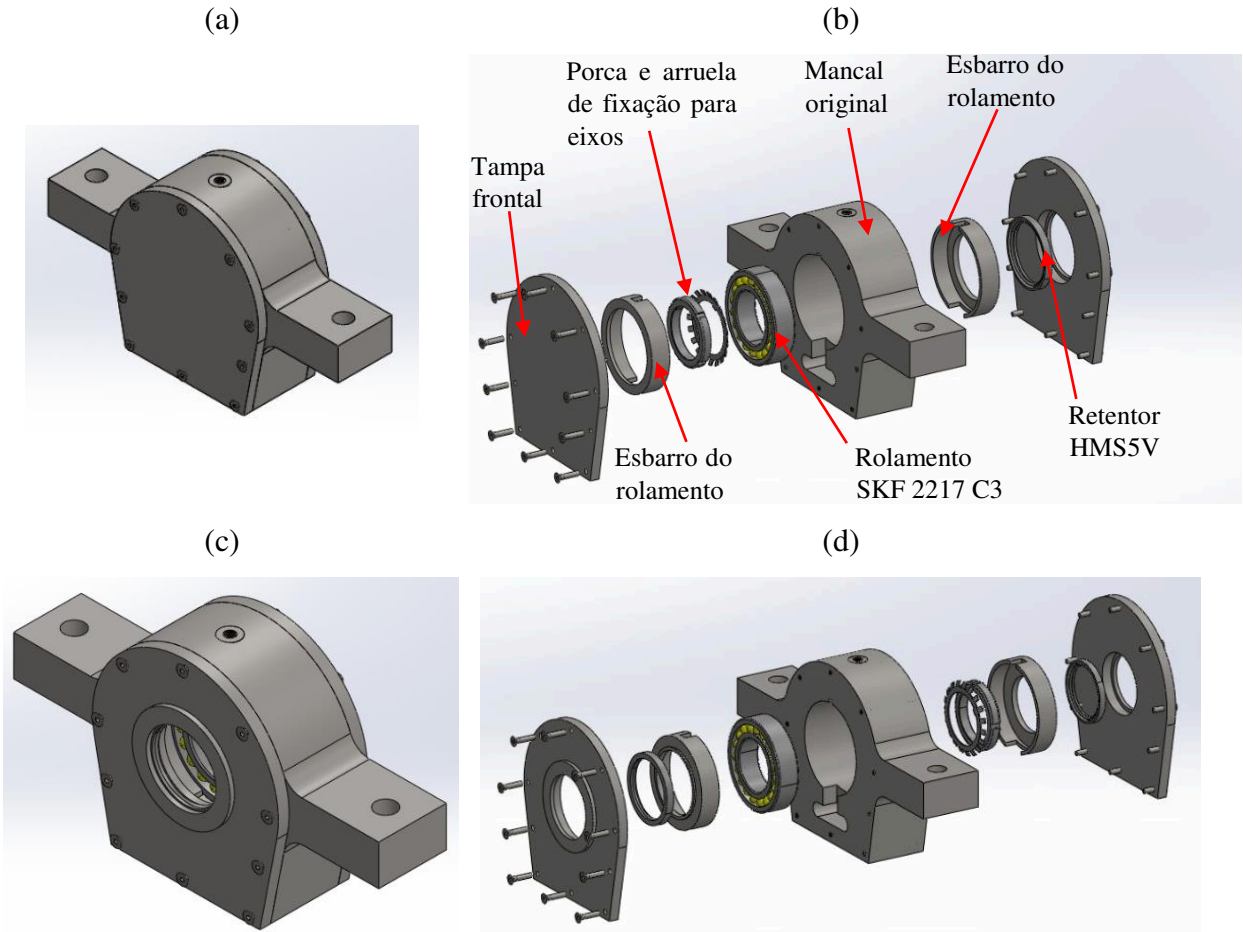
	Sigla	Quantidade	Unidade
Mancal frontal	R_{Xf}	739,25	N
	R_{Yf}	1941,55	N
Mancal posterior	R_{Xp}	3423,25	N
	R_{Yp}	2553,28	N

Fonte – Próprio autor.

5.6. Modelagem 3D

Após a realização do dimensionamento, foi iniciado a etapa de modelagem do componente, para tanto, foi utilizado a modelagem original do mancal como base de modificações e implementação das características do mancal bipartido. Na Figura 40 é mostrado os mancais de apoio do pulverizador horizontal e suas respectivas montagens.

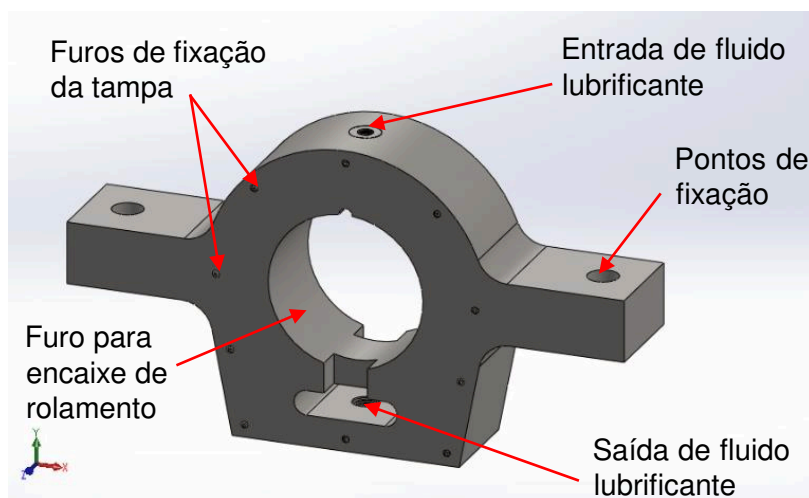
Figura 40: Representação 3D das montagens dos mancais de apoio do pulverizador; (a) Mancal frontal vista isométrica; (b) Mancal frontal vista explodida; (c) Mancal posterior vista isométrica; (d) Mancal posterior vista explodida.



Fonte – Próprio autor.

O atual mancal de apoio do pulverizador pode ser considerado como um mancal cilíndrico de rolamento, havendo boas propriedades e similaridades com o bipartido, porém, não possui uma boa manutenibilidade em comparação. A representação isolada do mancal é vista na Figura 41.

Figura 41: Representação do mancal original do pulverizador horizontal.



Fonte – Próprio autor.

Vale salientar que o mancal posterior e o frontal são iguais, havendo diferença apenas em sua montagem e posicionamento no eixo, então, devido estar posicionado mais próximo da polia movida e do centro de gravidade, pode-se supor que o mancal posterior é submetido a cargas mais elevadas do que o frontal.

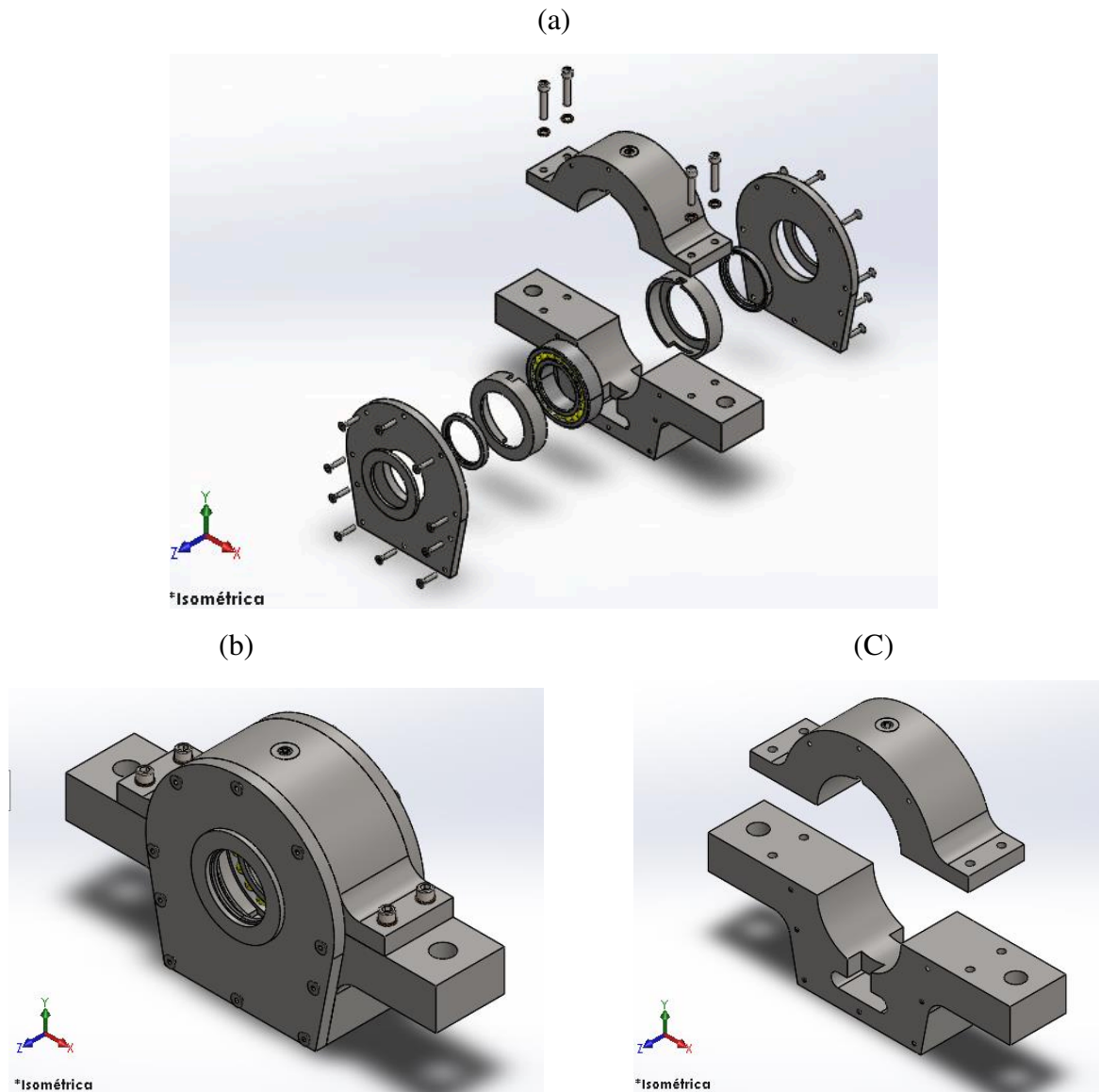
Neste sentido, a otimização topológica foi realizada para o mancal posterior, pois, o mesmo também será capaz de suportar as exigências aplicadas no mancal frontal, assim, mantendo o padrão de semelhança entre os mancais do pulverizador.

A modelagem do novo mancal de apoio teve como base o *benchmarking* realizado sobre as geometrias dos tipos de mancais mais utilizados, juntamente com os resultados obtidos da pesquisa de campo, apontando para a utilização do mancal bipartido.

Em conjunto, foi atribuído a prática DfMA (*Design for Manufacture and Assembly* - Design para manutenção e montagem) para a elaboração de um projeto que possua um design estudado para buscar a facilidade de fabricação, eficiência de montagem, maior confiabilidade e segurança.

O software Autodesk Inventor 2021 foi utilizado para realizar as análises por elementos finitos, para tanto, foi definido uma nova geometria para realizar as análises, juntamente com o mancal original. A nova geometria foi modelada afim de garantir uma semelhança com o original, porém, aplicando as características de um mancal bipartido, ilustrado na Figura 42.

Figura 42: Geometria otimizada; (a) Vista explodida da montagem do mancal; (b) Montagem do mancal (c) Mancal isolado.



Fonte – Próprio autor.

Esta versão de mancal otimizado, na figura acima, apresentam a implementação da principal característica de um mancal bipartido, possibilitando a divisão do mancal em dois corpos, assim, podendo ter acesso ao rolamento interno com maior facilidade, montagem e acoplamento de rolamento no mancal simplificado, possibilitando uma maior possibilidade dará realizar a vedação, melhor resistência estrutural nos pontos críticos e parâmetros de fiação iguais ao original.

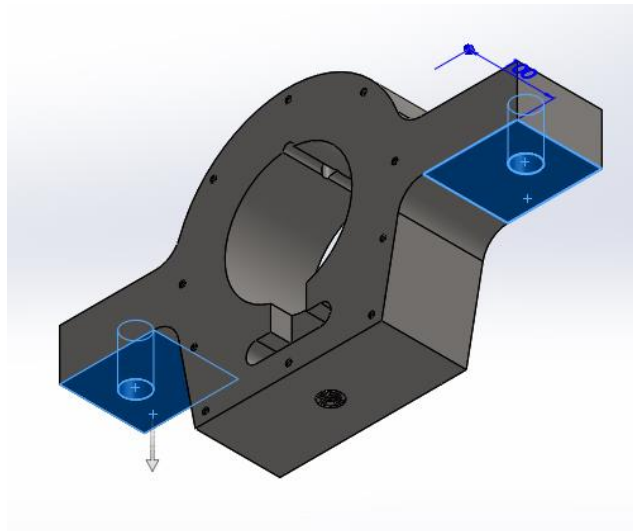
5.7. Definições para análise de elementos finitos

Prosseguindo com a metodologia para execução da análise topológica, alguns parâmetros de entrada para a análise devem ser analisados antes de executar o mesmo, estes são: definição de fator de segurança, condições de contorno e a malha de elementos finitos utilizada.

5.7.1. Condições de contorno

As condições de contorno analisadas para a executar da análise estrutural foram principalmente as condições de fixação do componente e os pontos exatos de aplicação das forças externas atribuindo direção, sentido e intensidade. Na figura a seguir é mostrado os pontos de fixação do mancal com a estrutura do pulverizador

Figura 43: Pontos de fixação do mancal.

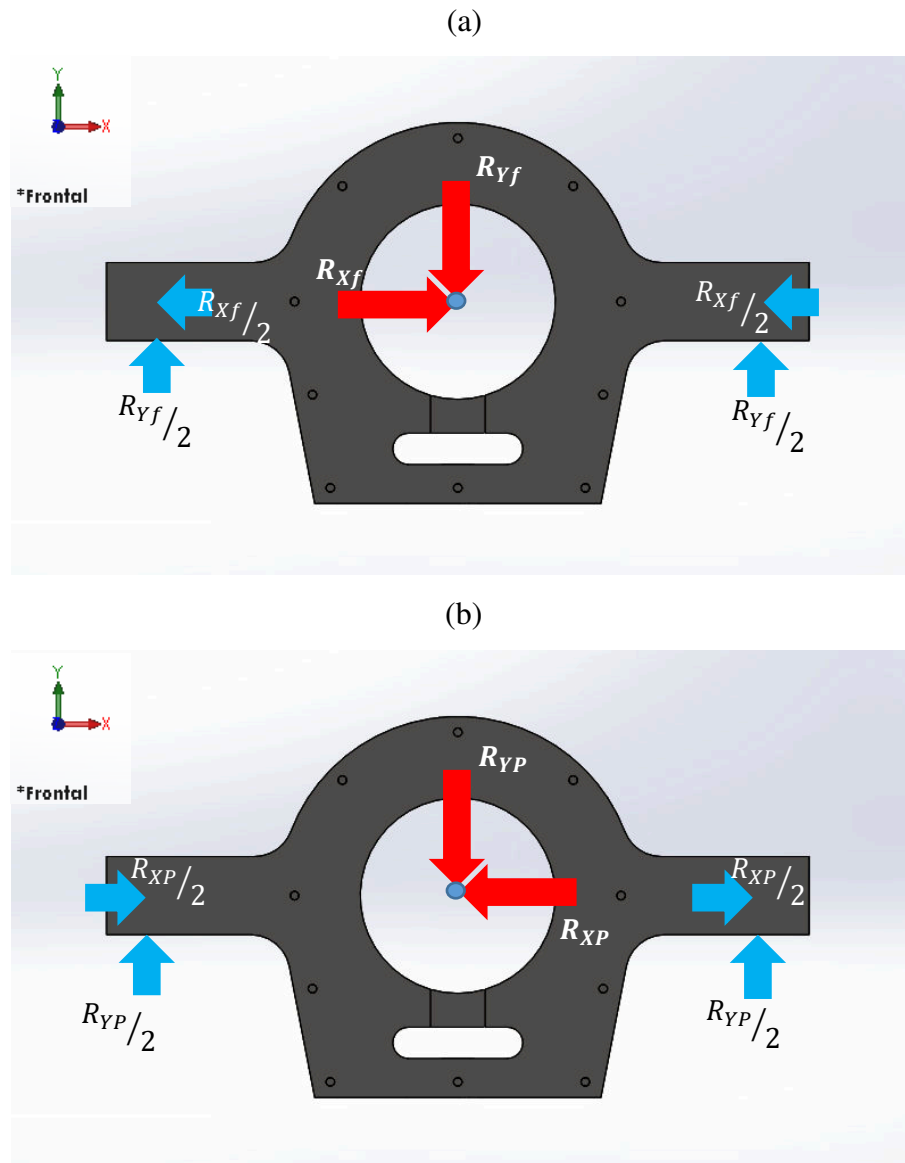


Fonte – Próprio autor.

A fixação dos mancais na estrutura é realizada através de parafusos com diâmetro de Ø1 1/8” nas laterais e apoiados em bases horizontais ligados a estrutura principal.

A aplicação de forças será diretamente do centro do furo para encaixe de rolamentos ligado ao eixo principal, distribuindo a força para toda a área que o rolamento encosta, como mostra a Figura 44.

Figura 44: Representação das forças aplicadas nos mancais; (a) Mancal frontal vista frontal;
(b) Mancal posterior vista posterior.



Fonte – Próprio autor.

As forças resultantes sob os mancais são aplicadas diretamente no centro do furo que é acoplado o mancal, ilustrados nas figuras acima por setas de cor vermelha, estas representam as forças utilizadas nas simulações. Já as setas de cor azul representam as forças resultantes nas fixações do mancal com a estrutura, vistas nos dois lados do mancal onde é realizado a fixação destes, deste modo, as mesmas condições de contorno foram aplicadas para todas as simulações. Valendo ressaltar que as condições para os dois mancais são bem semelhantes, diferenciando principalmente na intensidade de força aplicada.

5.7.2. Propriedades do material dos mancais

Através dos dados técnicos do pulverizador horizontal, foi identificado que o material utilizado para a fabricação do mancal original é o aço SAE 1020, neste sentido, o material utilizado nas análise de tensão e deformação, no software Inventor, foi o mesmo. Na Tabela 12 a seguir, é mostrado as principais propriedades deste aço.

Tabela 12: Propriedades do aço SAE 1020.

Propriedades do aço SAE 1020

Densidade	7870 kg/m ³
Módulo de elasticidade	200 ~ 220 GPa
Limite de resistência à tração	420 mpa
Alongamento (base de 15 mm)	15%
Coefficiente de poisson	0.27 ~ 0.30
Coefficiente de expansão térmica	11.7 µm/m°C
Dureza Rockwell B	68

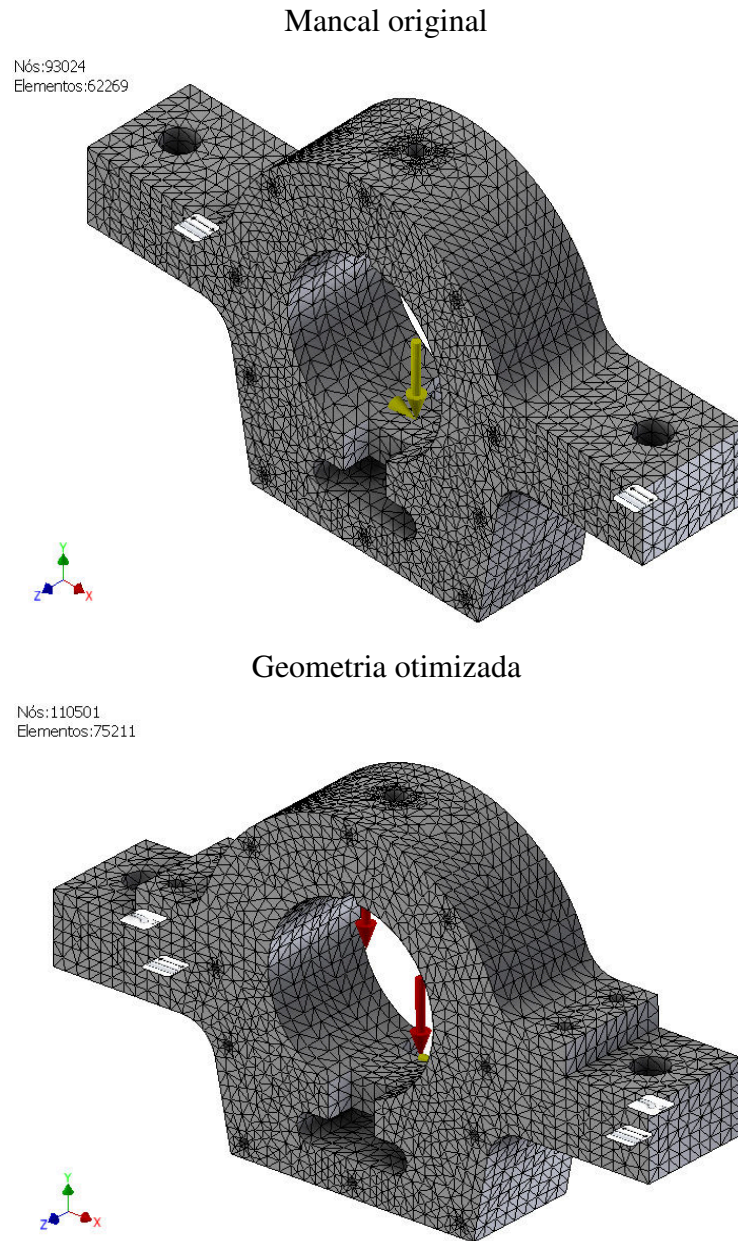
Fonte – Próprio autor.

Mediante a escolha do material e sua aplicação no Autodesk Inventor, o próprio software possui em seu banco de dados as características do material em questão, realizando as análises mediante as normas internacionais que caracterizam este aço.

5.7.3. Malha de elementos finitos

A malha de elementos finitos foi gerada automaticamente pelo software Autodesk Inventor, onde é realizado uma análise da geometria estrutural do componente estudado e gerado a malha mais adequada. Na Figura 45 é ilustrado a geometria da malha de elementos que compõem a estrutura do mancal original e da modelagem otimizada aplicando as propriedades de um mancal bipartido.

Figura 45: Malha de elemento finitos para as geometrias analisadas.



Fonte – Próprio autor.

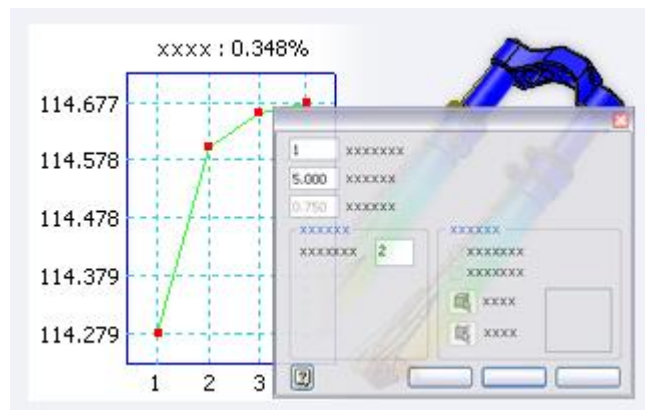
Para as primeiras análises, o software gerou uma malha refinada com tamanho médio de elementos em torno de 0,02mm, fator de nivelamento de 2 e tamanho mínimo de 0,01mm para os elementos, mantendo esta configuração para todas as análises realizadas.

Observando a Figura 45, pode-se notar a quantidade de elementos e de nós para as duas geometrias. Na geometria do mancal original, a malha gerada foi formada com 93024 elementos e 62269 nós, e para o mancal de geometria otimizada obteve-se 110501 e 75211 elementos e nós, respectivamente.

Para as duas geometrias é notável a predominância de elementos tetraédricos, lineares e quadráticos, que apresentam 4 e 10 nós, respectivamente, para compor a estrutura dos componentes e os substituir para a realização de cálculos matemáticos através do software (vide Figura 20). Com a quantidade de elementos e nós obtidos, pode-se obter resultados com uma melhor precisão, por ter uma quantidade alta de elementos, tornando assim os cálculos mais próximos do real.

Relacionado ao refino dos elementos de malha, foi aplicado a ferramenta de convergência de malha do software de simulação (Figura 46), realizando uma série de refino da malha em regiões da geometria que esteja submetida a maiores tensões, assim, realizando várias interações de refino de malha e recalculando as tensões nestas áreas específicas até que seja atendida o critério de parada, alcançando uma convergência de resultados da tensão de Von Mises.

Figura 46: Ferramenta de convergência para análise de tensão do Software Autodesk Inventor 2021.

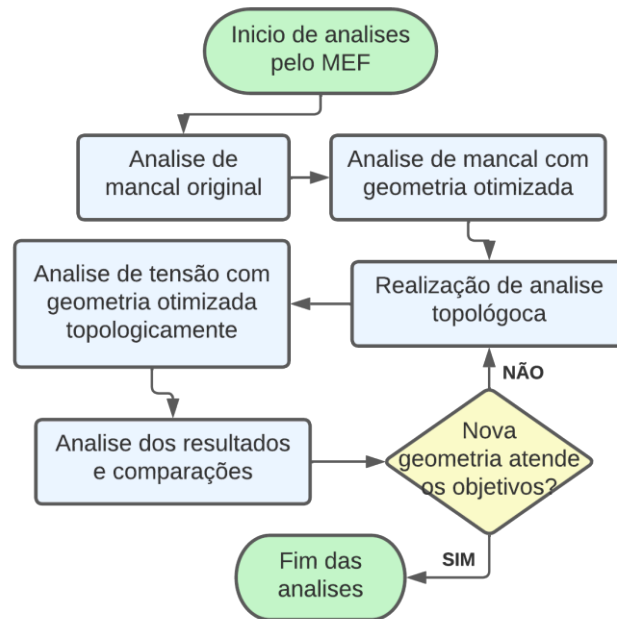


Fonte – Próprio autor.

5.8. Análise por elementos finitos

Para um melhor entendimento e simplificação das etapas realizadas neste tópico o fluxograma na Figura 47 é mostra os passos realizados para a conclusão das análises por elementos finitos e comparação entre as geometrias estudadas.

Figura 47: Fluxograma das etapas para conclusão das análises pelo MEF.



Fonte – Próprio autor.

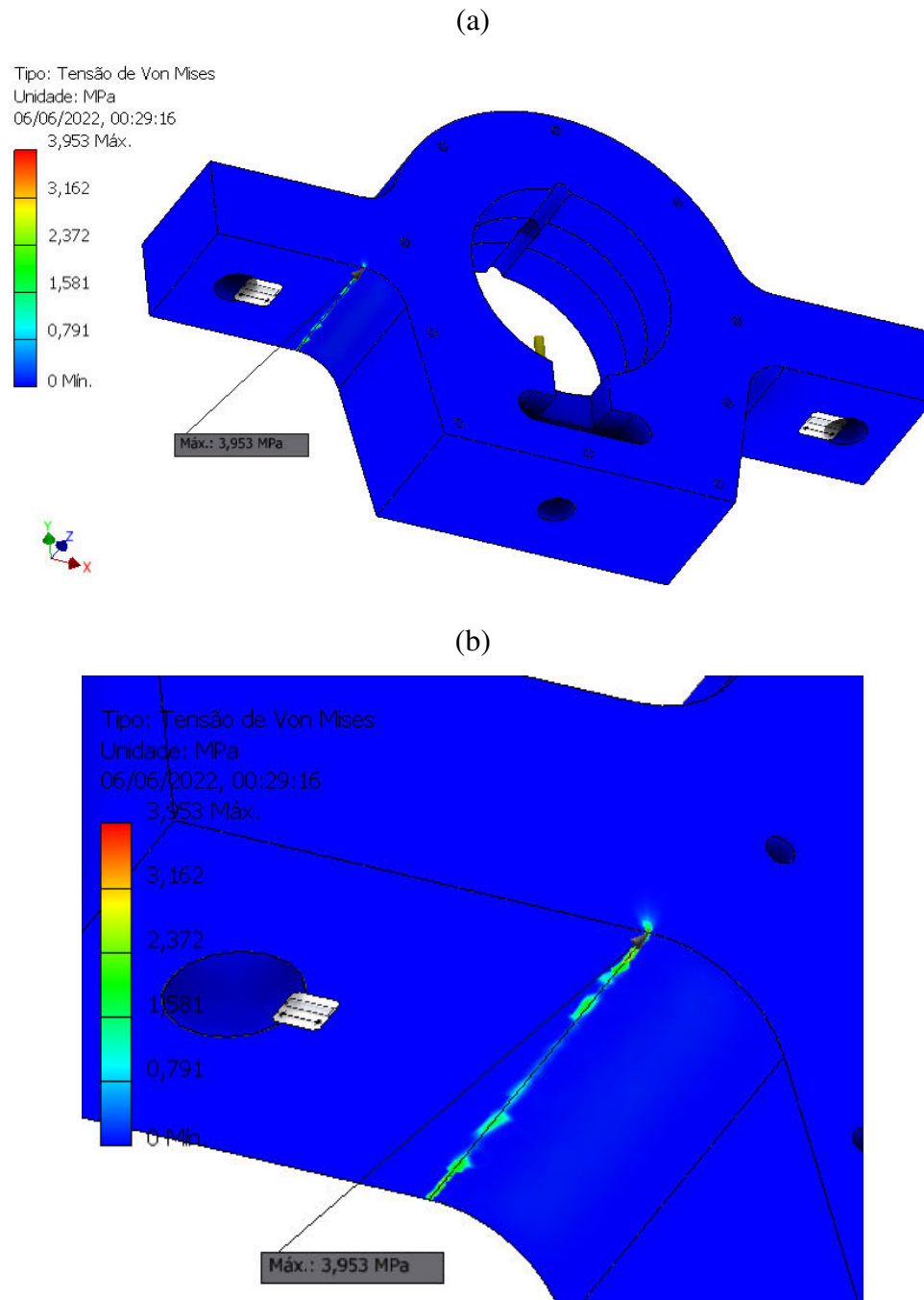
Sucedendo a análise de tensão por elementos finitos, após a definição de todos os parâmetros relacionados ao componente estudado, foi realizado a análise de tensão para as duas geometrias vista na Figura 41 e Figura 42 (c).

5.8.1. Análise de tensão para o mancal original

Com afinidade para uma comparação de resultados mais adequada e seguindo as etapas montadas na Figura 47, as análises foram realizadas inicialmente com o mancal original, obtendo-se os resultados de tensão máxima, deformação e fator de segurança desta geometria, utilizando a ferramenta de convergência do software.

Nas figuras seguintes é mostrado os resultados da análise de tensão do mancal original.

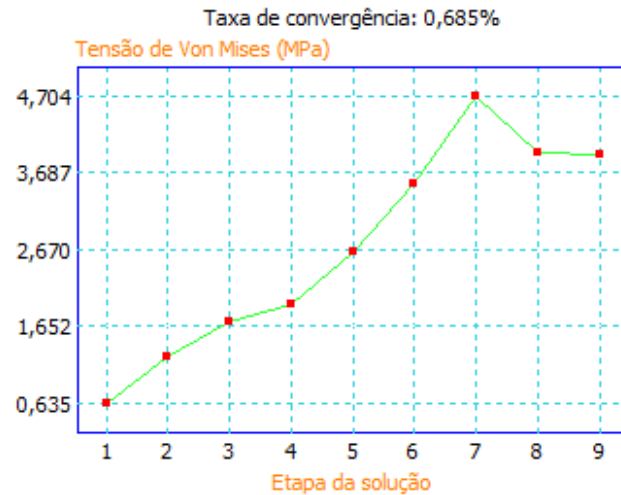
Figura 48: Tensão máxima obtida para mancal original - Tensão de Von Mises.



Fonte – Próprio autor.

Pode-se obter o valor de máxima tensão de 3,953 MPa na geometria original, a região de maior tensão foi na aresta da face inferior da base de apoio do mesmo, como pode ser visto na Figura 48 (b) a região com variação na coloração. Vale ressaltar também que a tensão máxima localizada neste ponto se apresenta coerente, pois, este é uma região de concentração de tensão e próxima ao apoio de fixação, além disto, a intensidade da tensão se mostrou consideravelmente baixo comparado com o módulo de elasticidade do material.

Gráfico 11: Taxa de convergência para análise de tensão de mancal original.

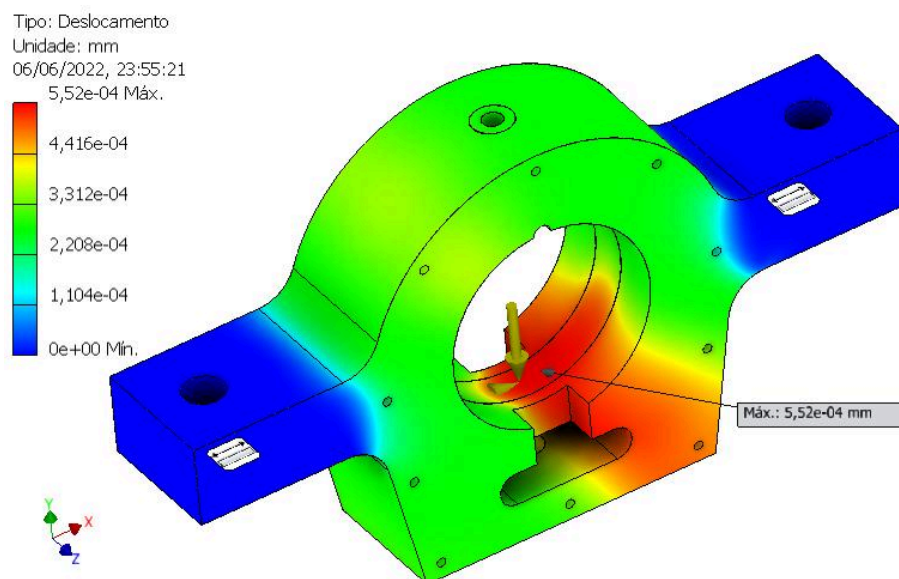


Fonte – Próprio autor.

O gráfico da taxa de convergência desta simulação é mostrado no Gráfico 11, onde obteve-se uma taxa de convergência de 0,685% com a realização de 9 interações e refino da malha, mostrando-se um valor confiável do valor da tensão de Von Mises para tais condições de simulação.

Para a deformação do material, analogamente, também se obteve um valor consideravelmente baixo, correspondendo a $5,52 \times 10^{-4}$ mm, na região inferior direita do furo do rolamento e deformação mínima onde foi realizado a fixação, visto na Figura 49.

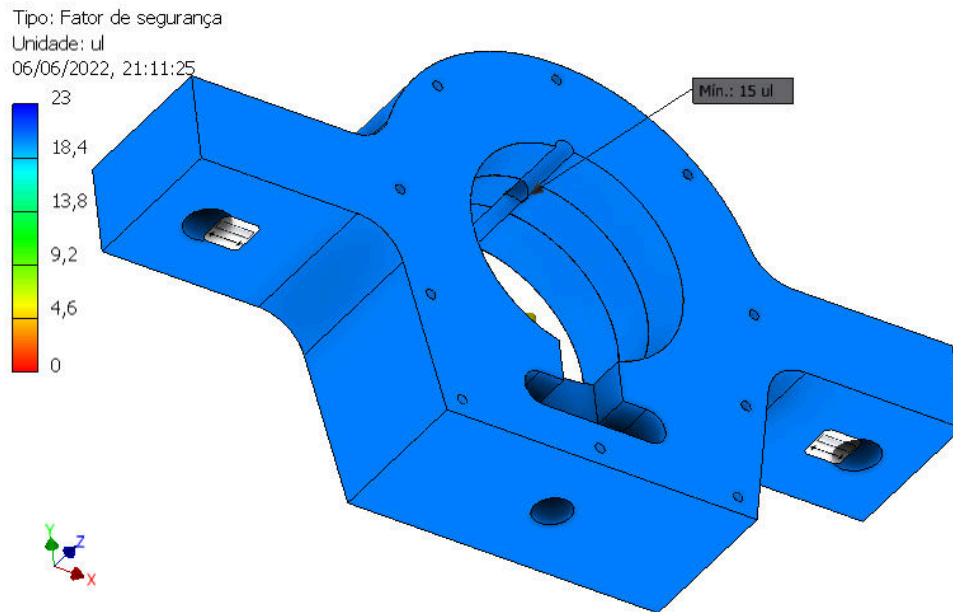
Figura 49: Deformação máxima para mancal original.



Fonte – Próprio autor.

Para o fator de segurança, o software calculou valores consideravelmente altos para esta situação, tendo em vista que o valor da tensão máxima (vide Figura 48) foi baixo comparado ao módulo de elasticidade, logo, a segurança contra falha do material se torna elevada obtendo-se valores em torno de $F_s \approx 22$, como é mostrado na Figura 50.

Figura 50: Fator de segurança para mancal original.

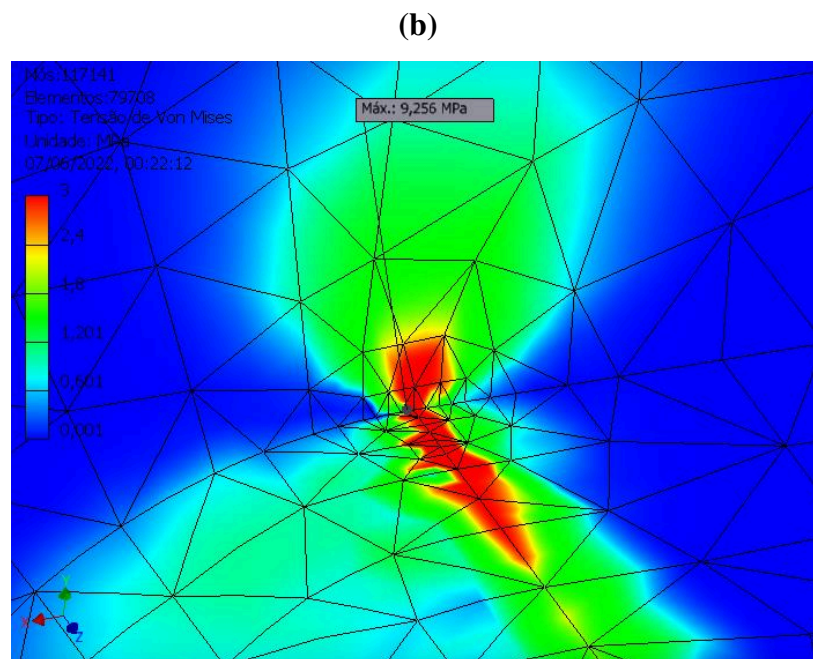
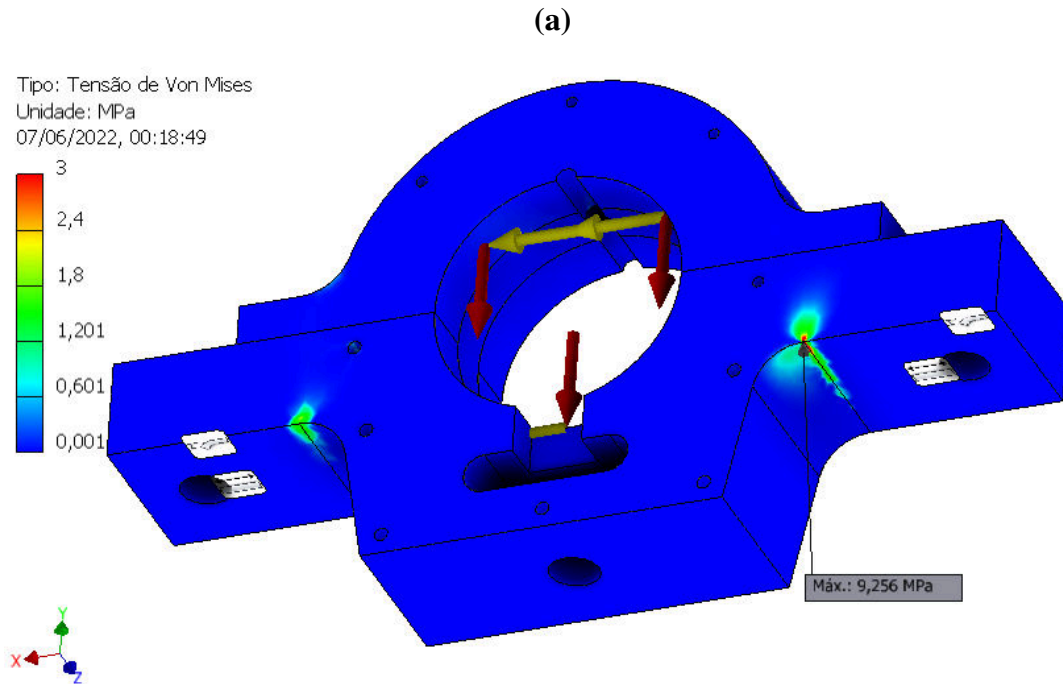


Fonte – Próprio autor.

5.8.2. Análise de tensão para o mancal otimizado

Seguindo com o mesmo procedimento de parâmetros, foi realizado a análise de tensão com o mancal de geometria otimizada (Figura 42 (c)), a fim de obter os primeiros dados para comparação com o mancal original.

Figura 51: Tensão máxima obtida para mancal otimizado - Tensão de Von Mises.



Fonte – Próprio autor.

Na Figura 51 (a) é ilustrado as regiões de maior tensão ocasionadas na geometria do mancal otimizado, obtendo-se uma tensão máxima de 9,256 Mpa na região próxima a aresta da base de apoio, local semelhante ao da análise do mancal original (Figura 48).

Já na Figura 51 (b) é ilustrado a imagem ampliada do mancal no local de máxima tensão obtida, na mesma, é visto a malha de elementos que compões esta região, podendo observar o resultado do refino de malha gerada através da ferramenta de convergência, logo,

quanto mais próximo da coloração vermelha (máxima tensão) menor será os elementos, assim aproximando os resultados para o real.

Na realização da convergência dos resultados de tensão, pode ser plotado o Figura 52, mostrando o número de refinamentos de malha e tensões recalculadas, para tanto, obteve-se uma convergência de 0,000%, confirmando a validação desta análise no 9^a refino de malha realizado.

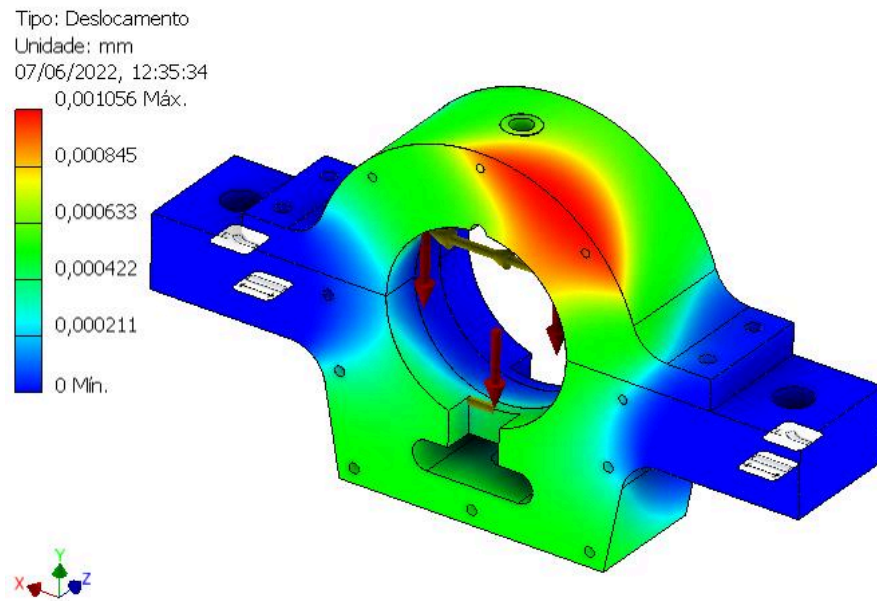
Figura 52: Taxa de convergência para análise de tensão de mancal otimizado.



Fonte – Próprio autor.

Os resultados para a deformação do material são ilustrados na Figura 53, onde pode-se obter uma deformação máxima de $1,056 \times 10^{-3} mm$, na região superior do mancal.

Figura 53: Deformação máxima para mancal otimizado.

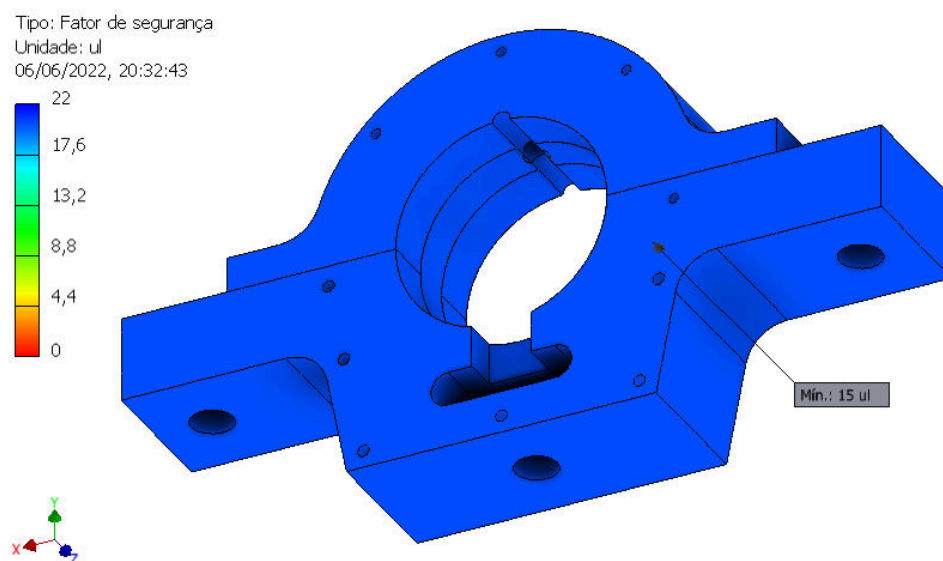


Fonte – Próprio autor.

Pode-se concluir que a de forção na parte superior do mancal é desprezível, tendo em vista um deslocamento muito pequeno para o comprometimento das atividades do mancal de apoio e, analogamente, também se obteve um deslocamento zero nas bases de fixação do mesmo.

Enfim, o fator de segurança do componente, mediante as exigências de cargas impostas, também resultou em um valor mínimo alto, onde pode ser ilustrado na Figura 54.

Figura 54: Fator de segurança para mancal otimizado.



Fonte – Próprio autor.

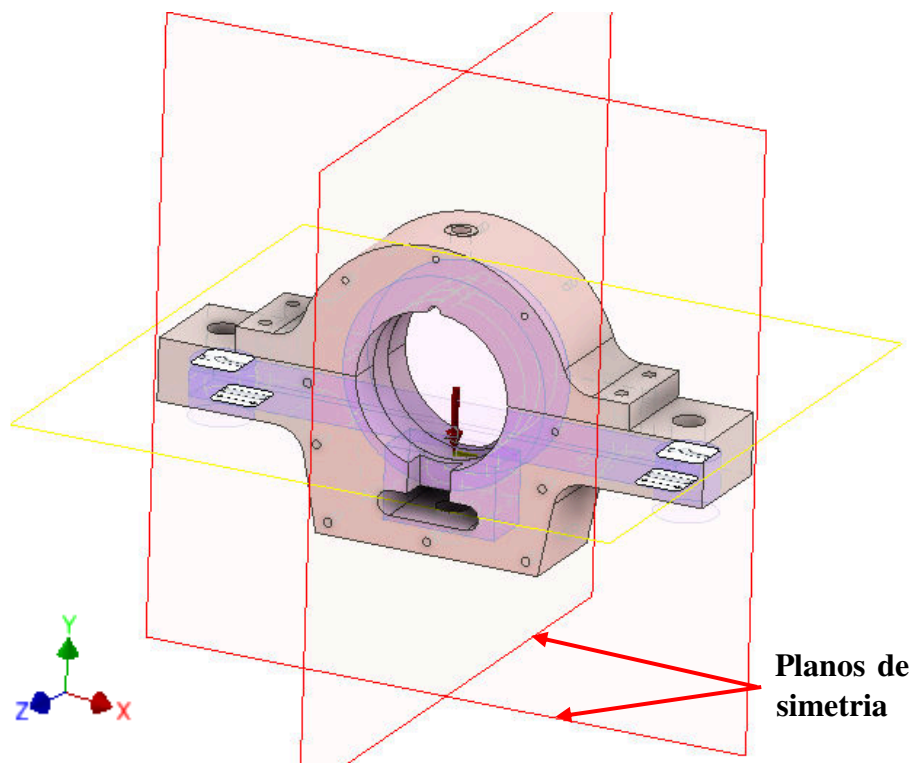
Semelhante ao mancal original, os resultados do fator de segurança do mancal otimizado foram próximos de $F_{s.otimizado} \approx 22$, pois a tensão máxima obtida é bem inferior ao limite de escoamento do aço SAE 1020 em questão. Assim, havendo uma alta segurança do emprego deste equipamento, caracterizando também uma situação de peça superdimensionada, assim como o mancal original.

5.8.3. Realização da análise topológica

Após as análises de tensão da geometria original e da otimizada, foi realizado a análise topológica do mancal otimizado, que possui a característica de um mancal bipartido. Com esse intuito, foi iniciado a etapa de geração de forma da geometria, mantendo as mesmas condições de contorno das análises anteriores, onde aplicou-se as mesmas cargas de trabalho, as mesmas formas de fixação e uma geração de malha refinada para obter bons resultados.

Na Figura 55 é mostrado as regiões selecionadas para a preservação da massa e não ocorrer mudanças dos pontos principais do mancal e não comprometer sua funcionalidade no pulverizador horizontal.

Figura 55: Regiões preservadas e planos de simetria do mancal para a análise topológica.



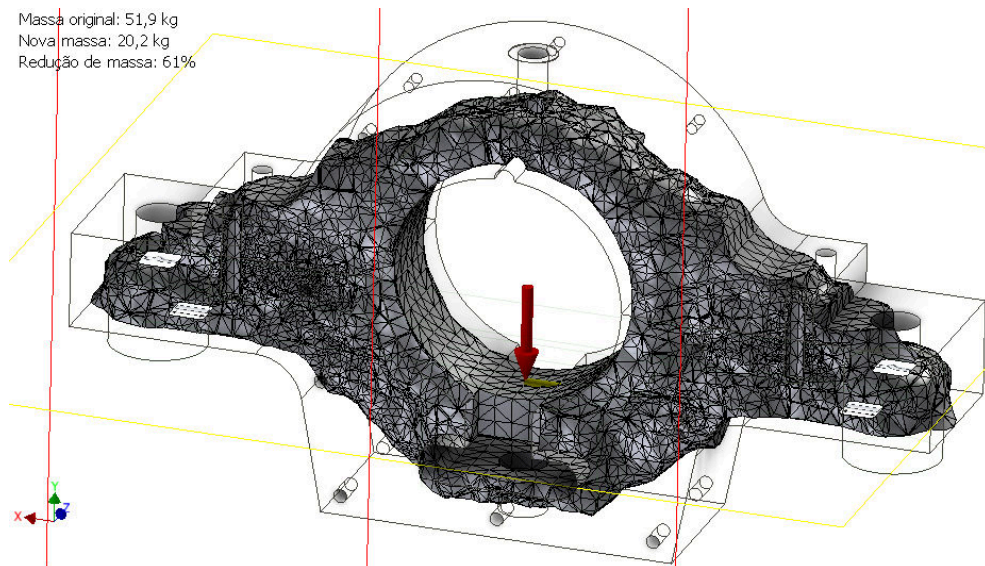
Fonte – Próprio autor.

A região de coloração azulada representa os locais onde houve a seleção das regiões para preservação, para tanto, foram selecionadas as regiões dos furos de fixação laterais e a parte enfeio das mesmas, para não perder a coplanaridade entre estes dois planos, também houve a seleção do furo para encaixe do rolamento, para que não seja necessário a mudança do mesmo, e por último, selecionado a região inferior da saída de fluido lubrificante do mesmo. De maneira geral, as seleções das regiões foram feitas para uma espessura inferior à da geometria, possibilitando que haja a redução de material da espessura da geometria.

Após a seleção das regiões, foi selecionado os planos de simetria da geometria, em que o software irá calcular a redução de material de forma simétrica entre estes planos selecionados, para obter uma geometria final mais organizada e harmoniosa. Os planos selecionados são ilustrados na Figura 55, representando os planos XY e YZ.

Por fim, foi configurado para haver uma redução de massa do componente em torno de 60% total, assim, com a definição de todos os parâmetros no software, foi executado o gerador de forma para obter a nova geometria para estudo, com isto, a Figura 56 ilustra a geometria obtida.

Figura 56: Geometria obtida através do regador de forma do software Inventor 2021.

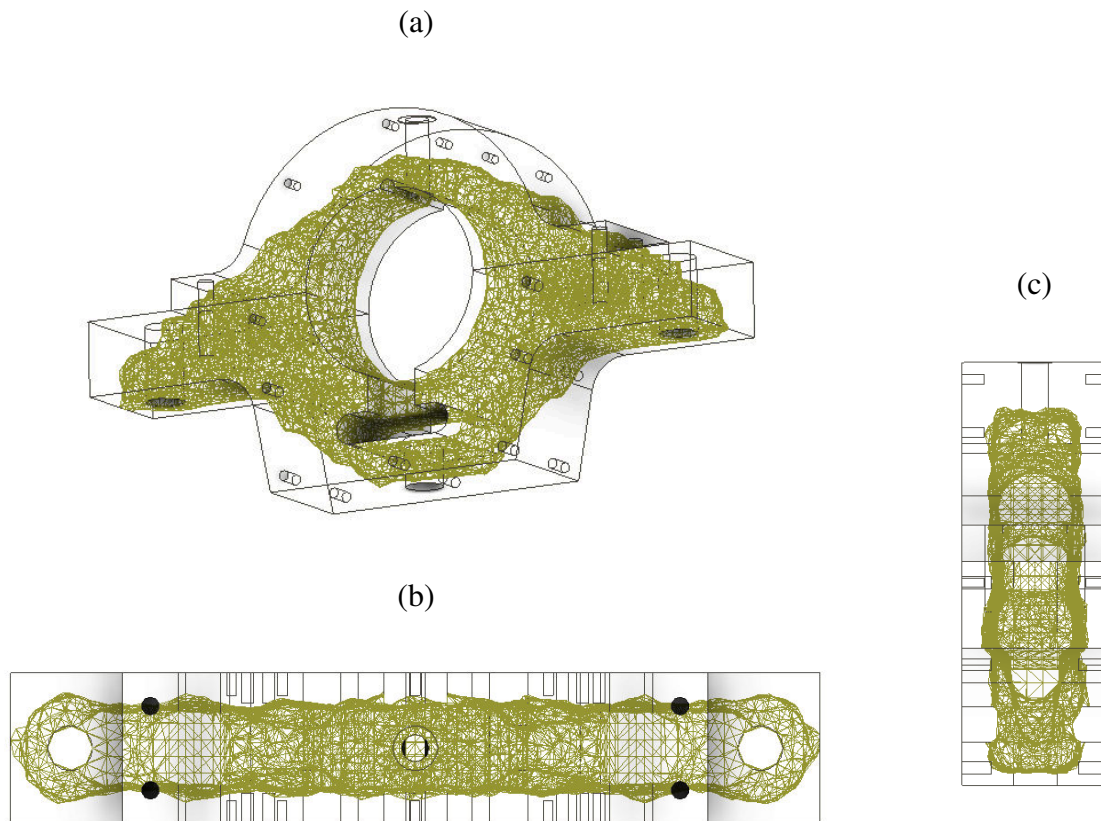


Fonte – Próprio autor.

Finalizado a geração de forma, foi obtido uma geometria com massa total de 20,2 kg, havendo uma redução de 61%, porém, comumente realizado após a geração de forma, foi utilizado a estrutura de elementos finitos para remodelar o componente, tomado este como base para realizar a redução de material nos locais que não possuem malha de elementos.

Na Figura 57 é representado a exportação da malha de elementos para peça inicial, possibilitando a remodelagem com a malha de elementos como guia.

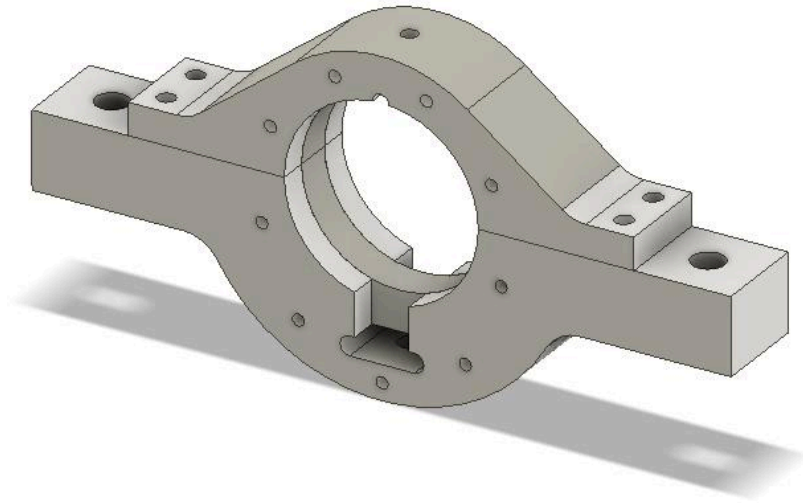
Figura 57: Exportação de geometria de elementos finitos para geometria de análise; (a) Vista isométrica (b); Vista superior; (c) Vista lateral.



Fonte – Próprio autor.

Na Figura 57 é notável que a maior redução de material está relacionada a redução da espessura do mancal, além disto, houve bastante redução também na parte inferior próximo a saída de fluido lubrificante. Usando como base a geometria de elementos finitos, foi realizado a remodelagem da geometria e obtendo-se o mancal da otimização topológica, sendo ilustrado na figura a seguir.

Figura 58: Geometria de mancal otimizado através da topologia.

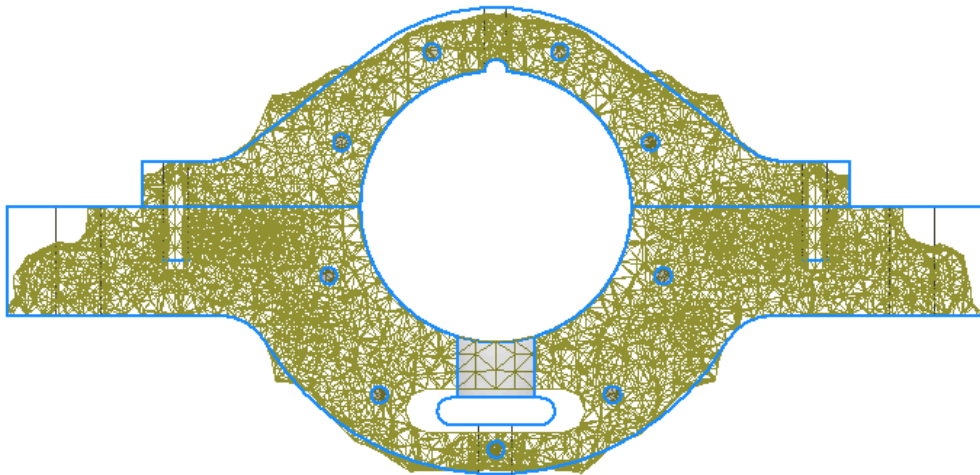


Fonte – Próprio autor.

Para a nova geometria, foi mantido a altura da base de fixação dos parafusos, tendo em vista que esta região sofre os maiores esforços para sustentação do conjunto rotor, mudando apenas o diâmetro do furo de fixação. Além dessa, também foi mantido a região do furo central sem alterações.

As principais alterações realizadas podem ser vistas na Figura 59 de comparação entre a região frontal do mancal e a geometria de elementos.

Figura 59: Comparação entre geometria de elementos e geometria remodelada.



Fonte – Próprio autor.

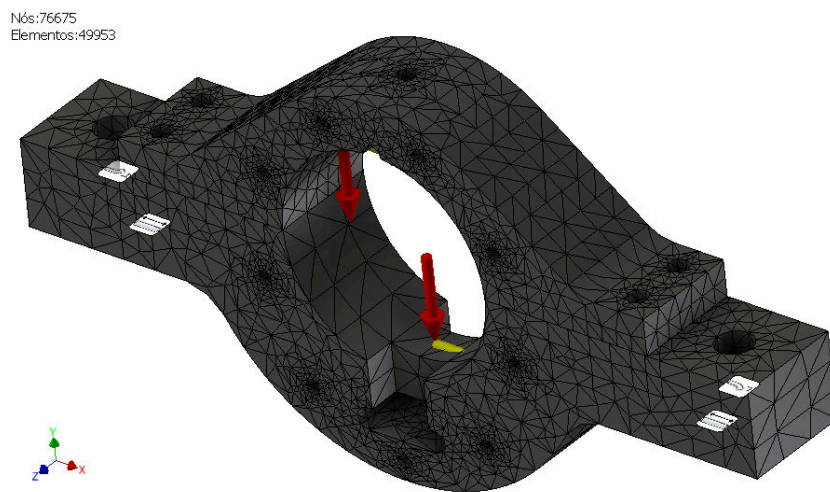
Por fim, a redução de massa do componente também foi feita na espessura do mesmo, havendo uma redução de 100 para 75 milímetros na espessura do mesmo. Contudo, a remodelagem do mancal resultou em uma massa total de 31,63 kg.

5.8.4. Análise de tensão para geometria otimizada por topologia

Com a definição da geometria otimizada por método topológico, sucedeu-se a praticar a análise de tensão para o mesmo e obter os dados para comparação com as geometrias já analisadas.

Comumente, todas as situações empregadas para as análises de tensão anteriores foram empregadas para esta simulação atual, dessa forma, a Figura 60 ilustra a geração de malha para a geometria.

Figura 60: Representação de malha de elementos para geometria otimizada por topologia.

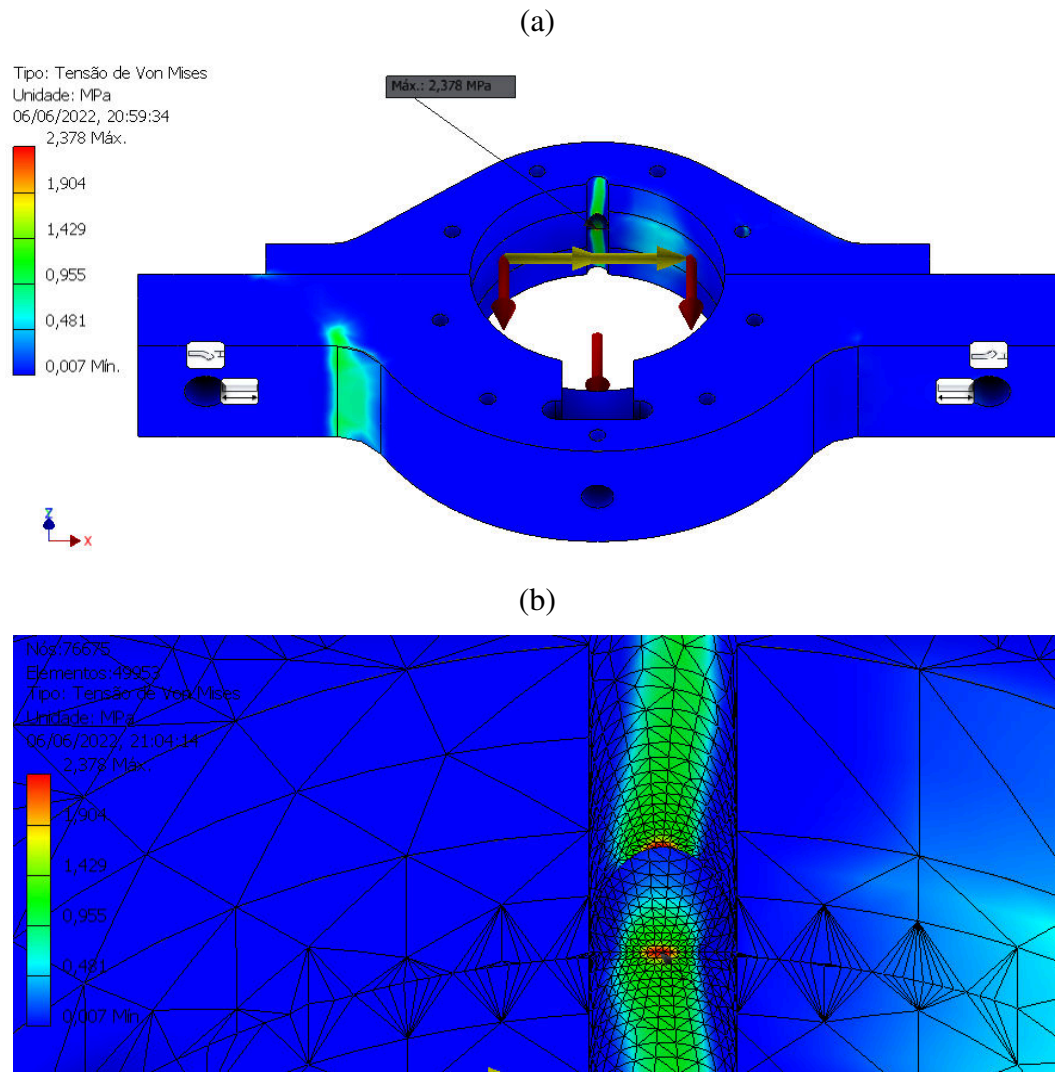


Fonte – Próprio autor.

Para esta análise de tensão, a malha gerada automaticamente pelo software apresenta uma quantidade de nós e elementos de 76675 e 49953, respectivamente. Obtendo-se também elementos predominantes como tetraedros lineares e quadráticos (Vide Figura 20).

A Figura 61 representa as tensões máximas resultantes dos carregamentos impostos ao mancal.

Figura 61: Tensão máxima obtida para mancal otimizado - Tensão de Von Mises.

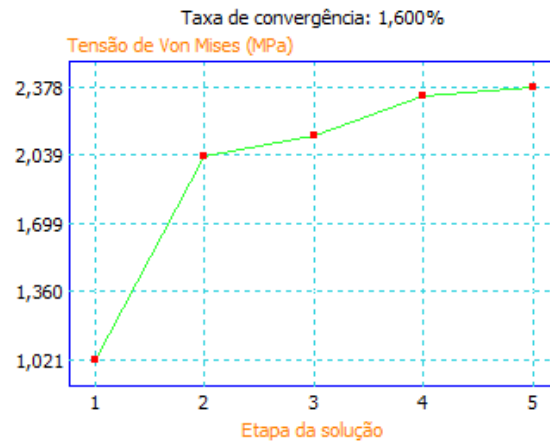


Fonte – Próprio autor.

A tensão máxima obtida foi de 2,378 Mpa, localizando-se próximo na região do furo de entrada de fluido lubrificante, diferentemente das outras análises que mostraram tensão máxima na base de fixação. Porém, para este, também foi apresentado uma variação de tensão na base do mancal, surgindo uma tensão maior entorno de 0,481 MPa, de acordo com o gradiente de cores.

Na Figura 61 (b) é ilustrado o refino da malha obtido com a convergência dos resultados e recálculos realizados pelo software. Como esperado, na região de maior tensão, houve um maior refino da malha de elementos. Neste contexto, o Gráfico 12 a seguir, mostra o resultado da taxa de convergência para esta simulação.

Gráfico 12: Taxa de convergência para análise de tensão de mancal otimizado por topologia.

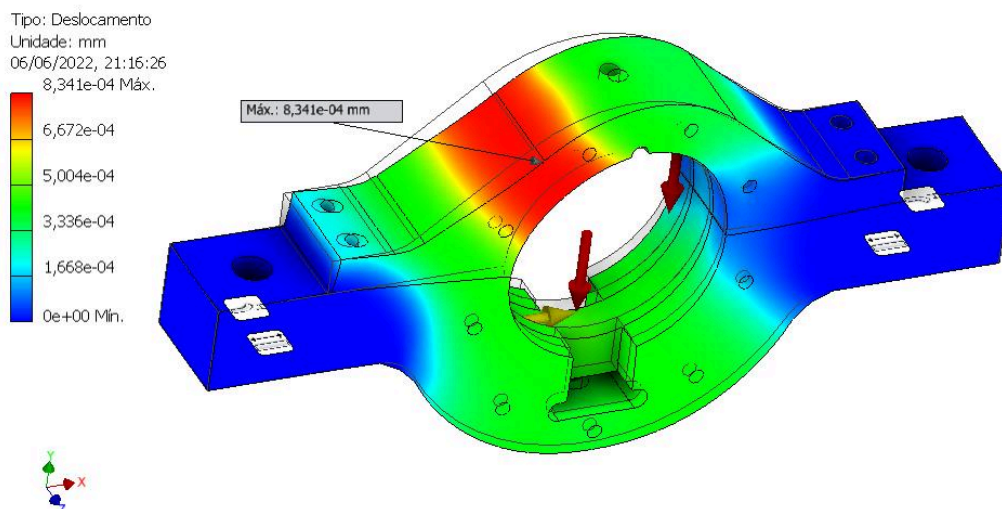


Fonte – Próprio autor.

A taxa de convergência obtida foi de 1,6%, consideravelmente baixo, assim como as análises anteriores. Pode-se observar também que houve 5 interações de etapas de soluções para alcançar a taxa de convergência mencionada.

Para a deformação do mesmo, a Figura 62 ilustra as regiões de maior deslocamento mediante o gradiente de cores, assim, havendo um maior deslocamento na parte superior, alcançando uma deformação máxima de $8,34 \times 10^{-4}$ mm. Também se observa que as bases de fixação não sofreram deslocamento, assim como as demais análises.

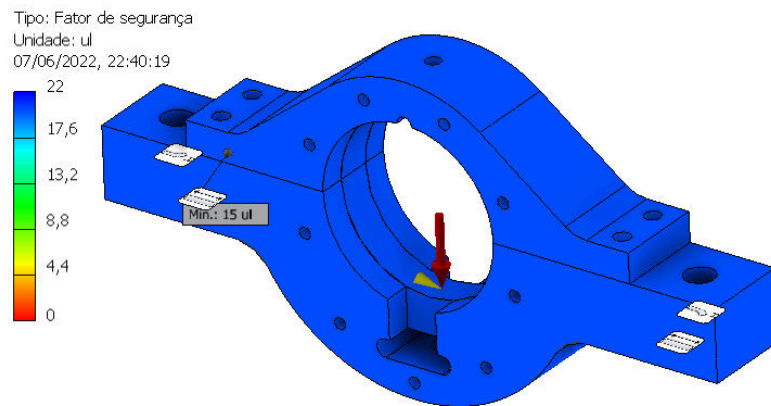
Figura 62: Deformação máxima para mancal otimizado por topologia.



Fonte – Próprio autor.

Por fim, os resultados para o fator de segurança do componente mantiveram-se semelhantes as análises anteriores. Na Figura 63 é ilustrado o esquema do fator de segurança obtido.

Figura 63: Fator de segurança para mancal otimizado.



Fonte – Próprio autor.

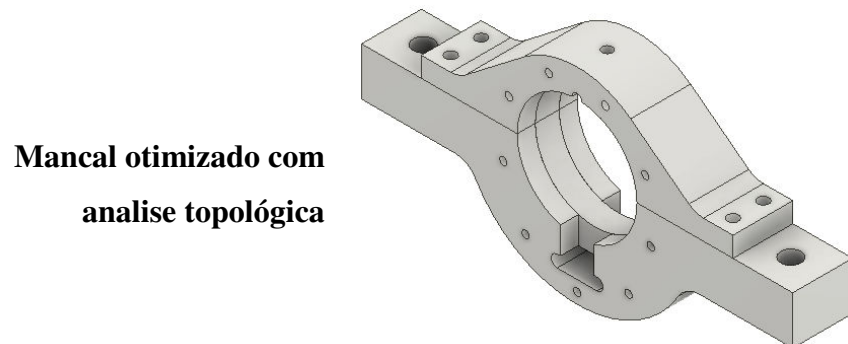
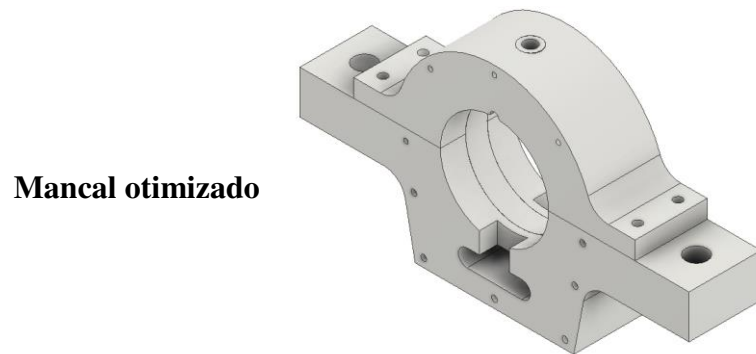
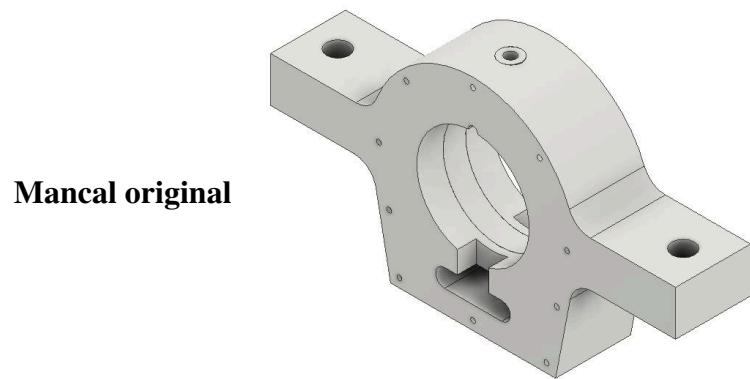
De forma semelhante as outras análises de tensão, o fator de segurança está em torno de $F_s \approx 22$, devido ao baixo valor da tensão máxima aplicada em comparação com o limite de escoamento do material.

5.8.5. Estudo de comparação das análises de tensão

A análise de comparação entre as geometrias consistiu em verificar qual geometria mais se adequa mais aos objetivos traçados do presente trabalho, visando alcançar um mancal otimizado que tenha uma redução de massa mínima de 30% em relação ao original, além disto, buscando uma geometria satisfatória em termos de manutenibilidade do componente.

Neste contexto, a verificação do fator de segurança das estruturas foi realizada para não comprometer a integridade do componente otimizado quando submetido aos esforços do funcionamento do pulverizador. Na Figura 64 é ilustrado as geometrias submetidas as análises de tensão.

Figura 64: Geometrias dos mancais estudados.



Fonte – Próprio autor.

Os mancais otimizados possuem as características de um mancal bipartido, possibilitando uma melhor eficiência nos setores de manutenção, além disso, o mancal otimizado por análise topológica apresenta uma redução de sua estrutura, principalmente na região inferior e na espessura do mesmo, realizado através no gerador de forma do software Inventor.

Na Tabela 13 a seguir é mostrado a relação de massa entre as três geometrias, e a porcentagem de aumento ou decréscimo em comparação com o original. Além disto, é mostrado os fatores de segurança e as tensões máximas obtidos através das análises de tensão.

Tabela 13: Comparação das geometrias estudadas.

	Massa total		Tensão de Von Mises		Fator de segurança
	Total	Variação	Máxima (MPa)	Taxa de convergência	Mínima
Mancal original	49,65 kg	-	3,953	0,685%	≥ 22
Mancal otimizado	51,85 kg	+4,43%	9,25	0,000%	≥ 22
Mancal otimizado com análise topológica	31,63 kg	-36,3%	2,378	1,600%	≥ 22

Fonte – Próprio autor.

Analisando a Tabela 13, pode-se observar uma redução de 36,3% do mancal otimizado topologicamente para o mancal original, alcançando um dos objetivos iniciais de redução de massa. Para o segundo mancal, mancal otimizado, houve um acréscimo de 4,43% de massa comparando com o original, isto se deu para implementar as propriedades de um mancal bipartido, havendo a mínima alteração da geometria do original.

Analisando as tensões de Von Mises dos três materiais, pode-se observar uma variação muito próxima entre os três resultados, onde, a maior tensão obtida foi para o mancal otimizado com 9,25 MPa e a menor foi para o mancal otimizado topologicamente com 2,378 MPa. Devido a isto, os resultados dos fatores de segurança também obtiveram valores próximos a 22, sendo um resultado relativamente alto, caracterizando estes componentes como superdimensionados para as exigências impostas.

Pode-se observar também que todas as análises de tensão foram submetidas a um refino de malha de elementos, que possibilita resultados mais fiéis e próximos do real, com isto, observa-se também na Tabela 13 que os valores das taxas de convergência foram bem próximas de 0 %, refletindo em análises mais refinadas e confiáveis.

Este contexto, diante as três geometrias analisadas, o produto que mais se adequa aos objetos traçados é o mancal otimizado por análise topológica, onde apresenta uma redução de massa superior a 36%, possuindo as características de um mancal bipartido, mantendo os parâmetros geométricos para a utilização no pulverizador e, conseqüentemente, obtendo boas propriedades de manutenção.

5.8.6. Análise de custo de material para fabricação

Um ponto importante a ser mencionado é a relação de redução de custos para o mancal otimizado por análise topológica, onde houve uma redução considerável da espessura do mancal. Devido a isto, a compra do material para fabricação terá uma redução significativa, passando de uma espessura de 100mm para 75mm.

O material utilizado para fabricação é o aço SAE 1020, mencionado no tópico 5.7.2, para tanto, o material disponível para venda no mercado é chapa de aço SAE 1020 nas espessuras de 4" (101,6 mm) para o mancal original e o otimizado e 3" (76,2 mm) para a fabricação do otimizado por topologia. Assim, havendo uma redução de 1 polegada de espessura do material.

O orçamento do material foi efetuado utilizando a espessura da chapa de aço e a área mínima necessária para a fabricação de um mancal. Para tanto, o mancal original e o otimizado possuem a mesma cotação de preço, pois possuem a mesma espessura e área geométrica semelhantes. Para o mancal otimizado por análise topológica foi obtido o custo para a chapa de menor espessura.

Neste contexto, foi realizado uma breve análise de custos no mercado dos dois materiais para fabricação dos mancais, pode-se obter os seguintes valores mostrados na Tabela 14 a seguir.

Tabela 14: Relação de custo de material para produção.

	Dimensões do material orçado		Orçamento de três empresa fornecedoras de aço		
	Área	Espessura	GGD metais	Gerdau	Coppermetal
Material 01	260x540 mm	101,6 mm	R\$2544	R\$2575,80	R\$2.639,40
Material 02	300x540 mm	76,2 mm	R\$1654	R\$1674,68	R\$1.716,02

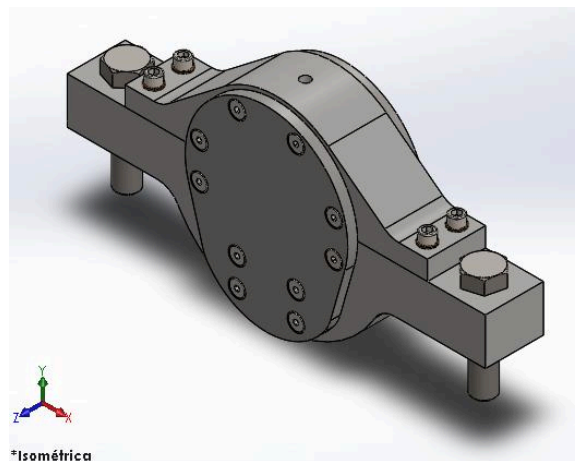
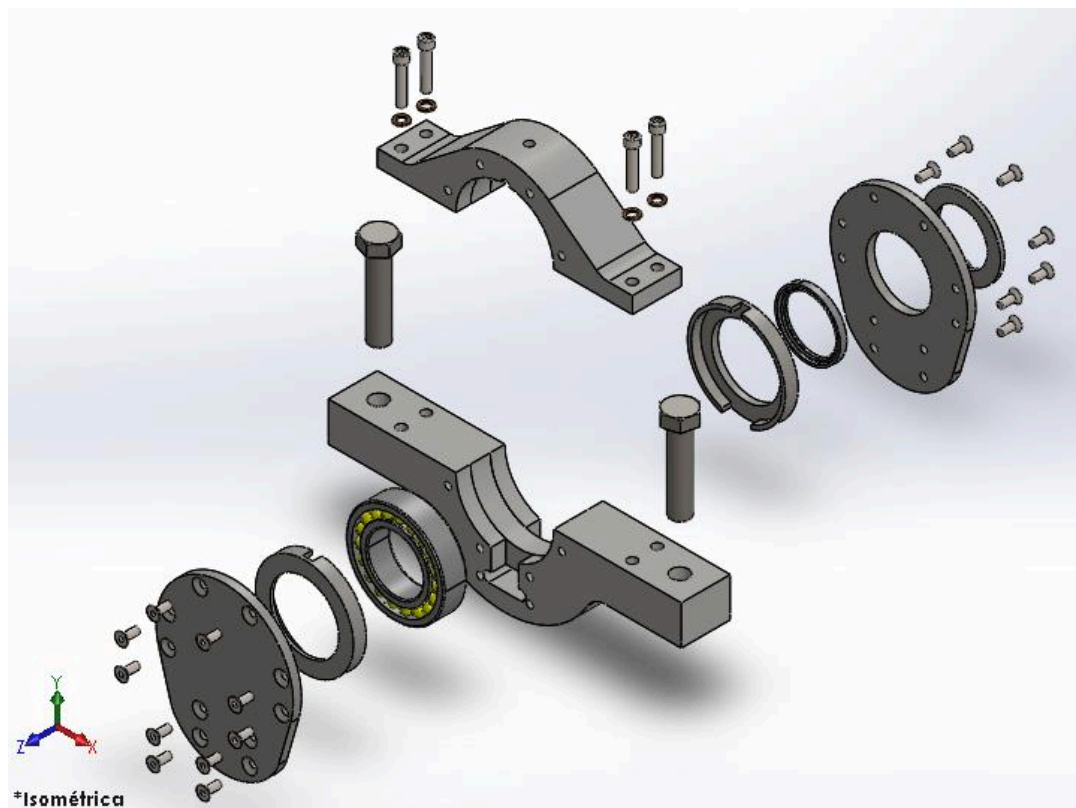
Fonte – Próprio autor.

Pode-se observar uma redução de custos considerável do material de fabricação do mancal otimizado por topologia, havendo uma redução média de custo de 35% em comparação com o material dos outros mancais, nesta situação, pode-se mensurar que o custo final para fabricação do mancal otimizado por análise topológica será inferior aos outros mancais, devido o material ser mais leve de manusear durante os processos de usinagem, viabilizando a utilização do mesmo para fins econômicos.

5.9. Apresentação de componente com otimização topológica

Com a finalização do fluxograma de execução do projeto detalhado, visto na Figura 25, alcançando uma geometria otimizada através de análise topológica, condizendo com os parâmetros indispensáveis para o funcionamento do pulverizador horizontal, foi obtido a geometria do novo mancal de apoio, sendo ilustrada a montagem dos mancais na Figura 65.

Figura 65: Montagem dos mancais obtidos por análise topológica,



Fonte – Próprio autor.

6. CONCLUSÃO

Com o objetivo de alcançar uma geometria otimizada, foi estudado formas de implementar possíveis melhorias para este equipamento, assim, através da realização de *benchmarking* e pesquisa de campo pode-se determinar as características mais almejadas para os mancais de apoio e, também, determinado os mancais mais adequados para a implementação de melhorias no mancal original do pulverizador.

Através de ferramentas de comparação e análise, como o diagrama de Mudge e matriz de escolha, foi possível selecionar o tipo de mancal para ser implementado. Concluindo que o mancal bipartido é o melhor que se adeque as características mais desejadas e que pode ser implementado ao mancal original.

Após a realização dos processos da metodologia do presente trabalho, foi possível realizar uma análise de funcionamento do pulverizador horizontal e caracterizar os fenômenos físicos presentes nos mancais de apoio, assim, quantificando as forças presentes no sistema e os esforços aplicados nos mancais de apoio.

Contudo, foi possível realizar a modelagem 3D do mancal original e da primeira versão otimizada com as características de um mancal bipartido através do software Solidworks. Após isto, foi possível realizar a análise topológica do mancal bipartido, obtendo-se uma geometria simplificada com redução de 36% de massa comparado ao mancal original.

Com a definição das três geometrias de mancais de apoio, utilizando o software Autodesk Inventor, foi possível realizar as análises de tensão dos mancais utilizando o estudo de convergência, desse modo, foi obtido fatores de segurança próximos de 22, semelhantes ao mancal original também estudado. Assim, concluindo que as geometrias otimizadas são equivalentes em questão de rigidez estrutura, capazes de suportar os esforços submetidos no funcionamento do pulverizador.

Por fim, foi determinado uma geometria semelhante, ao mancal original, em questão estrutural, mas que possui uma redução de massa e, consequentemente, de custos para aquisição de material bruto para fabricação.

Diante de todo o processo de desenvolvimento do produto, foi concluído que o mancal otimizado por análise topológica possui características ótimas de manutenibilidade, por ser do tipo bipartido, possibilitando boas práticas nos processos de manutenção, além disto, possuindo um custo inferior ao original e de similar resistência mecânica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADAMS, V.; ASKENAZI, A. **Building Better Products With Finite Element Analysis**. 1º. ed. Santa Fe: OnWord Press, 1999. 246 p.
- AMSTUTZ, S.; NOVOTNY, A. A. Otimização topológica de estruturas sujeitas a restrições de tensão de Von Mises. **Estrutura Multidisc Optim**, 29 Agosto 2010.
- BARILLI, R. J. D. C. **Análise de Falhas em Mancais de Rolamento Utilizando a Técnica do Envelope**. Rio do Janeiro: POLI/UFRJ, 2013.
- BENDSOE, M. P.; KIKUCHI, N. **Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method**. 2º. ed. France: Science Direct, 1988. 125-240 p.
- BRASIL, R. M. L. R. F. **Otimização de projetos de engenharia**. São Paulo: Blucher, 2019. 174 p.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos do Máquinas de Shigley**. 8ª. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- COUTINHO, K. D. **Método de Otimização Topológica em Estruturas Tridimensionais**. Natal: UFRN, 2006. Acesso em: 27 Fevereiro 2022.
- FUCILLINI, D. G.; VEIGA, C. H. A. Controle da capacidade produtiva de uma fábrica de rações e concentrados: um estudo de caso, IV, 04 Out/Dez 2014. Disponível em: <<http://www.custoseagronegocioonline.com.br/numro4v10/OK%2011%20racoes.pdf>>. Acesso em: 26 Janeiro 2022.
- GOES, R. H. D. T. E. B. D.; SILVA, L. H. X. D.; SOUZA, K. A. D. **ALIMENTOS E ALIMENTAÇÃO ANIMAL**. Dourados: Universidade Federal da Grande Dourados, 2013. Acesso em: 01 Março 2022.
- GOMIDE, R. **Operações unitárias - Operações com Sistemas Sólidos Granulares**. São Paulo: Takano Artes Gráficas, v. 1º, 1983.
- HALLIDAY; DAVID; WALKER. **Fundamentos de física: Mecânica**. 9ª. ed. Rio de Janeiro: GEN, v. I, 2012.

HIBBELER, R. C. **Estática**: mecânica para engenharia. Tradução de Daniel Veira. 12^a. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

KOCH, K. Experiment Station and Cooperative Extension Service, 2002. Disponível em: <<https://bookstore.ksre.ksu.edu/pubs/MF2048.pdf>>. Acesso em: 26 Fevereiro 2022.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**: Uma abordagem integrada. 4^o. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

OLASON, A.; TIDMAN, D. **Methodology for Topology and Shape Optimization in the Design Process**. Göteborg: CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2010.

ROZENFELD, et al. **Gestão de desenvolvimento de produtos**: uma referência para a melhoria do processo. São Paulo: Saraiva, 2006. 542 p.

SELEME, R. **Manutenção industrial**: Mantendo a fábrica em funcionamento. 1^a. ed. Curitiba: InterSaberes, 2015. 144 p.

SELLITTO, M. A. Formulação estratégica da manutenção industrial com base na confiabilidade dos equipamentos. **Revista Produção**, Porto Alegre, p. 044-059, Jan./Abr 2005. Disponível em: <<https://www.prod.org.br/article/10.1590/S0103-65132005000100005/pdf/1574685864-15-1-44.pdf>>. Acesso em: 05 Mar. 2022.

SOLIDWORKS, B. Estudo de Topologia – SOLIDWORKS Simulation 2018. **Dassault Systemes**, 2017. Disponível em: <<https://blogs.solidworks.com/solidworksbrasil/2017/12/estudo-de-topologia.html>>. Acesso em: 17 maio 2022.

TANDON, N.; CHOUDHURY, A. **Prediction of vibration amplitudes for defective rolling bearings**. Chicago: Int Sound Vibr Digest, v. III, 1997. 15-30 p.

WELLENKAMP, F.-J. Moagens fina e ultrafina de minerais industriais: uma revisão, Rio de Janeiro, 1999. Disponível em: <<http://mineralis.cetem.gov.br/bitstream/cetem/124/1/stm-75.pdf>>. Acesso em: 27 Fevereiro 2022.

APÊNDICE A - QUESTIONÁRIO PARA ENTREVISTA EM CAMPO

Questionário para Entrevista de Campo

Pesquisa relacionada aos tipos de mancais mais utilizados no mercado e as características mais buscadas para estes equipamentos.

Análise profissional do entrevistado

1. Qual é a sua formação profissional?
2. Possui experiência com mancais de apoio para eixos? Se sim, quanto tempo?

Principais características dos mancais de apoio

Para cada característica listada a seguir, qual é o grau de importância que você julga ser mais interessante para os mancais de apoio? Classifique-as entre 1 a 10 (1 menos importante e 10 mais importante)

1. Capacidade de trabalhar em alta rotação.

Menos importante 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Mais importante

2. Suportar cargas elevadas.

Menos importante 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Mais importante

3. Admitir tolerância para desalinhamento de eixo.

Menos importante 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Mais importante

4. Fácil inspeção e troca de rolamento.

Menos importante 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Mais importante

5. Fácil manutenção e limpeza.

Menos importante 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Mais importante

6. Resistente a impactos.

Menos importante 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Mais importante

7. Baixo custo

Menos importante 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Mais importante

Classificação de prioridade para utilização dos tipos de mancais

Para os mancais de apoio listados a seguir, como você os classifica para as características listadas anteriormente? Leve em consideração sua experiência e conhecimento teórico para classificar se de tal característica é aplicável ou não no respectivo mancal. Classifique-as entre 1 a 10 (1 menos aplicável e 10 mais aplicável).

1. MANCAL BIPARTIDO



Possui capacidade de trabalhar em alta rotação?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Pode suportar cargas elevadas?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui tolerância para desalinhamento de eixo?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui uma fácil inspeção e troca de rolamento?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui um fácil manuseio para manutenção e limpeza?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

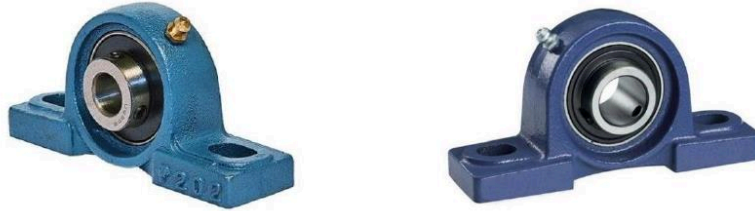
Possui boa resistência contra impactos?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui baixo custo?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

3. MANCAL DE ROLAMENTO



Possui capacidade de trabalhar em alta rotação?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Pode suportar cargas elevadas?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui tolerância para desalinhamento de eixo?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui uma fácil inspeção e troca de rolamento?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui um fácil manuseio para manutenção e limpeza?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui boa resistência contra impactos?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável

Possui baixo custo?

Menos aplicável ☐ 1 ☐ 2 ☐ 3 ☐ 4 ☐ 5 ☐ 6 ☐ 7 ☐ 8 ☐ 9 ☐ 10 Mais aplicável