

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA
CATARINA**

CAMPUS FLORIANÓPOLIS

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL-MECÂNICA

BACHARELADO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA

LAROZAN BREIGERON HINKEL

**DESENVOLVIMENTO DO PROJETO MECÂNICO CONCEITUAL E
DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS DE UM
REFRIGERADOR MAGNÉTICO COMPACTO**

FLORIANÓPOLIS, JUNHO DE 2018

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA CATARINA

CAMPUS FLORIANÓPOLIS

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL-MECÂNICA

BACHARELADO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA

LAROZAN BREIGERON HINKEL

**DESENVOLVIMENTO DO PROJETO MECÂNICO CONCEITUAL E
DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS DE UM
REFRIGERADOR MAGNÉTICO COMPACTO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE
CURSO SUBMETIDO AO INSTITUTO FEDERAL DE
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA
CATARINA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE BACHAREL EM
ENGENHARIA MECATRÔNICA.

PROFESSOR ORIENTADOR: DR.
ENG. LUCIANO AMAURY DOS SANTOS

FLORIANÓPOLIS, JUNHO DE 2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor.

Hinkel, Larozan

Desenvolvimento do projeto mecânico conceitual e dimensionamento de elementos estruturais de um refrigerador magnético compacto. / Larozan Hinkel ; orientação de Luciano Amaury dos Santos. - Florianópolis, SC, 2018.

131 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) - Instituto Federal de Santa Catarina, Câmpus Florianópolis. Bacharelado em Engenharia Mecatrônica. Departamento Acadêmico de Metal Mecânica.

Inclui Referências.

1. Refrigeração magnética. 2. Projeto mecânico.
3. Elementos de máquinas. I. Amaury dos Santos, Luciano . II. Instituto Federal de Santa Catarina. Departamento Acadêmico de Metal Mecânica. III. Título.

DESENVOLVIMENTO DO PROJETO MECÂNICO CONCEITUAL E DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS DE UM REFRIGERADOR MAGNÉTICO COMPACTO

LAROZAN BREIGERON HINKEL

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecatrônica e aprovado na sua forma final pela banca examinadora do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecatrônica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina.

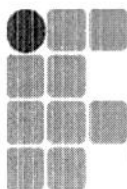
Florianópolis, 25 de julho de 2018.

Banca Examinadora:

Luciano Amaury dos Santos, Dr. Eng. (Orientador)

Eduardo Yuji Sakurada, Dr. Eng.

Daniela Águida Bento, Dra. Eng.



INSTITUTO FEDERAL
SANTA CATARINA

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO

SECRETARIA DE EDUCAÇÃO PROFISSIONAL E TECNOLÓGICA

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS

DECLARAÇÃO DE FINALIZAÇÃO DE TRABALHO DE CURSO

Declaro que o(a) estudante **LAROZAN BREIGERON HINKEL**, matrícula nº **131004659-0**, do Curso de Engenharia Mecatrônica, defendeu o trabalho intitulado **DESENVOLVIMENTO DO PROJETO MECÂNICO CONCEITUAL E DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS DE UM REFRIGERADOR MAGNÉTICO COMPACTO**, o qual está apto a fazer parte do banco de dados da Biblioteca Hercílio Luz do Instituto Federal de Santa Catarina, Campus Florianópolis.

Florianópolis, 04 de julho de 2018.

Prof. Orientador do TCC: Luciano Amaury dos Santos

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pela oportunidade da vida. Aos meus pais, Fátima e Nailto, por sempre me darem amor, incentivo e forças para estudar e ter a possibilidade de ser uma pessoa melhor.

À minha família, avó Sueli, tias Katia e Antonelli, tio Alex e à minha prima Helena pelo constante carinho, incentivo e encorajamento nos momentos difíceis.

Aos amigos Josemar e Ana Karolina pelo carinho, incentivo e encorajamento nos momentos difíceis.

Aos meus amigos e companheiros diários durante todo o período da graduação, Carlos, Henrique, Eliton e Gustavo. E demais amigos e companheiros de curso do IFSC.

Ao meu orientador, Luciano, por me dar todo o suporte necessário para a realização deste trabalho.

Aos colegas do POLO, Alan e Sérgio pelo suporte na realização de algumas das atividades.

Ao IFSC por me proporcionar um curso e infraestrutura de qualidade, permitindo a minha formação.

Ao POLO-UFSC por tornar possível a realização de um trabalho de conclusão de curso atrelado a uma bolsa de pesquisa.

*"Se eu fui capaz de enxergar mais longe, foi
por que me apoiei nos ombros de gigantes. "*

Isaac Newton

RESUMO

No presente trabalho são apresentadas as etapas de projeto informacional, conceitual e preliminar do conjunto de cilindros concêntricos que possuem movimento relativo de rotação e suportam ímãs permanentes e regeneradores magnéticos ativos (RMA's) de um refrigerador magnético compacto para temperaturas próximas a ambiente. Buscou-se a melhor concepção que atendesse às especificações de projeto que foram surgindo, por meio da elaboração de diversas alternativas que foram aprimoradas e avaliadas ao longo da etapa de desenvolvimento dos conceitos. Para tornar a tecnologia economicamente viável, possibilitando sua concorrência com as tecnologias já existentes, se deve ter um projeto mecânico que proporcione dimensões reduzidas e também baixas perdas de potência por atrito, além de uma variação suficientemente intensa de campo magnético sobre os RMA's. Foram feitas análises de tensões, utilizando métodos clássicos, em alguns elementos de máquina para o desenvolvimento do sistema de transmissão, de movimento do conjunto, e de suporte (viga cilíndrica axial, conjunto polias-correia e rolamentos). O projeto detalhado de uma das concepções está sendo elaborado para permitir a construção de protótipo.

Palavras-chave: Refrigeração magnética, Projeto mecânico, Elementos de máquinas.

ABSTRACT

In the present work the stages of informational, conceptual and basic design of the set of concentric cylinders (with relative rotational movement) that support permanent magnets and active magnetic regenerators (AMR's) of a magnetic refrigerator to near ambient temperatures are presented. It was sought the best design meeting the requirements that were emerging, through the elaboration of several alternatives that were improved and evaluated during the development of concepts. To make the technology economically viable, enabling its competition with existing ones, a mechanical design providing reduced friction power loss, as well as a sufficiently intense magnetic field on the regenerators was demanded. An analysis of tensions (using classical methods) in some machine components was performed for the development of the system of transmission of movement to the assembly and its bearings (axial cylindrical beam, pulleys-belt assembly and ball bearings). The fabrication drawings are being produced to allow the construction of a prototype

Keywords: Magnetic refrigeration, Product design, Machine component design.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Descrição esquemática do ciclo termomagnético Brayton desenvolvido por um RMA.	21
Figura 2 - Modelo de desenvolvimento de produtos PRODIP.	22
Figura 3 - Estrutura funcional.	28
Figura 4 - Função global.	29
Figura 5 - Concepção um. Horizontal e transmissão por polias e correias.	31
Figura 6 - Concepção dois. Acionamento duplo.	32
Figura 7 - Mancalização por meio de trilho-guia.	33
Figura 8 - Concepção três com um motor elétrico.	34
Figura 9 - Composição da concepção três.	35
Figura 10 - Vista em corte para detalhamento interno.	36
Figura 11 - Concepção quatro. Engrenagens internas.	37
Figura 12 - Vista em corte para detalhamento interno da quarta concepção.	38
Figura 13 - Cálculo de rendimento mecânico para a quarta concepção.	39
Figura 14 - Concepção cinco, utilizando dois motores.	39
Figura 15 - Vista em corte para detalhamento interno da quinta concepção.	40
Figura 16 - Cálculo de rendimento mecânico acionamento ímã interno.	40
Figura 17 - Cálculo de rendimento mecânico acionamento ímã externo.	41
Figura 18 - Cálculo de torque de acionamento dos motores elétricos.	42
Figura 19 - Conceito dois de mancal principal.	43
Figura 20 - Vista explodida concepção dois mancal principal.	44
Figura 21 - Módulo de ímã externo.	45
Figura 22 - Fixação do mancal principal no complemento unido ao ímã externo.	45
Figura 23 - Módulo de ímã interno.	46
Figura 24 - Módulo de transmissão.	47
Figura 25 - Sistema de transmissão, trem de engrenagens.	47
Figura 26 - Dimensionamento do trem de engrenagens.	48
Figura 27 - Concepção seis.	49
Figura 28 - Corte para detalhamento da concepção seis.	50
Figura 29 - Módulo mecânico.	51
Figura 30 - Módulo dos ímãs.	52
Figura 31 - Concepção sete.	52

Figura 32 - Corte para detalhamento interno concepção sete.....	53
Figura 33 - Dimensionamento do motor para concepção sete.....	54
Figura 34 - Rolamento THKRU228	55
Figura 35 - Detalhamento imã externo.....	55
Figura 36 - Concepção oito com rolamento THKRU228.	56
Figura 37 - Vista em corte para visualização interna da concepção oito.....	56
Figura 38 - Procedimento de montagem da concepção oito.	57
Figura 39 - Perfil magnético ao longo da circunferência.	58
Figura 40 - Concepção nove.....	60
Figura 41 - Montagem total concepção escolhida.....	62
Figura 42 - Capa protetora.....	62
Figura 43 - Vista em corte para detalhamento concepção final.....	63
Figura 44 - Acopladores sistema de transmissão.....	64
Figura 45 - Diagrama de esforços no eixo.	65
Figura 46 - Itens responsáveis pela massa que causa F1 e F5.	66
Figura 47 - Item responsável pela massa 2.....	66
Figura 48 - Item responsável pela massa 3.....	67
Figura 49 - Representação esquemática e adimensional do conjunto rotor e estator.	69
Figura 50 - Representação esquemática e adimensional do conjunto representando excentricidade máxima.....	70
Figura 51 - Força magnética em função das distâncias nos eixos x e y, para condição de operação.....	70
Figura 52 - Força magnética em função das distâncias nos eixos x e y, para condição de montagem.....	72
Figura 53 - Polia movida.....	73
Figura 54 - Espaço físico que limita a distância entre centros das polias.	74
Figura 55 - Valores de fatores de correção conforme o número de dentes engrenados.....	75
Figura 56 - Medição de torque e potência do motor durante operação a 1.4Hz	76
Figura 57 - Potência admissível para correia perfil T10	77
Figura 58 - Fator de correção de largura.....	78
Figura 59 – Forças de tensionamento características referentes a correias sincronizadoras clássicas de poliuretano.....	79

Figura 60 - Seções do eixo com seus carregamentos.	81
Figura 61 - Análise de F3 durante operação.	83
Figura 62 - Análise de força cortante e momento fletor x posição para menor módulo de F3.	84
Figura 63 - Análise de força cortante e momento fletor x posição para maior módulo de F3.	84
Figura 64 - Montagem estator na viga.....	85
Figura 65 - Seção crítica para análise.....	87
Figura 66 - Elemento infinitesimal/diferencial da seção crítica.....	87
Figura 67 - Caracterização do momento fletor durante operação.	95
Figura 68 - Distribuição de carregamentos para caso de montagem.....	97
Figura 69 - Gráfico de força cortante e momento fletor por posição para caso de montagem.	97
Figura 70 - Bucha para passagem de mangueiras onde é são inseridos os rolamentos.....	98
Figura 71 - Influência do diâmetro da viga no perfil do campo magnético gerado. ...	99
Figura 72 - Rolamento com vedação sem contato do tipo 2RZ.....	100
Figura 73 - Interface SKF Bearing Calculator.....	102
Figura 74 - Rolamento com vedação de contato do tipo 2RS1.	104
Figura 75 - Dimensões rolamento 61811-2RZ	106
Figura 76 - Dimensões de encosto rolamento 61811-2RZ.....	106
Figura 77 - Dados de cálculo rolamento 61811-2RZ.....	106
Figura 78 - Montagem acoplador polia.....	109
Figura 79 - Montagem acoplador lado direito.....	110
Figura 80 - Detalhe bucha acopladores.	111
Figura 81 - Detalhe bucha proteção.	112
Figura 82 - Leiaute final do aparato.....	113
Figura 83 - Leiaute final na bancada.	113

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações de Projeto.	27
Tabela 2 - Soluções para as funções parciais.....	29
Tabela 3 - Funções parciais da concepção nove.	59
Tabela 4 - Metodologia passa/não passa.....	61
Tabela 5 - Magnitude dos carregamentos concentrados no eixo.	66
Tabela 6 - Valores para as distâncias genéricas.....	67
Tabela 7 - Equações de força cortante para cada seção do eixo.....	81
Tabela 8 - Equações de momento fletor para cada seção do eixo.....	82
Tabela 9 – Valores de força cortante na seção crítica nos dois casos de operação.	86
Tabela 10 - Valores de momento fletor na viga para os dois casos de operação.	86
Tabela 11 - Materiais inseridos no modelo matemático.	90
Tabela 12 - Propriedades mecânicas dos materiais.....	91
Tabela 13 - Diâmetros calculados pelo critério de falhas de VonMises.	91
Tabela 14 - Valores empíricos para o limite de resistência à fadiga para aços.....	92
Tabela 15 - Valores de referência para estimativa de resistência à fadiga.	92
Tabela 16 - Limite de resistência à fadiga para os materiais analisados.	92
Tabela 17 - Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga.....	93
Tabela 18 - Limite de resistência à fadiga considerando os fatores modificadores... ..	94
Tabela 19 - Diâmetro calculado para análise de fadiga pelo critério de Goodman Modificada.....	96
Tabela 20 - Variação diâmetro da viga e designação rolamento.....	101
Tabela 21 - Momento de atrito total calculado.....	102
Tabela 22 - Perda de potência por atrito em cada rolamento vedação sem contato.	103
Tabela 23 - Perda de potência por rolamento para cada diâmetro de viga.....	103
Tabela 24 - Perda de potência por atrito em cada rolamento vedação com contato.	104
Tabela 25 - Comparação da perda de potência por atrito entre sufixos 2RZ e 2RS1.	105
Tabela 26 - Fator de segurança no qual os rolamentos operam.....	107
Tabela 27 - Vida nominal em horas dos rolamentos.	107
Tabela 28 - Tabela matéria bruta e processos de fabricação acoplador polia.	109

Tabela 29- Tabela matéria bruta e processos de fabricação acoplador lado direito.	110
Tabela 30 - Tabela matéria bruta e processos de fabricação bucha acopladores. .	111
Tabela 31 - Tabela matéria bruta e processos de fabricação bucha acopladores. .	

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	15
1.1.	Definição do problema	17
1.2.	Justificativa	17
2.	OBJETIVOS	19
2.1.	Objetivos Gerais.....	19
2.2.	Objetivos específicos	19
3.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
3.1.	Refrigeração Magnética	20
4.	METODOLOGIA	22
4.1.	Projeto Integrado de Produtos	22
4.2.	Aplicação neste projeto	23
5.	DESENVOLVIMENTO	27
5.1.	Projeto Informacional	27
5.2.	Projeto Conceitual.....	27
5.2.1.	Concepção Um	30
5.2.2.	Concepção Dois.....	31
5.2.3.	Concepção Três.....	32
5.2.4.	Concepção Quatro	36
5.2.5.	Concepção Cinco.....	39
5.2.6.	Concepção Seis	42
5.2.7.	Concepção Sete.....	50
5.2.8.	Concepção Oito	54
5.2.9.	Concepção Nove.....	59
5.2.10.	Concepção Escolhida	60
5.3.	Projeto Preliminar.....	64

5.3.1.	Análise estática	64
5.3.2.	Identificação dos esforços.....	64
5.3.3.	Determinação da força magnética resultante.....	68
5.3.3.1.	Força magnética resultante em condição de operação.....	68
5.3.3.2.	Força magnética resultante em condição de montagem.....	71
5.3.4.	Determinando a força de tensionamento da correia	72
5.3.4.1.	Polia motora	73
5.3.4.2.	Comprimento da correia.....	74
5.3.4.3.	Ângulo de abraçamento da correia	74
5.3.4.4.	Cálculo da potência do motor.....	75
5.3.4.5.	Cálculo largura de correia	77
5.3.4.6.	Deflexão da correia.....	78
5.3.4.7.	Força da correia que incide na viga	79
5.3.5.	Calculando as reações nos apoios.	80
5.3.6.	Método das seções.....	80
5.3.7.	Análise da seção crítica	85
5.3.8.	Análise pelo critério de falhas de Tensão Equivalente de von Mises.....	88
5.3.9.	Determinação dos materiais para análise	90
5.3.10.	Cálculo do diâmetro mínimo pelo critério de falha de Von Mises.....	91
5.3.11.	Análise de Fadiga	91
5.3.11.1.	Limite de resistência à fadiga dos materiais selecionados.....	92
5.3.11.2.	Determinação dos fatores modificadores para fadiga	93
5.3.11.3.	Caracterização das tensões flutuantes	94
5.3.11.4.	Critério de Goodman Modificada.....	95
5.3.11.5.	Determinação do diâmetro mínimo para resistir à fadiga.....	96
5.3.12.	Análise para o caso de montagem.....	96
5.3.13.	Determinação dos rolamentos	98

5.3.14. Determinação do diâmetro final da viga.....	105
5.3.15. Verificação do rolamento selecionado	105
5.3.16. Planejamento de Processos de Fabricação	108
5.3.16.1. Acoplador polia de transmissão	109
5.3.16.2. Acoplador Lado direito	110
5.3.16.3. Bucha acopladores	111
5.3.16.4. Bucha proteção	112
5.3.16.5. Proteção.....	112
5.3.17. Leiaute Final	112
6. Considerações Finais.....	115
7. TRABALHOS FUTUROS	117
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	118

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração magnética é uma tecnologia alternativa de refrigeração para aplicações ao redor da temperatura ambiente baseada no efeito magnetocalórico (EMC). Este efeito se manifesta por meio de uma variação instantânea na temperatura de um material magnético quando submetido a uma variação de campo magnético externo. São diversas aplicações que podem ser consideradas doméstica e industrialmente. A climatização de ambientes, conservação de alimentos e controle de processos são alguns dos inúmeros exemplos da utilidade da refrigeração.

Atualmente, a grande maioria dos sistemas de refrigeração emprega a técnica de compressão mecânica de vapor, sendo essa uma forma de refrigeração bem estabelecida. Há outras tecnologias cujo uso é menos difundido, especialmente a de refrigeração por absorção (de vapores por um líquido, por exemplo, absorção de vapor de amônia por água líquida ou de vapor de água por uma solução salina) e de refrigeração por expansão de ar comprimido (usada no condicionamento de ar de aviões a jato). São tecnologias de menor eficiência energética que a tecnologia de refrigeração por compressão de vapores, portanto aplicadas apenas em situações especiais (em que há muita disponibilidade de calor ou de ar comprimido). No entanto, a utilização de substâncias agressivas ao meio ambiente, como alguns tipos de fluidos refrigerantes, passou a ser questionada devido a seus efeitos sobre o aquecimento global.

Nesse contexto, tecnologias alternativas para refrigeração à temperatura ambiente passaram a ser estudadas em busca de solucionar este problema, sendo uma delas a refrigeração magnética (Brown, 2014), que substitui o fluido refrigerante por substâncias no estado sólido. A tecnologia de refrigeração por efeito magnetocalórico é aplicada habitualmente, hoje em dia, apenas na obtenção de temperaturas muito próximas do zero absoluto em laboratórios. O funcionamento deste sistema é baseado no efeito magnetocalórico (EMC), que é a resposta térmica

que alguns materiais magnéticos apresentam quando submetidos a uma mudança de campo magnético.

Para uma classe particular de materiais magnéticos, o EMC se traduz em uma variação positiva na temperatura do material caso o campo magnético seja elevado e o mesmo esteja em condições adiabáticas. Nessas mesmas circunstâncias, a redução do campo magnético produz uma variação negativa da temperatura do material. Desta forma, o EMC pode ser caracterizado em termos de uma variação adiabática de temperatura, e cuja principal vantagem em termos de eficiência térmica é a reversibilidade termodinâmica que apresentam a maioria dos materiais magnetocalóricos conhecidos e em uso atualmente em refrigeradores magnéticos (Nielsen *et al.*, 2010).

Para aproveitar este efeito, o material magnetocalórico é aplicado como uma matriz regeneradora de calor sujeita a ciclos de magnetização e desmagnetização, o qual é conhecido como regenerador magnético ativo (RMA), sendo o componente fundamental de um sistema de refrigeração magnética. Através do RMA, escoam alternadamente dois fluxos (um frio e outro quente) de um fluido de trabalho, permitindo a transferência de calor de um reservatório térmico frio para um reservatório térmico quente. Esse fluido de trabalho pode ser água com algum aditivo anticorrosivo, de maneira que o refrigerador magnético elimine a possibilidade de contribuir à emissão de gases do efeito estufa, tornando esta tecnologia em uma das mais promissoras a substituir a compressão mecânica de vapores em aplicações que operem em temperaturas em torno da temperatura ambiente (Kitanovski *et al.*, 2015).

Para os regeneradores funcionarem são necessários sistemas de movimentação de fluido (bombeamento) e de seleção do fluxo que vai atravessar cada regenerador em diferentes momentos (válvulas direcionais), assim como trocadores de calor entre fluido e os ambientes aquele a refrigerar e outro em que o calor será rejeitado. Estes sistemas não serão discutidos no presente trabalho, podendo-se buscar explicações sobre eles nos trabalhos de Lozano (2015), Nakashima (2017) e Cardoso (2018).

O funcionamento dos regeneradores magnético-ativos (RMAs) são baseados no ciclo termomagnético de Brayton, apresentado esquematicamente na Figura 1. Tal ciclo é composto por quatro etapas, duas nas quais o material é

submetido a variações de campo magnético sob condições adiabáticas, e duas de escoamento e troca de calor a campo magnético fixo.

A eficiência dos refrigeradores magnéticos é medida de acordo com um coeficiente de performance (COP) que é um parâmetro fundamental na análise de sistemas de refrigeração. Define-se COP por meio da seguinte relação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}},$$

onde $\dot{Q}_F$ é a capacidade de refrigeração do sistema e $\dot{W}$ é a potência fornecida ao sistema. Portanto COP é a capacidade de um sistema para retirar calor sobre a potência necessária para realizar esta função. Quanto maior o COP, melhor é o desempenho do sistema de refrigeração para uma determinada diferença de temperaturas entre as fontes quente e fria.

1.1. Definição do problema

O tipo de refrigerador magnético considerado no presente trabalho, baseado em ímãs permanentes, para obter variação de campo magnético nos RMA's, exige movimento relativo entre os RMA's e os ímãs. Para haver este movimento relativo são necessários mancais e um sistema de transmissão do movimento de um motor para parte do refrigerador. O projeto mecânico do conjunto que suporta os RMA's e ímãs, incluindo o dimensionamento dos elementos do sistema de transmissão e dos mancais, para que o refrigerador seja compacto e tenha um alto coeficiente de performance (COP), é o problema fundamental para a solução do qual este trabalho procura contribuir.

1.2. Justificativa

Para induzir a variação do campo magnético se optou pelo uso de ímãs do tipo permanente, pois os valores de campo magnético são satisfatórios e eles não exigem corrente elétrica para funcionamento, diferente dos eletroímãs. No entanto, o uso de ímã permanente torna necessário o movimento relativo entre o RMA e o ímã para que aconteça o EMC. Por este motivo é necessário um sistema mecânico de transmissão e mancalização que proporcione o movimento relativo

entre os ímãs permanentes (fixados no rotor) e os RMA's (fixados no estator, junto com um cilindro de material ferromagnético).

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivos Gerais

Desenvolver o projeto conceitual e projeto preliminar, este último englobando o projeto mecânico do sistema de suporte e transmissão, usando memorial de cálculos e modelo matemático desenvolvido em *Python* para o dimensionamento dos seus elementos.

2.2. Objetivos específicos

- A. Desenvolver o projeto conceitual do aparato;
- B. Projetar o sistema mecânico estrutural;
- C. Projetar o sistema de transmissão;
- D. Desenvolver os desenhos CAD de leiaute.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

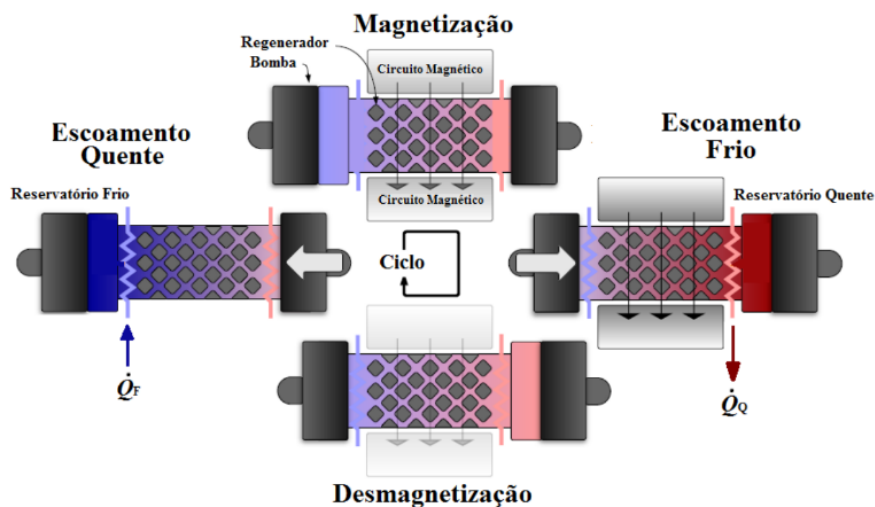
3.1. Refrigeração Magnética

O principal desafio da refrigeração magnética é a limitação da diferença de temperatura que pode ser estabelecida entre os reservatórios térmicos (ΔT_{span}) devido às baixas amplitudes da variação adiabática de temperatura (ΔT_{ad}) no material sólido refrigerante, proporcionada pelo efeito magnetocalórico (EMC). Para um material de referência como o Gadolínio (Gd), a ΔT_{ad} é de cerca de 2 a 3 K para uma variação de 1 T de campo magnético (Bahl e Nielsen, 2009). Para superar essa restrição, o material magnetocalórico é aplicado como uma matriz regeneradora de calor conhecida como regenerador magnético-ativo (RMA).

Para compreender o modo de funcionamento de um sistema de refrigeração magnética baseado em RMA's, Figura 1, representa o diagrama esquemático dos principais componentes e do ciclo de refrigeração magnética padrão. Nesta Figura 1, é representado o regenerador que contém o material magnetocalórico que será magnetizado e desmagnetizado pelo circuito magnético, alterando sua temperatura interna, indicada por meio da variação de cor das imagens entre as etapas do ciclo. Além disso, é representado o circuito magnético como ele atuará entre as etapas. A bomba hidráulica proporciona os escoamentos frio e quente através do RMA em direção aos reservatórios quente e frio, respectivamente, conforme indicado pelas setas brancas na Figura 1. No reservatório quente é realizada a rejeição de calor sensível a uma taxa $\dot{Q}_Q$ e no reservatório frio é realizada a absorção de calor sensível a uma taxa $\dot{Q}_F$.

O ciclo de refrigeração magnética padrão, apresentado na Figura 1, é baseado no chamado ciclo termomagnético de Brayton, cujas etapas, conforme Rowe *et al.* (2005) são as descritas nos parágrafos a seguir

Figura 1 - Descrição esquemática do ciclo termomagnético Brayton desenvolvido por um RMA.



Fonte: Adaptado de Trevizoli (2015).

Magnetização adiabática: Etapa na qual o material magnetocalórico, inicialmente a uma determinada temperatura e mantido em condição adiabática, é submetido a uma variação instantânea e positiva do campo magnético externo, induzindo assim um aumento de temperatura do refrigerante sólido de ΔT_{ad} devido ao EMC;

Escoamento frio: Após o aquecimento do material magnetocalórico, um fluido de trabalho auxiliar, em geral uma mistura de água e anti-congelante, de massa m e proveniente do reservatório frio, é bombeado através do regenerador. A matriz sólida é resfriada ao ceder calor ao fluido, que é aquecido a uma temperatura maior que a do reservatório quente, possibilitando a interação térmica entre eles e a rejeição de calor sensível a uma taxa $\dot{Q}_Q$. Assim, nesse sistema, o refrigerante sólido não entra em contato direto com os reservatórios térmicos;

Desmagnetização adiabática: Novamente em condições adiabáticas, o refrigerante sofre uma redução na sua temperatura de ΔT_{ad} , resultado da variação instantânea e negativa do campo magnético externo;

Escoamento quente: O fluido de trabalho proveniente do reservatório quente é bombeado através do regenerador no sentido oposto ao da etapa de escoamento frio. A matriz regenerativa mais fria é aquecida ao absorver e armazenar calor do fluido. Como consequência, o fluido de trabalho é resfriado a uma temperatura abaixo da temperatura da fonte fria, possibilitando a absorção de calor sensível, sendo esta a capacidade de refrigeração $\dot{Q}_F$ do sistema.

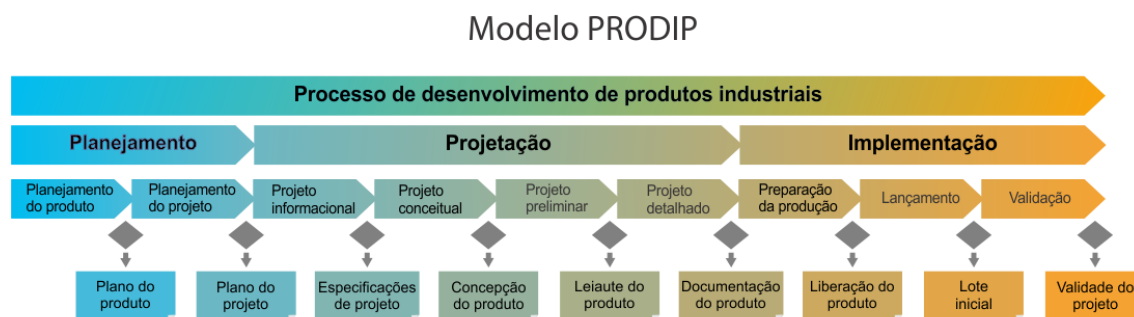
4. METODOLOGIA

4.1. Projeto Integrado de Produtos

O desenvolvimento de produtos, para ser eficiente, deve seguir alguma sistemática. Cada novo produto tem sua trajetória de desenvolvimento única, mas aspectos comuns são reunidos em metodologias ou estruturas de projeto, que servem de guia para a sistematização deste desenvolvimento. Várias destas estruturas, propostas por diversos autores, são apresentadas e discutidas em Back *et al.* (2008).

Para o desenvolvimento do refrigerador magnético completo utiliza-se como paradigma o PRODIP, resumido na Figura 2. Cabe, entretanto, ressaltar que o presente trabalho lida apenas com parte de um protótipo deste refrigerador e por esta razão não utiliza as planilhas e nem mesmo todas as etapas previstas no PRODIP.

Figura 2 - Modelo de desenvolvimento de produtos PRODIP.



Fonte: Adaptado de Back *et al.* (2008).

A primeira etapa efetivamente realizada neste trabalho foi de projeto informacional. Cabe destacar que num contexto de laboratório de pesquisa: ao invés de especificações quantitativas foram produzidas características desejadas. Em todas as etapas realizadas houve um aspecto de engenharia simultânea no modo como novas características desejadas foram sendo demandadas ao longo do processo (alterando conceitos e leiautes).

A segunda a se iniciar foi a etapa de projeto conceitual que tem como objetivo buscar por soluções conceituais para o problema, com base nas características de

projeto definidas na etapa anterior. Para tanto, ferramentas metodológicas são utilizadas, podendo-se destacar como os principais métodos empregados a síntese de funções, a matriz morfológica e as matrizes multicritério de seleção (Ogliari, 2017).

Posteriormente iniciou-se a fase de projeto preliminar onde a solução conceitual é desenvolvida. Consistiu basicamente no desenvolvimento dos leiautes e definição de elementos como formas, geometrias, materiais, processos de fabricação.

Em seguida viria a etapa de projeto detalhado no qual se fazem os detalhes da solução selecionada e onde são feitas as aprovações e documentações técnicas.

Pretendeu-se ir até a etapa de projeto preliminar, entregando o leiaute final do conjunto de suporte e transmissão com seus dimensionamentos e os memoriais de cálculo correspondentes.

4.2. Aplicação neste projeto

A partir de agora se fará um relato das etapas desenvolvidas no projeto, apesar de não se perceber com muita clareza os marcos de início e fim de cada etapa descrita na seção 4.1 pelo fato de o processo ter sido muito iterativo houve muitos avanços e retrocessos nas etapas. No entanto, as etapas de processos de desenvolvimento de produtos acabam se evidenciando e serão relatadas a seguir.

O estudo teve como principal objetivo o desenvolvimento de um projeto mecânico conceitual e o dimensionamento de elementos estruturais básicos para um sistema mecânico de um refrigerador magnético compacto.

A ideia original era fazer com que o conjunto interno e externo tivesse rotação relativa olhando do ponto de vista do *RMA*, para isso se direcionou um amplo esforço na realização de uma série de concepções, que foram avaliadas em reuniões semanais pelas equipes de projetos, sempre avaliando os critérios de projeto que foram estabelecidos anteriormente. As análises das concepções geravam discussões que acarretavam em novos critérios de projeto. Durante o desenvolvimento das concepções outra equipe trabalhava no desenvolvimento dos ímãs e com estudos mais aprofundados durante o desenvolvimento se chegou à

conclusão de que não se fazia necessário possuir um ímã interno e um externo rotacionando juntos. Aliando este fato ao das dificuldades técnicas que foram sendo apontadas ao longo do desenvolvimento, do ponto de vista dos critérios de projeto, se descartou a hipótese original e se passou a trabalhar com o ímã permanente apenas na parte exterior, fazendo com que o sistema agora tivesse configuração de rotor e estator, sendo o rotor o elemento externo e o estator o elemento interno.

Com isso, algumas dificuldades foram retiradas do objeto de estudo, fazendo possível chegar a uma concepção final com mais facilidade. Depois de decidida a concepção final se deu início a etapa de projeto preliminar com as devidas análises de projeto mecânico e verificações de elementos de máquinas, para buscar o projeto mais adequado quanto possível e saber as perdas de potência por atrito no aparato.

Sabia-se que a viga não poderia ser construída com material ferromagnético para não causar interferência no campo gerado pelo ímã permanente. Portanto foram levantadas hipóteses de materiais de trabalho que se resumiram, posteriormente, a dois materiais de ligas metálicas não magnéticas como aço inoxidável austenítico e liga de alumínio de alto desempenho.

Começou-se pela viga que sustentava todos os esforços do aparato, causados por forças de contato como a das massas dos elementos que estão apoiados sobre ele e a força de tensionamento do sistema de transmissão assim como forças de campo como a força magnética durante a operação e eventualmente durante manutenção ou montagem do aparato. Portanto se começou com uma análise estática empregando métodos aprendidos nas unidades curriculares de mecânica dos sólidos, tais como o método das seções, com o objetivo de levantar o gráfico de forças cortantes e momentos fletores ao longo do comprimento da viga, com o objetivo de saber o momento fletor máximo na seção crítica da viga.

Com a informação do máximo momento fletor na seção crítica e uma manipulação algébrica na equação para diâmetro mínimo necessário pela teoria do critério de falha por escoamento de von Mises, possibilitou a obtenção de um diâmetro mínimo, com um dado fator de segurança, que fazia com que a viga suportasse os carregamentos aos quais ela era solicitada.

No entanto, analisando a cinemática durante a operação do aparato e aliado a estudos realizados pela equipe de projeto do imã para condições de excentricidade entre rotor e estator se fez necessária uma análise de fadiga. Foram estudados, então os diferentes critérios de falhas por fadiga com o objetivo de identificar o modelo que mais se assemelhava à operação do aparato. Foi chegada à conclusão de que o aparato sofria tensões flutuantes. Com isso, foram devidamente aplicados os fatores modificadores para fadiga aos materiais estabelecidos. Fizeram-se algumas modificações algébricas na equação do critério de falha por fadiga de Goodman Modificada para tê-la em função do diâmetro, se chegou a diâmetros mínimos para a viga resistir aos carregamentos de fadiga. Analisaram-se os diâmetros e se chegou a conclusão que os carregamentos dinâmicos tem pouca influência comparados aos carregamentos estáticos, portanto para as análises posteriores foram considerados os diâmetros mínimos para carregamento estático.

Após as análises, se sabia o diâmetro mínimo da viga para suportar os carregamentos, no entanto não se havia determinado o diâmetro final.

Sabe-se, dos requisitos de projeto que se precisa ter a menor perda de potência por atrito possível, para que o coeficiente de performance não seja muito afetado. Com isso, se fez um estudo sobre os rolamentos disponíveis no mercado e se procurou pelo que oferecesse a menor perda de potência por atrito possível e se chegou aos rolamentos sem vedação.

O diâmetro da viga interfere de forma diretamente proporcional no diâmetro interno do rolamento, pois existe um elemento intermediário a eles na montagem que é apoiado na viga e no qual o rolamento é inserido. Portanto variando o diâmetro da viga varia o diâmetro interno do rolamento, consequentemente seu tamanho total e por final sua perda de potência por atrito.

Realizou-se uma breve análise variando o diâmetro da viga entre o diâmetro mínimo possível e um máximo estipulado e observando quais os diâmetros resultavam em um diâmetro interno de um rolamento comercial. Chegou-se a três valores de diâmetro de viga e consequentemente em três modelos de rolamento sem vedação comercial. Com ajuda da literatura técnica por meio dos catálogos técnicos e manuais de projeto de fabricantes de rolamentos assim como com o auxílio de uma calculadora de perda de potência por atrito disponibilizada pela fabricante se calculou a perda de potência por atrito para cada um dos três

rolamentos escolhidos, como o esperado quanto maior o rolamento maior a perda de potência nele. Portanto se escolheu o valor intermediário de diâmetro de viga.

Para efeitos de justificativa da escolha de um tipo especial de rolamento se fez a comparação da perda de potência por atrito em rolamentos comuns com vedação.

Finalizando o estudo se fez a montagem total do aparato e os desenhos de fabricação mecânica.

5. DESENVOLVIMENTO

5.1. Projeto Informacional

O projeto informacional é a primeira fase na elaboração do projeto de um produto, segundo a metodologia PRODIP, sua saída são as especificações de projeto. No caso deste trabalho, algumas das especificações de projeto foram extraídas por meio de reuniões com os clientes e as demais foram definidas ao longo do processo de desenvolvimento dos conceitos. Isso, apesar de contra intuitivo, se deu pelo fato de que muitos fatores iam sendo definidos na medida em que as concepções iam avançando e análises a respeito de montagem e operação iam sendo realizadas.

Portanto, a Tabela 1 mostra as especificações de projeto finais para o desenvolvimento do aparato.

Tabela 1 - Especificações de Projeto.

Especificações de Projeto
Ter o menor consumo elétrico possível
Ser o mais compacto possível
Ter o menor número de componentes
Utilizar elementos de materiais não magnéticos
Utilizar materiais disponíveis no laboratório
Ser de fácil montagem
Ser de fácil manutenção
Proporcionar que o rotor e o estator sejam concêntricos
Proporcionar o menor desalinhamento possível entre o rotor e estator
Proporcionar que o ímã tenha rotação constante com frequência de dois Hz

Fonte: Próprio Autor.

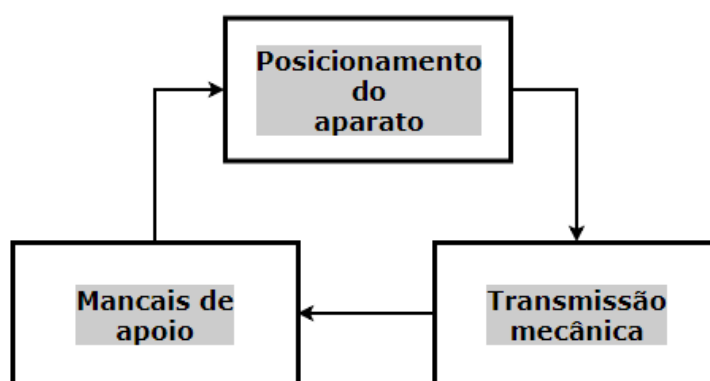
5.2. Projeto Conceitual

Nesta fase do projeto, serão apresentadas as características das diferentes concepções para o aparato.

Para auxiliar no desenvolvimento do aparato se utilizou o método conhecido como síntese funcional ou estrutura funcional, desenvolvido por Back *et al.* (2008). O método tem como objetivo descrever a função global do aparato.

Portanto se gerou a estrutura funcional do aparato que tem como objetivo auxiliar, posteriormente, na determinação das possíveis soluções para cada item, por meio da discretização em funções parciais. A estrutura funcional pode ser vista na Figura 3.

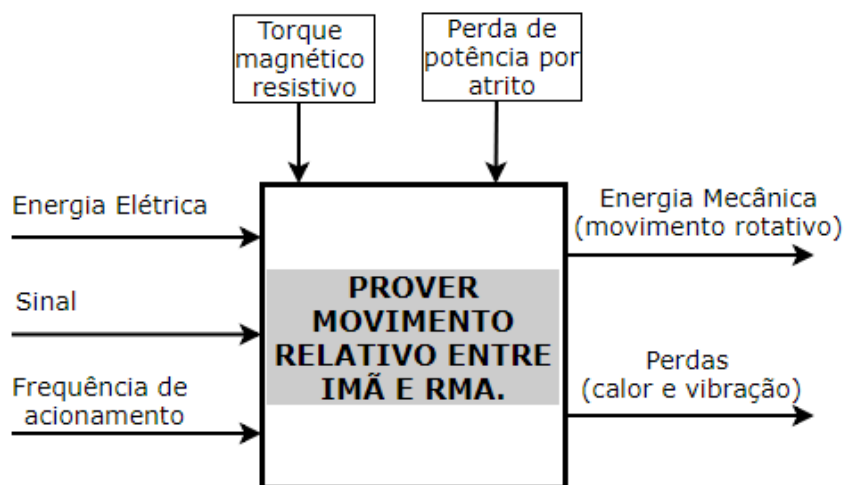
Figura 3 - Estrutura funcional.



Fonte: Próprio Autor.

A partir da estrutura funcional é possível obter a função global do aparato, que tem seus parâmetros de entrada representados no lado esquerdo, as saídas do lado direito e as perturbações localizadas a cima, a função global pode ser vista na Figura 4.

Figura 4 - Função global.



Fonte: Próprio Autor.

A partir das funções parciais, se propuseram alguns conjuntos de soluções que deverão ser analisados durante a etapa do projeto conceitual com a elaboração de diversos conceitos. Os quais serão avaliados de acordo com o cumprimento ou não das especificações de projeto. A Tabela 2 mostra as funções parciais com suas respectivas soluções.

Tabela 2 - Soluções para as funções parciais.

Funções parciais	Solução
Posicionamento do aparato	Vertical
	Horizontal
Transmissão mecânica	Engrenagem
	Polia e correia
	Corrente
Mancais de apoio	Rolamentos radiais
	Rolamentos axiais

Fonte: Próprio Autor.

A partir de agora serão expostas as diversas concepções desenvolvidas que tem como objetivo demonstrar a evolução das concepções na medida em que iam sendo impostos novos requisitos de projeto por meio de análise de montagem e operação dos conceitos desenvolvidos.

Um exemplo de circuito magnético pode ser o de (Bjørk *et al.*, 2010) que foi utilizado na bancada de (Engelbrecht *et al.*, 2012), que é um dos protótipos que atingiu as maiores capacidades de refrigeração, em aplicações à temperatura ambiente. Porém, nesta bancada era o regenerador que rotacionava, o que gerava muito atrito e vazamentos. A ideia do grupo PoloMag foi aproveitar as ideias boas mas simplificar esse projeto, tentando uma maneira de fazer os ímãs girarem em vez do regenerador, da mesma forma em que foi desenvolvido os protótipos de Trevizoli (2015) e Lozano (2016).

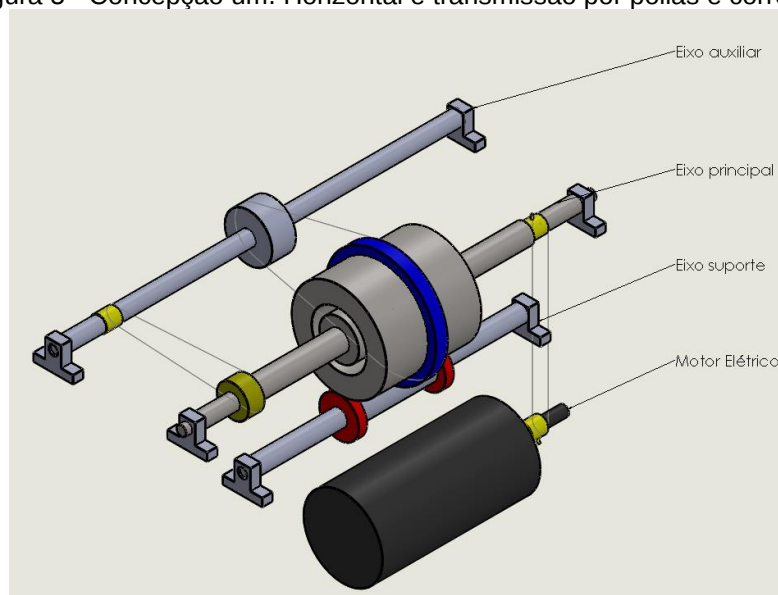
Faz-se necessário lembrar que os objetivos específicos do projeto foram levantados com base nos requisitos e especificações dos clientes, no caso os membros da equipe responsáveis pelo projeto. Isso ocorreu ao longo do período do estágio a cada análise de solução demonstrada em reuniões a respeito do andamento do projeto.

Salienta-se que serão mostradas diversas concepções nas quais existem dois conjuntos de ímãs, um interno e outro externo, girando ao mesmo tempo e à mesma rotação. Serão levantados diversos modelos conceituais e posteriormente se chegará a conclusão de que a melhor solução é substituir o conjunto interno de ímãs por um núcleo de aço-silício estacionário mantendo apenas o conjunto externo de ímãs com rotação.

5.2.1. Concepção Um

Desenvolveu-se então uma primeira concepção, que pode ser vista na Figura 5.

Figura 5 - Concepção um. Horizontal e transmissão por polias e correias.



Fonte: Próprio Autor.

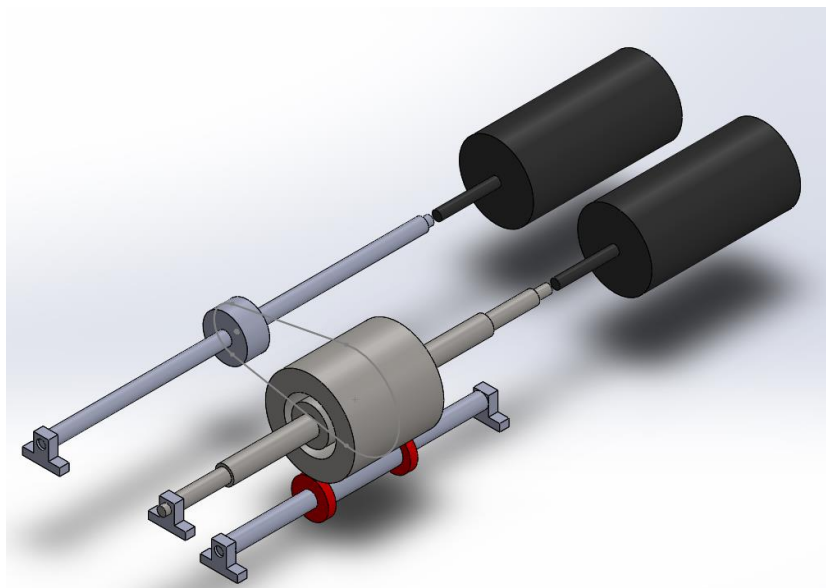
A concepção um se baseia em o ímã interno constituir o eixo principal e o ímã externo estar sustentado no eixo suporte, que conta com rolamentos de alta capacidade de carga radial para suportar a massa do ímã externo e permitir que o mesmo tenha o grau de liberdade referente à rotação livre. O acionamento desta concepção é feita por meio de um motor elétrico e a transmissão é feita por polias e correias sincronizadoras com relações de transmissão de modo a elevar as frequências de rotação do eixo auxiliar para que os ímãs tenham rotação na mesma frequência e mesmo sentido.

Analizou-se a concepção um e se chegou à conclusão de que o sistema não garantia algumas das especificações de projeto como ser compacto e ter poucos elementos até problemas de projeto um pouco mais severos como garantir mesma frequência de rotação e ter desalinhamento micrométrico entre os ímãs.

5.2.2. Concepção Dois

Fez-se necessária a criação de uma nova concepção para análise. Seguiu-se o modelo da concepção anterior e se tentou solucionar alguns dos problemas que a mesma apresentava. Para deixar o projeto mais compacto, decidiu-se pela implementação de acionamento duplo e se continuou apostando na ideia do eixo suporte para sustentação do ímã externo e sistema de transmissão por polia e correia para o eixo auxiliar acionar o ímã externo. A concepção dois pode ser vista na Figura 6.

Figura 6 - Concepção dois. Acionamento duplo.



Fonte: Próprio Autor.

Analizou-se a concepção dois e se chegou à conclusão de que o projeto proposto continuava não atendendo a algumas especificações de projeto, tais como sistema compacto e baixo consumo elétrico por conta do duplo acionamento.

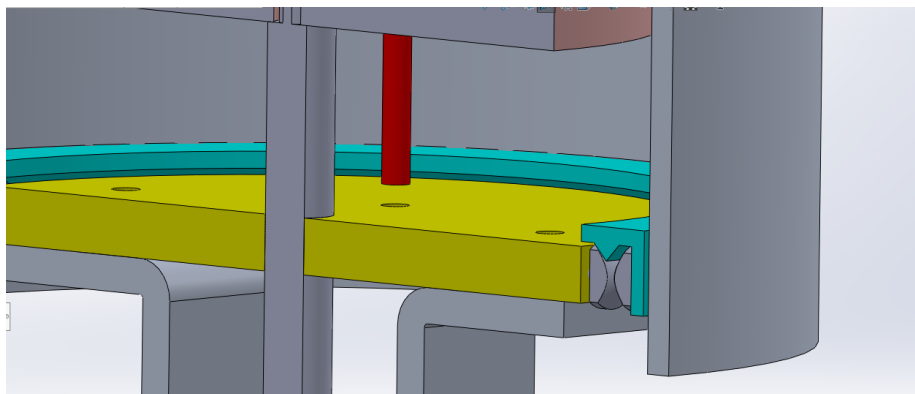
5.2.3. Concepção Três

A partir da reunião de discussão com os membros da equipe a respeito da concepção dois o projeto estava mais maduro e foram apresentadas mais informações a respeito do projeto, tais como a de um regenerador que deve estar concêntrico aos ímãs e deve ter uma folga diametral de um mm de cada ímã. Decidiu-se que, para facilitar a execução do projeto, os ímãs teriam uma camada usinável de cinco mm ao longo de toda a sua área, fazendo possível o uso de um alongador de material não magnético do ímã exterior.

Também se propôs o conceito de internalização dos componentes, ou seja, que todos os elementos de mancalização e transmissão deveriam ficar mais perto quanto fosse possível dos ímãs com o objetivo de tornar o conjunto o mais compacto possível.

Uma primeira concepção de mancalização foi idealizada e pode ser vista na Figura 7.

Figura 7 - Mancalização por meio de trilho-guia.

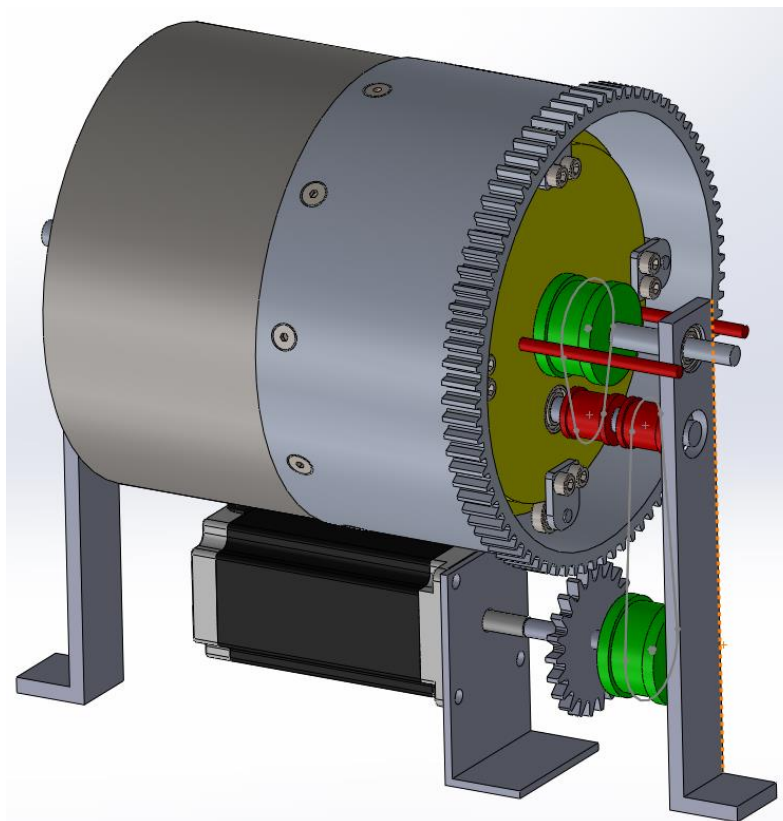


Fonte: Próprio Autor.

Este conceito consiste em um mancal principal com um rolamento central no eixo principal que permite rotação livre do eixo principal interno e do trilho-guia externo. Portanto permite sustentação de todo o sistema externo e rotação ao mesmo tempo. No entanto o conceito foi descartado, pois descumpre uma das especificações. Analisando o conceito se teve o receio de que as folgas, no sentido radial, implícitas no sistema de trilho e roldana iriam causar um desalinhamento axial dos ímãs. Com isso iria gerar muita vibração e perda de energia.

Com base no que foi aprendido depois de algumas concepções feitas e no amadurecimento do projeto, foi realizada uma terceira concepção que pode ser vista na Figura 8.

Figura 8 - Concepção três com um motor elétrico.

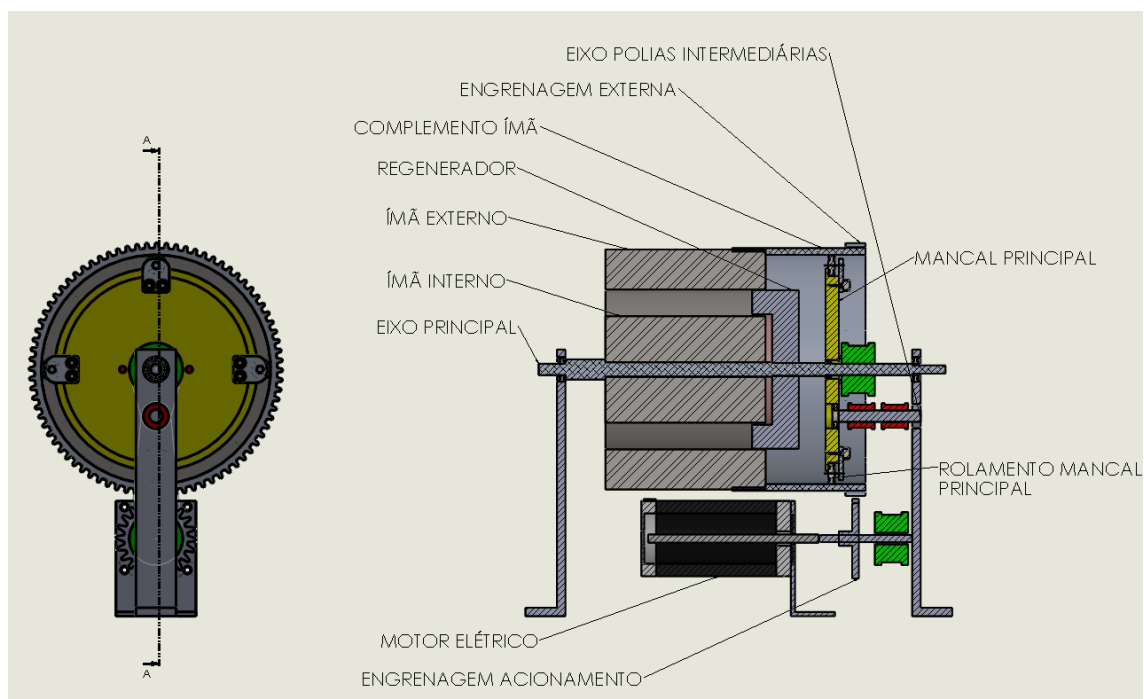


Fonte: Próprio Autor.

A concepção três consiste em um eixo principal que suporta o ímã interno, o regenerador, o mancal principal e a polia de acionamento do ímã interno. O ímã externo está fixado mecanicamente por meio de parafusos em sua camada usinável ao complemento do ímã que deve ser concebido em material não magnético e de alta resistência mecânica, como aço inoxidável ou alumínio. O ímã externo e seu complemento unidos são suportados pelo mancal principal que consiste em um disco de material não magnético e de alta resistência mecânica com um rolamento central para passagem do eixo principal e rolamentos fixados na sua periferia ao longo de seu perímetro que permitem contato com pré carga com o complemento do ímã externo. Este conceito de mancal principal permite que o ímã externo esteja suportado e que tenha o grau de liberdade responsável pela rotação livre.

Mais detalhes da composição e distribuição dos elementos podem ser vistos na Figura 9.

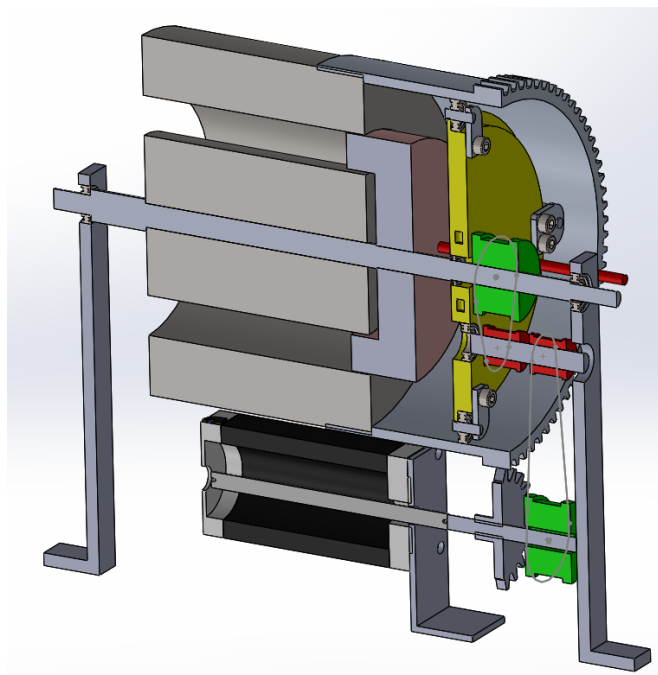
Figura 9 - Composição da concepção três.



Fonte: Próprio Autor.

Fez-se um corte na vista isométrica em três dimensões para uma melhor visualização da composição da concepção três.

Figura 10 - Vista em corte para detalhamento interno.



Fonte: Próprio Autor.

O acionamento da concepção três é feito por um motor elétrico. A transmissão para o ímã externo é feita por meio de uma engrenagem acoplada ao eixo do motor e uma acoplada externamente ao complemento do ímã externo.

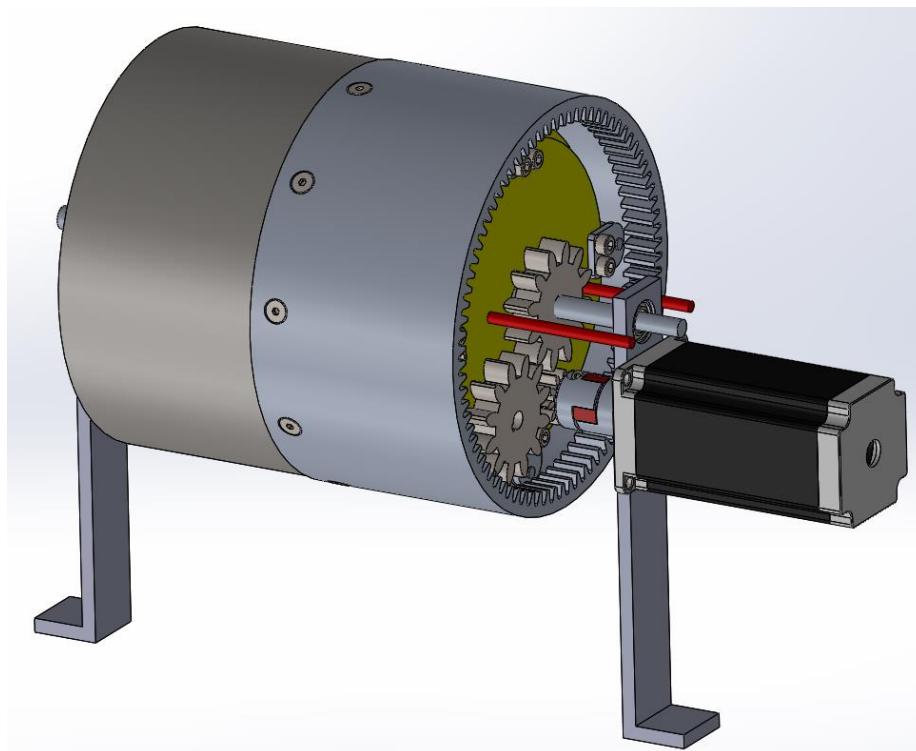
A transmissão para o ímã interno é feita por meio de polias e correias sincronizadoras. Faz-se necessário o uso de um eixo intermediário que tem a função de permitir que o eixo principal tenha rotação no mesmo sentido do eixo de acionamento do motor elétrico. O eixo intermediário também tem a finalidade de elevar a frequência de rotação por meio de relação de transmissão para que se anulem as possíveis perdas de rendimento mecânico causadas, fazendo com que o eixo principal tenha a mesma frequência de rotação do ímã externo.

Após nova reunião com os membros da equipe para apresentação da concepção três se chegou à conclusão de que ainda não atendia a algumas especificações de projeto.

5.2.4. Concepção Quatro

Necessitava-se ainda de um sistema mais compacto. Com isso se desenvolveu a concepção quatro, que pode ser vista na Figura 11.

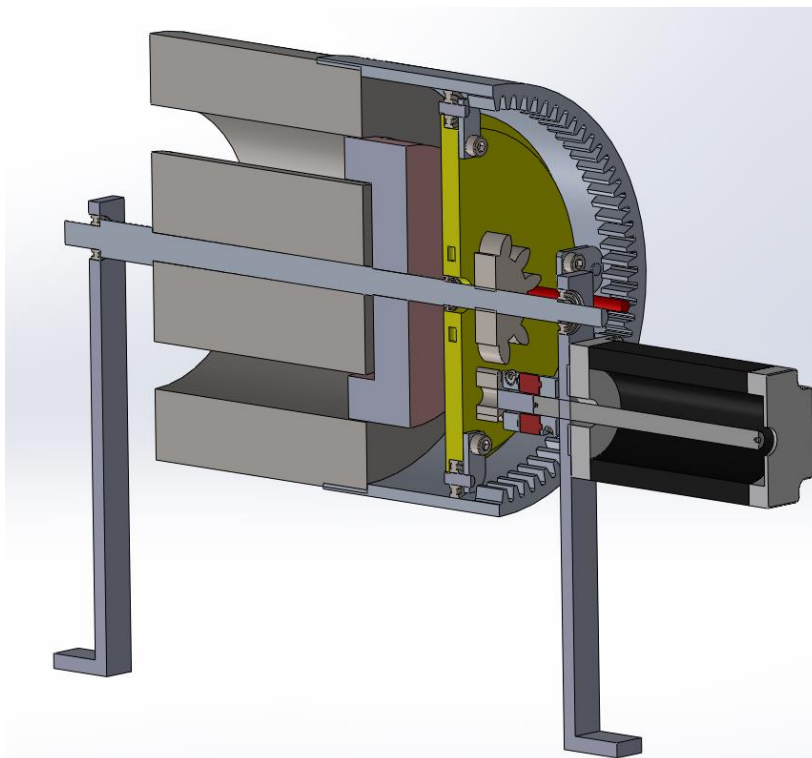
Figura 11 - Concepção quatro. Engrenagens internas.



Fonte: Próprio Autor.

A quarta concepção tem o mesmo princípio de mancalização da concepção anterior, mudando apenas o sistema de transmissão mecânica com o objetivo de tornar o sistema mais compacto. Portanto a concepção quatro conta com o sistema de transmissão com um trem de engrenagens sendo uma motora, uma intermediária, uma acoplada ao eixo principal do ímã interno e uma engrenagem interna acoplada ao complemento que é unido ao ímã externo. O acionamento é feito por um motor elétrico. Uma vista em corte para detalhamento interno pode ser vista na Figura 12.

Figura 12 - Vista em corte para detalhamento interno da quarta concepção.



Fonte: Próprio Autor.

Analisando a quarta concepção surgiu o receio de que com um motor não fosse possível o sincronismo de frequência de rotação, por conta das perdas de rendimento mecânico. Portanto se fez necessária uma análise mais criteriosa. Buscou-se na literatura por rendimentos em transmissões mecânicas com o objetivo de encontrar os fatores de rendimento de cada tipo de elemento. Fez-se um script usando a linguagem de programação interpretada *Python* utilizando o *software jupyter notebook* para automatizar a tarefa de desenvolvimento dos cálculos. Assim se pode alterar facilmente o tipo de relação de rendimento mecânico bem como suas respectivas quantidades e calcular rapidamente a perda de potência. O script desenvolvido com os fatores de rendimento e o resultado de perda de potência podem ser visto na Figura 13.

Figura 13 - Cálculo de rendimento mecânico para a quarta concepção.

```
In [6]: re = 0.96 #rendimento mecânico para engrenagens usinadas
rpc = 0.95 #rendimento mecânico para polias e correias
rr = 0.98 #rendimento mecânico para rolamentos
e = 3 #quantidade de engrenamentos
pc = 0 #quantidade de transmissões por polia e correia
r = 8 #quantidade de rolamentos

perdas_rendimento = (re**e)*(rpc**pc)*(rr**r)
perdas_rendimento_real = (1 - perdas_rendimento)*100
print('Perdas de potência por atrito = ', "%.2f" % perdas_rendimento_real, '%')

Perdas de potência por atrito = 24.73 %
```

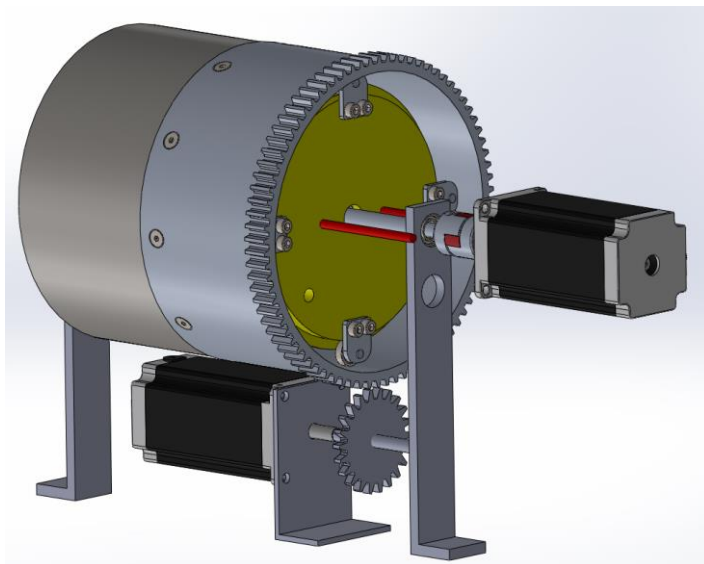
Fonte: Próprio Autor.

Portanto, com base no cálculo efetuado se chegou à conclusão de que o motor deve ser dimensionado considerando o fato de que aproximadamente 25% da sua potência se perdem por conta dos fatores de rendimentos mecânicos.

5.2.5. Concepção Cinco

Com base nisso, se começou a considerar a utilização de dois motores para acionar os ímãs. Portanto se desenvolveu uma quinta concepção, que pode ser vista na Figura 14.

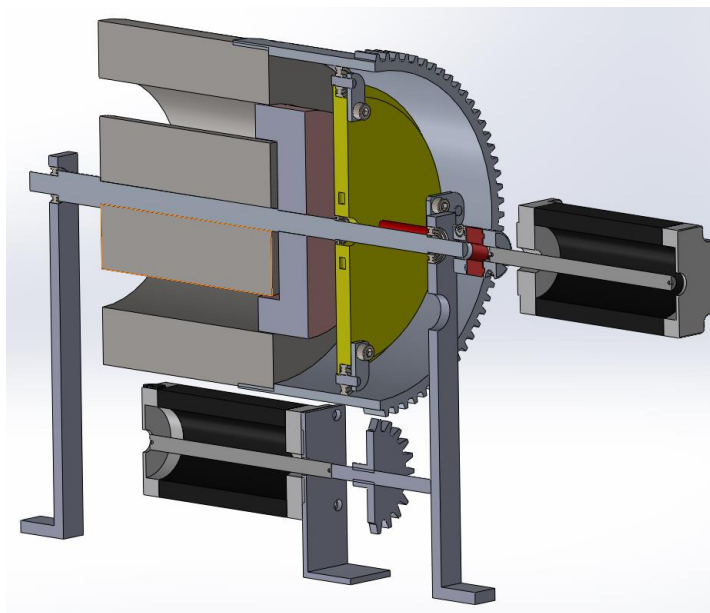
Figura 14 - Concepção cinco, utilizando dois motores.



Fonte: Próprio Autor.

A quinta concepção se assemelha muito às concepções anteriores. No entanto sua mudança principal se dá pelo acionamento distinto dos ímãs feitos por dois motores elétricos. Mais detalhes da concepção cinco podem ser vistos no corte de detalhamento feito na Figura 15.

Figura 15 - Vista em corte para detalhamento interno da quinta concepção.



Fonte: Próprio Autor.

Para análise mais criteriosa da concepção foi aplicado o estudo de rendimentos mecânicos aos eixos distintos, considerando seus respectivos fatores de rendimento mecânico. Portanto aplicando as informações do eixo que aciona o ímã interno ao script desenvolvido em *Python*, se tem a perda de potência por rendimento mecânico para o acionamento do ímã interno, que pode ser visto na Figura 16.

Figura 16 - Cálculo de rendimento mecânico acionamento ímã interno.

```
re = 0.96 #rendimento mecânico para engrenagens usadas
rpc = 0.95 #rendimento mecânico para polias e correias
rr = 0.98 #rendimento mecânico para rolamentos
e = 0 #quantidade de engrenamentos
pc = 0 #quantidade de transmissões por polia e correia
r = 3 #quantidade de rolamentos

perdas_rendimento = (re**e)*(rpc**pc)*(rr**r)
perdas_rendimento_real = (1 - perdas_rendimento)*100
print('Perdas de potência por atrito = ', "%.2f" % perdas_rendimento_real, '%')

Perdas de potência por atrito = 5.88 %
```

Fonte: Próprio Autor.

Fez-se a mesma análise para o acionamento do ímã externo e o resultado pode ser visto na Figura 17.

Figura 17 - Cálculo de rendimento mecânico acionamento ímã externo.

```
re = 0.96 #rendimento mecânico para engrenagens usadas
rpc = 0.95 #rendimento mecânico para polias e correias
rr = 0.98 #rendimento mecânico para rolamentos
e = 1 #quantidade de engrenamentos
pc = 0 #quantidade de transmissões por polia e correia
r = 5 #quantidade de rolamentos

perdas_rendimento = (re**e)*(rpc**pc)*(rr**r)
perdas_rendimento_real = (1 - perdas_rendimento)*100
print('Perdas de potência por atrito = ', "%.2f" % perdas_rendimento_real, '%')

Perdas de potência por atrito = 13.22 %
```

Fonte: Próprio Autor.

Analisando-se os cálculos de rendimento se chega à conclusão de que se perde menos potência usando dois motores pelo fato de eliminar o uso de elementos mecânicos intermediários para transmissão de potência.

No entanto, se desconhece ainda nesta etapa de projeto a potência necessária dos motores elétricos para acionamento do sistema. Portanto se faz necessária uma análise de torque necessário para acionamento para dimensionar o motor elétrico e analisar o consumo elétrico para decidir então o uso de um ou dois motores elétricos para acionamento do sistema.

Fez-se uso das ferramentas de avaliação de propriedades de massa do software SolidWorks em cada conjunto referente aos eixos de acionamento para conseguir os momentos de inércia ao redor dos eixos principais, para determinação do torque de acionamento. Com essas informações e demais pesquisas nos materiais bibliográficos sobre dimensionamentos de motores elétricos se fez um script em *Python* para automatizar a tarefa de cálculo de torque de acionamento. O script com os cálculos feitos podem ser vistos na Figura 18.

Figura 18 - Cálculo de torque de acionamento dos motores elétricos.

```

#interno
from numpy import *
me = 1.62e-6 #momento de inércia do eixo principal (kg*m²)
mii = 3.81e-3 #momento de inércia do ímã interno (kg*m²)
mmotor = 0 #momento de inércia do rotor do motor, se deixará 0 por enquanto (kg*m²)
m_total = me+mii+mmotor #momento de inércia total que incidirá sobre o motor (kg*m²) também pode ser considerado de conjugado res

#externo
mc = 5.59e-3 #momento de inércia do complemento unido ao ímã externo (kg*m²)
mie = 7.84e-2 #momento de inércia do ímã externo (kg*m²)
meng = 0 #momento de inércia da engrenagem motora, se deixará 0 por enquanto (kg*m²)
m_total_ext = mc+mie+meng+mmotor

n = 120 #frequência de rotação 2Hz, definida por requisitos de projeto (RPM)
Ta = 2 #tempo de aceleração de dois segundos (s)

aceleracao_angular = pi*n/(30*Ta)
torque_aceleracao = m_total*aceleracao_angular
print(40*' ')
print('Conjunto ímã interno:')
print('Torque de aceleração =', "%.2f" % torque_aceleracao, 'Nm')

print(40*' ')
print('Conjunto ímã externo:')

torque_aceleracao_ext = m_total_ext*aceleracao_angular
print('Torque de aceleração =', "%.2f" % torque_aceleracao_ext, 'Nm')

print(40*' ')

```

```

Conjunto ímã interno:
Torque de aceleração = 0.02 Nm

```

```

Conjunto ímã externo:
Torque de aceleração = 0.53 Nm

```

Fonte: Próprio Autor.

Nesta etapa se sabe as perdas de potência causada pelos fatores de rendimento mecânico e se tem o torque necessário para acionamento dos dois ímãs independentes. Portanto se pode analisar e determinar o uso de um ou dois motores.

Realizando uma rápida pesquisa de mercado se chegou à conclusão de que um motor comercial para o acionamento do eixo interno, com torque de 0,1Nm, teria um consumo elétrico de aproximadamente 30W isto foi levado para os tomadores de decisão e se definiu que o consumo elétrico era demasiado. Por este fato se inviabiliza o uso de dois motores elétricos para acionamento distinto dos eixos.

5.2.6. Concepção Seis

Faz-se necessário o estudo de novas concepções, concentrando os esforços em conceber uma concepção com um rendimento mecânico melhor.

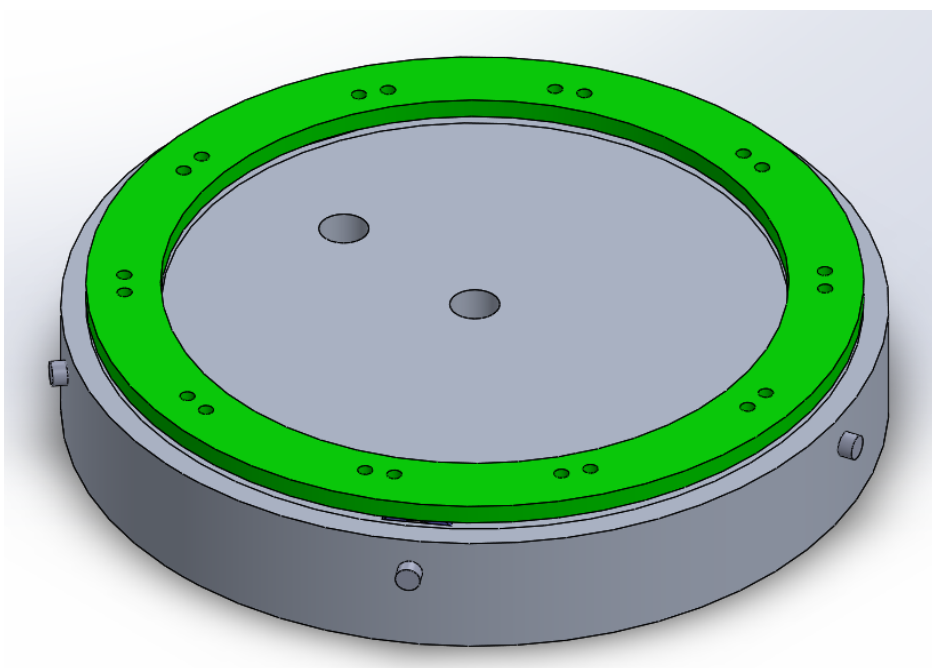
Com base em todos os aprendizados até o presente momento nas análises e discussões de todas as concepções anteriores, se chegou à conclusão de

que um conceito posicionado verticalmente faria com que tivesse menores perdas de rendimento mecânicas.

Para isso foi necessário o desenvolvimento de um novo conceito de mancal principal, pois o conceito que se estava analisando até o presente momento teria complicações de posicionamento na concepção de sistema vertical, tendo em vista que não se conseguiria sustentar o sistema externo verticalmente pelo fato de o mancal não travar este grau de liberdade.

Desenvolveu-se uma nova concepção de mancal principal, que pode ser vista na Figura 19. Este mancal principal consiste em uma base de material metálico não magnético de alta resistência mecânica com uma pista usinada e rasgos para embutir rolamentos com alta capacidade de carga radial que são embutidos em cilindros com perfil fêmea onde será encaixado, por interferência mecânica, a pista de rolagem que é representada em verde na Figura 19.

Figura 19 - Conceito dois de mancal principal.

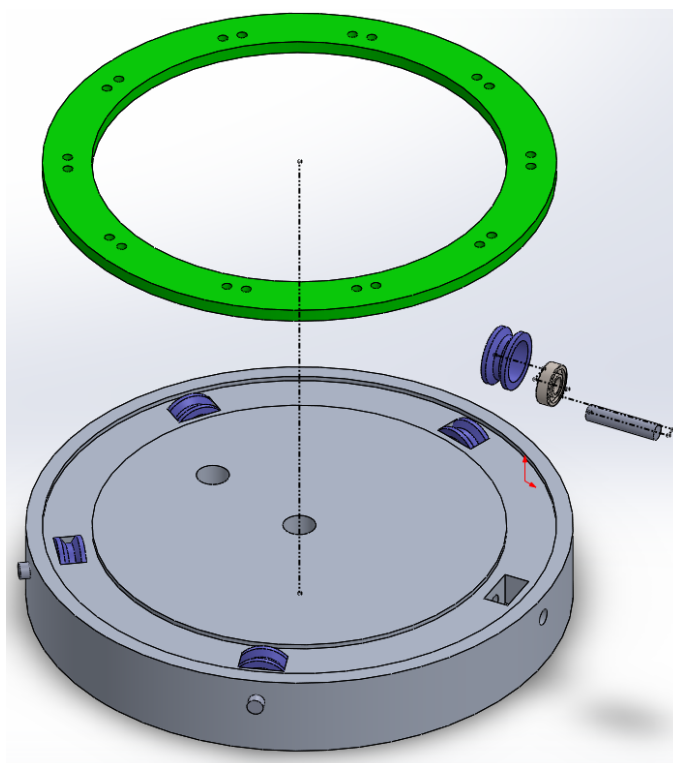


Fonte: Próprio Autor.

Detalhes de montagem do mancal principal podem ser vistos na Figura 20, onde os elementos descritos acima podem ser visualizados. Faz-se necessário lembrar que o número de rolamentos necessários ainda não foi especificado nesta etapa do projeto, pois não se fez uma análise de carregamentos mecânicos no qual o mancal está exposto. No entanto, como a quantidade de rolamentos é diretamente

proporcional à perda de potência por rendimento mecânico como se viu anteriormente, será feita futuramente a análise de esforços no mancal principal com o objetivo de dimensionar os rolamentos e suas respectivas quantidades necessárias.

Figura 20 - Vista explodida concepção dois mancal principal.

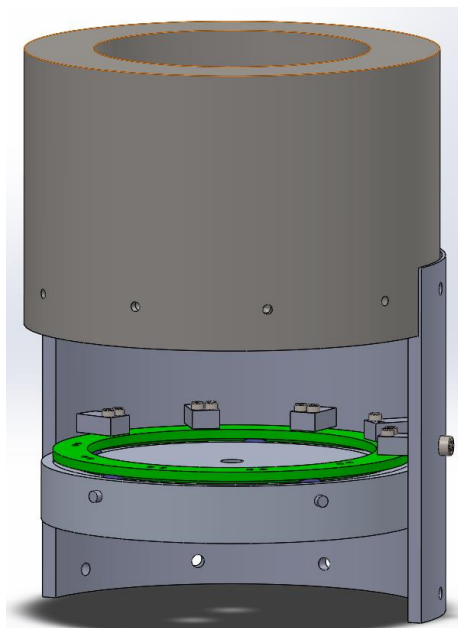


Fonte: Próprio Autor.

A concepção de mancal proposta se mostra suficiente com relação aos requisitos de projeto. Fez-se a análise e ele é capaz de permitir sustentação vertical do sistema de ímã externo, permite o grau de liberdade referente à rotação do ímã externo e sustenta todo o conjunto aterrando mecanicamente o sistema na bancada. Os rolamentos deverão ser selecionados levando em consideração a capacidade de carga radial e se deverão dimensionar os eixos de apoio do rolamento para os carregamentos suportados pela pista demonstrada em verde na Figura 20.

O módulo que compreende o sistema de ímã externo pode ser visto na Figura 21.

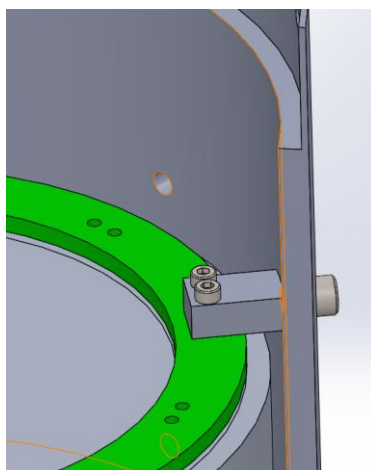
Figura 21 - Módulo de ímã externo.



Fonte: Próprio Autor.

Para fixação do mancal principal no complemento unido ao ímã externo, para permitir a transmissão de rotação e sustentação vertical, se desenvolveu blocos metálicos de material não magnético com dois furos na face superior para fixação na pista de rolamentos do mancal principal e um furo na face lateral para fixação e união com o complemento unido ao ímã externo. Isto pode ser visto na Figura 22.

Figura 22 - Fixação do mancal principal no complemento unido ao ímã externo.



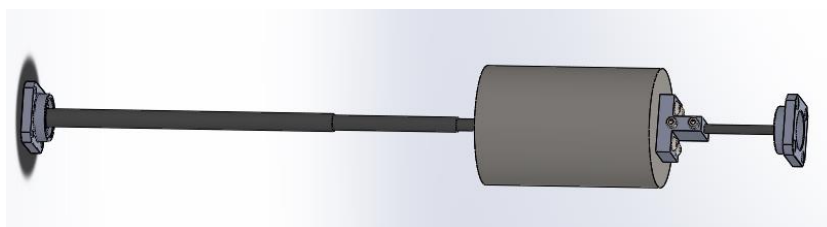
Fonte: Próprio Autor.

A quantidade de elementos para fixação e união deve ser especificada levando-se em consideração os esforços mecânicos no qual estes elementos são

submetidos. Em uma etapa posterior ao projeto conceitual este estudo será realizado.

O módulo do ímã interno é composto por dois mancais de rolamento axiais nas extremidades, um eixo principal escalonado para posicionamento dos elementos e um mancal fixado na face superior do ímã que é unido ao eixo por meio de parafusos com o objetivo de permitir fixação do ímã ao eixo e permitir sincronismo de rotação entre eles. O módulo do ímã interno pode ser visto na Figura 23.

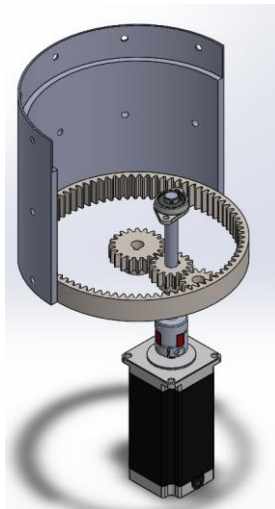
Figura 23 - Módulo de ímã interno.



Fonte: Próprio Autor.

Desenvolveu-se também um conceito com um módulo de transmissão com mais detalhes, que pode ser visto na Figura 24. Nele uma cremalheira circular (engrenagem de dentes internos) é unida por parafusos à capa do ímã externo, uma engrenagem é unida ao eixo principal para transmitir potência ao ímã interno, uma engrenagem motora (ligada ao motor elétrico) tem contato tanto com aquela do eixo principal quanto com uma engrenagem intermediária que tem a finalidade de fazer com que a cremalheira circular e o ímã externo tenham o mesmo sentido de rotação da engrenagem ligada ao eixo principal.

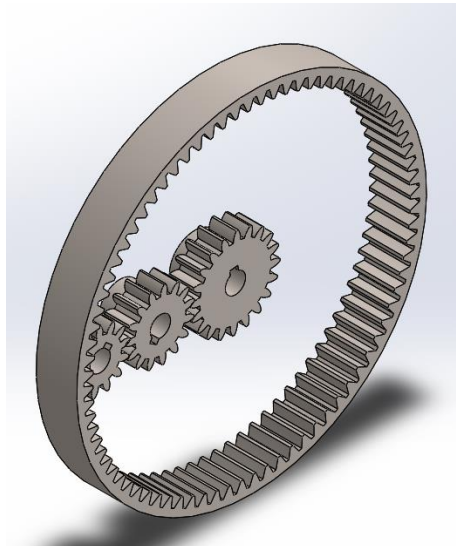
Figura 24 - Módulo de transmissão.



Fonte: Próprio Autor.

Fez-se necessário o dimensionamento das engrenagens com relação ao módulo e número de dentes para saber se era possível inserir o total de três engrenagens no interior da engrenagem interna, que pode ser visto na Figura 25.

Figura 25 - Sistema de transmissão, trem de engrenagens.



Fonte: Próprio Autor.

Sabia-se que o diâmetro externo da engrenagem de dentes internos deveria ser igual a 172 mm. Com essa informação e definindo o módulo igual a dois, se usou a equação de diâmetro externo de engrenagens de dentes retos para determinar o número de dentes, totalizando 84 dentes.

Sabe-se também que a engrenagem externa e interna devem ter a mesma frequência de rotação, no valor de dois Hz (120RPM). Portanto se definiu

que a engrenagem interna deveria ter módulo igual a dois e 20 dentes. Com isso, se fez um script em *Python* para automatizar a tarefa de calcular o número de dentes e velocidade angular das engrenagens motora e intermediária, como pode ser visto na Figura 26.

Figura 26 - Dimensionamento do trem de engrenagens.

```
#Dimensionamento do trem de Engrenagens
#Disposição de cada engrenagem - Sentido = centro para exterior - Nomenclatura = engrenagem
#(1 = engrenagem_eixo_principal)+(2 = engrenagem_motora)+(3 = engrenagem_intermediaria)+
#(4 = engrenagem_interna_iexterno)

rotacao1 = 120 #2Hz no eixo do ímã interno
dentes1 = 20
relacao1 = rotacao1*dentes1

#Cálculo número de dentes engrenagem motora (engrenagem 2)
rotacao2 = 160 #rotação da engrenagem motora (RPM)
dentes2 = relacao1/rotacao2
relacao2 = rotacao2*dentes2
print('Velocidade engrenagem motora (2) = ', "%.1f"%rotacao2, 'RPM')
print('Qdt dentes engrenagem motora (2) = ', "%.1f"%dentes2, 'dentes')
print(40*'_')

#Cálculo número de dentes engrenagem intermediária (engrenagem 3)
rotacao3 = 1.2*rotacao2 #20% a mais de rotação para equilibrar perdas.
dentes3 = relacao2/rotacao3
relacao3 = rotacao3*dentes3
print('Velocidade engrenagem 3 = ', "%.1f"%rotacao3, 'RPM')
print('Qdt dentes engrenagem 3 = ', "%.1f"%dentes3, 'dentes')
print(40*'_')

Velocidade engrenagem motora (2) = 160.0 RPM
Qdt dentes engrenagem motora (2) = 15.0 dentes

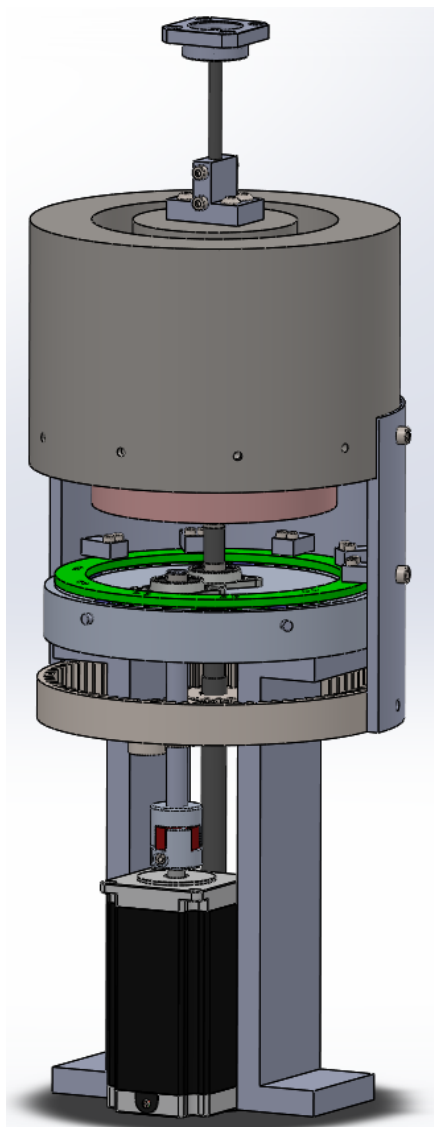
Velocidade engrenagem 3 = 192.0 RPM
Qdt dentes engrenagem 3 = 12.5 dentes
```

Fonte: Próprio Autor.

Analisando os cálculos, se pode ver que se utilizou uma velocidade angular 33% maior na engrenagem motora e cerca de 60% maior na intermediária na determinação do número de dentes das engrenagens com o objetivo de equilibrar as perdas de potência por rendimentos mecânicos. Em uma etapa posterior ao projeto conceitual, com novas análises feitas e elementos determinados, esta mesma análise será retomada com o objetivo de determinar as frequências de rotação exatas para equilibrar as perdas de potência por atrito e garantir que os dois ímãs tenham a mesma frequência de rotação.

Portanto se uniu os módulos e formou-se a concepção seis, que pode ser vista na Figura 27.

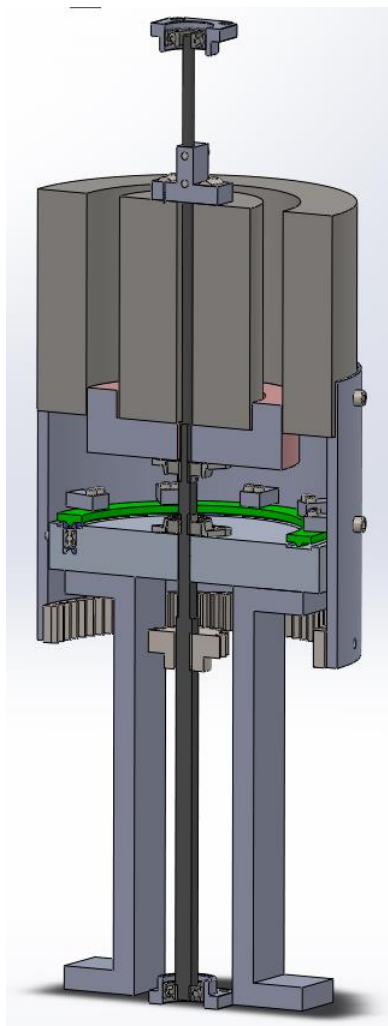
Figura 27 - Concepção seis.



Fonte: Próprio Autor.

Um corte na vista isométrica foi feito para melhor visualização dos detalhes internos do sistema e pode ser vista na Figura 28.

Figura 28 - Corte para detalhamento da concepção seis.



Fonte: Próprio Autor.

Nota-se que a concepção ainda apresenta alguns problemas no que diz respeito à facilidade de montagem e manutenção. No entanto são necessários alguns ajustes pontuais. Portanto buscando resolver o problema da facilidade de montagem se pensou na utilização de dois eixos principais acoplados mecanicamente por um acoplador rígido a ser dimensionado em uma etapa posterior ao projeto conceitual.

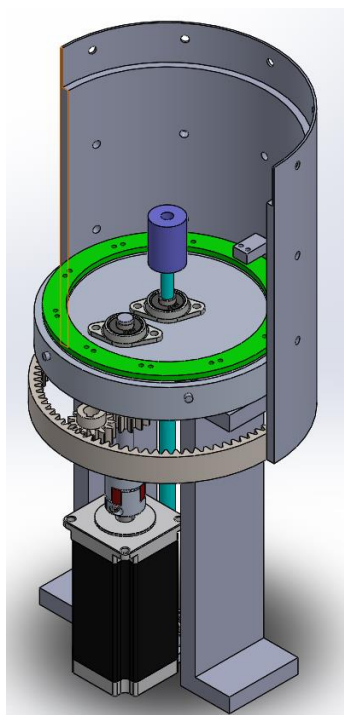
5.2.7. Concepção Sete

Com o intuito de melhorar aspectos de montagem e manutenção se começou a pensar em maneiras de modularizar mais as concepções. Com isso se criou a concepção número sete que carrega consigo os mesmos elementos da concepção anterior, no entanto tem o objetivo de ser modularizada.

Para isso ocorrer, se pensou em dois sub módulos que seriam o módulo de transmissão e mancalização que já foram apresentados previamente que formariam o módulo de transmissão mecânica. O outro módulo seria o módulo dos ímãs. Ambos serão expostos posteriormente.

O módulo mecânico que contém os dois sub módulos apresentados previamente pode ser visto na Figura 29.

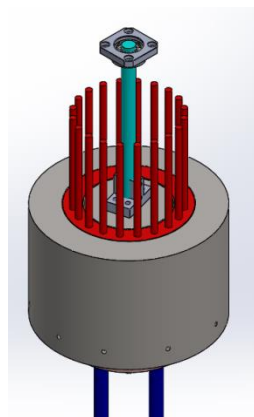
Figura 29 - Módulo mecânico.



Fonte: Próprio Autor.

O outro módulo, dos ímãs, pode ser visto na Figura 30.

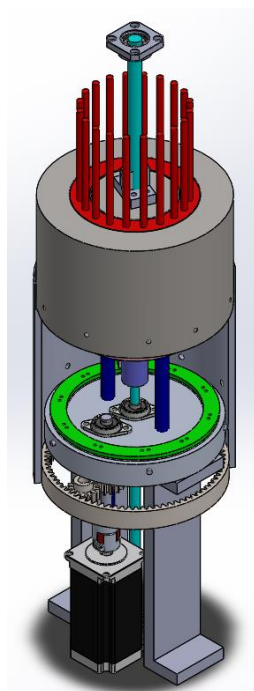
Figura 30 - Módulo dos ímãs.



Fonte: Próprio Autor.

Este módulo composto pelos dois ímãs, interno e externo será melhor visualizado nas figura seguintes. Os cilindros vermelhos na parte superior da figura são as vinte mangueiras de $\frac{1}{4}$ " de diâmetro externo que entram no regenerador, os dois cilindros de cor azul escuro são as duas mangueiras de $\frac{1}{2}$ " que saem do regenerador para o trocador de calor e o cilindro central na cor verde (vide Figura 32) é o eixo principal do módulo dos ímãs.

Figura 31 - Concepção sete.



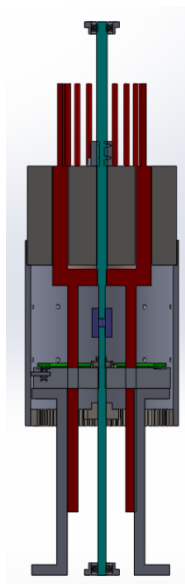
Fonte: Próprio Autor.

A Figura 31 representa a concepção número sete com os dois módulos principais montados. Eles são fixados por meio da união dos dois eixos centrais, que

são representados pela cor verde claro. A união desses eixos principais centralizados se dá por meio de um acoplamento do tipo rígido, que permite que não haja desalinhamentos axiais entre os dois módulos.

Uma vista em corte para detalhamento e melhor visualização dos elementos internos pode ser vista na Figura 32.

Figura 32 - Corte para detalhamento interno concepção sete.



Fonte: Próprio Autor.

Figura 33 - Dimensionamento do motor para concepção sete.

```

#Dimensionamento motor elétrico a partir dos momentos de inércia do sistema.
#Sistema composto por: ímã externo + trem de engrenagens + 2xComplemento Bipartido + eixo motor + eixo rotor
from numpy import *
#Momentos de inércia (Kg.m²)
m_ima_externo = 7.84e-2
m_trem_engrenagens = 1.96e-3
m_complemento = 2.49e-3
J = m_ima_externo+m_trem_engrenagens+(2*m_complemento)
print('Momento de inércia total do sistema =', "%.4f"%J, 'Kg.m²')
print(60*_')
n = 120 #frequência de rotação 2Hz, definida por requisitos de projeto (RPM)
Ta = 2 #tempo de aceleração de dois segundos (s)
#Momento de Torção Requerido: é o momento necessário para acionar um equipamento qualquer.
#Na partida é a soma do MOMENTO RESISTENTE POR ATRITO e MOMENTO DE ACELERAÇÃO
#O Momento resistente pode ser desprezado, por não haver carregamento nos mancais de rolamento
Mat = 0
Nac = 0.96 #Rendimento do acoplamento por engrenagens
Nc = 2 #Rotação da carga (rps ou Hz)
Nn = 160/60 #Rotação nominal do motor (rps ou Hz)
Jce = J*((Nc/Nn)**2)#Momento de inércia da carga referida ao eixo do motor
print('Momento de inércia da carga referida ao eixo do motor =', "%.4f"%Jce, 'kg.m²')
Ma = (Jce*pi*n)/(30*Ta) #Cálculo do Momento de Aceleração dos componentes
print('Momento de Aceleração dos itens =', "%.2f"%Ma, 'N.m')
print(60*_')
M_total = (Ma+Mat) #Conjugado de carga nominal (Nm)
#Cálculo da potência pelo torque máximo
Cn = (1/Nac)*(Nc/Nn)*M_total #Conjugado Nominal com acoplamento por engrenagem com rendimento de 0.96
print('O Conjugado de carga nominal depois do acoplamento =', "%.2f"%Cn, 'N.m')
Pn = 2*pi*Nc*Cn
print('Potência necessária no motor elétrico a partir de =', "%.2f"%Pn, 'W')

```

Momento de inércia total do sistema = 0.0853 Kg.m²
 Momento de inércia da carga referida ao eixo do motor = 0.0480 kg.m²
 Momento de Aceleração dos itens = 0.30 N.m
 O Conjugado de carga nominal depois do acoplamento = 0.24 Nm
 Potência necessária no motor elétrico a partir de = 2.96 W

Fonte: Próprio Autor.

Após reunião com os tomadores de decisão se optou por não ter que desenvolver um mancal pois poderia implicar dificuldades de quesito técnico e da ordem de tempo, portanto se fez necessário o desenvolvimento de novas concepções com elementos comerciais.

5.2.8. Concepção Oito

Após uma pesquisa de mercado se achou um anel composto por dois rolamentos, da empresa THK, modelo RU228, selecionado com base em seu diâmetro externo para montagem no sistema. O rolamento pode ser visto na Figura 34.

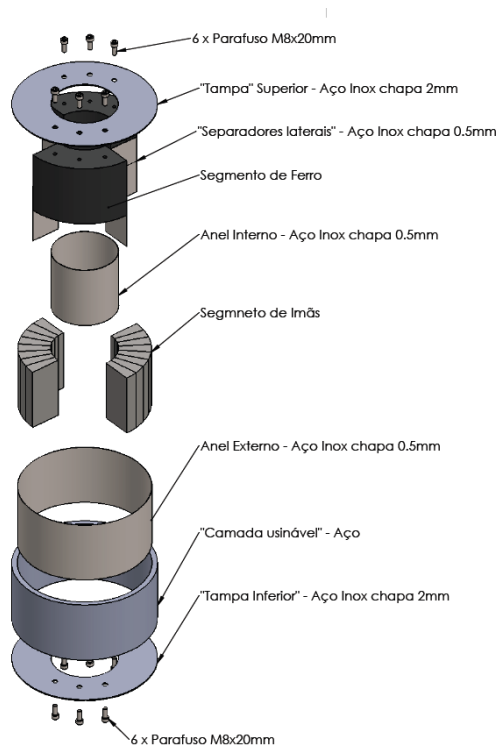
Figura 34 - Rolamento THKRU228



Fonte: Próprio Autor.

Também se aprimorou o projeto do imã externo, que pode ser visto na Figura 35, em conjunto com a equipe de desenvolvimento do imã.

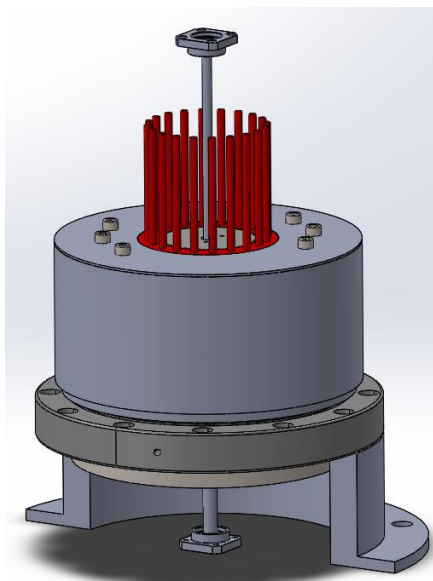
Figura 35 - Detalhamento imã externo.



Fonte: Próprio Autor.

Com o detalhamento do imã externo se faz possível aprimorar a próxima concepção, pois se tem informações mais detalhadas e com isso, se desenvolveu uma nova concepção, que pode ser vista na Figura 37

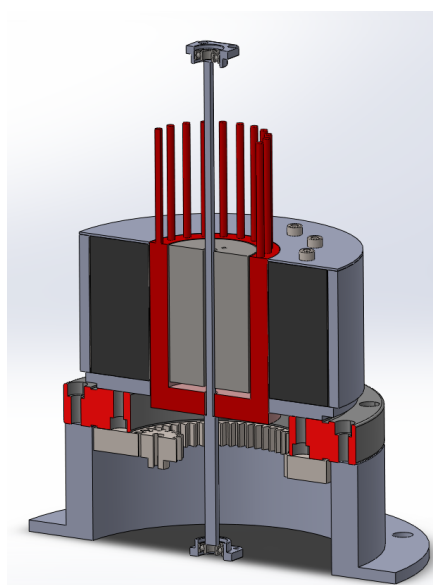
Figura 36 - Concepção oito com rolamento THKRU228.



Fonte: Próprio Autor.

A concepção oito consiste na mancalização feita pelo rolamento THKRU228 e transmissão por engrenagens, uma vista em corte é demonstrada por meio da Figura 37 para visualização dos itens internos.

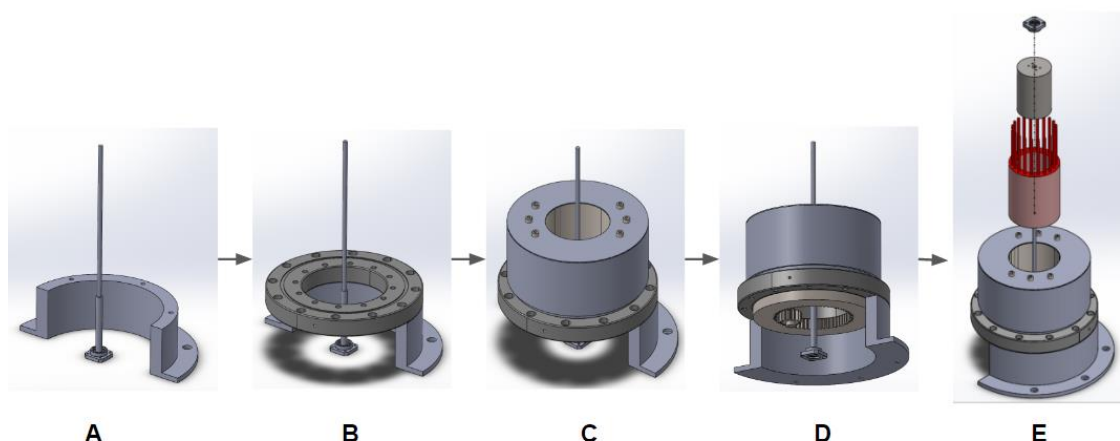
Figura 37 - Vista em corte para visualização interna da concepção oito.



Fonte: Próprio Autor.

Desenvolveu-se, também, um procedimento de montagem para concepção oito que pode ser vista na Figura 38.

Figura 38 - Procedimento de montagem da concepção oito.

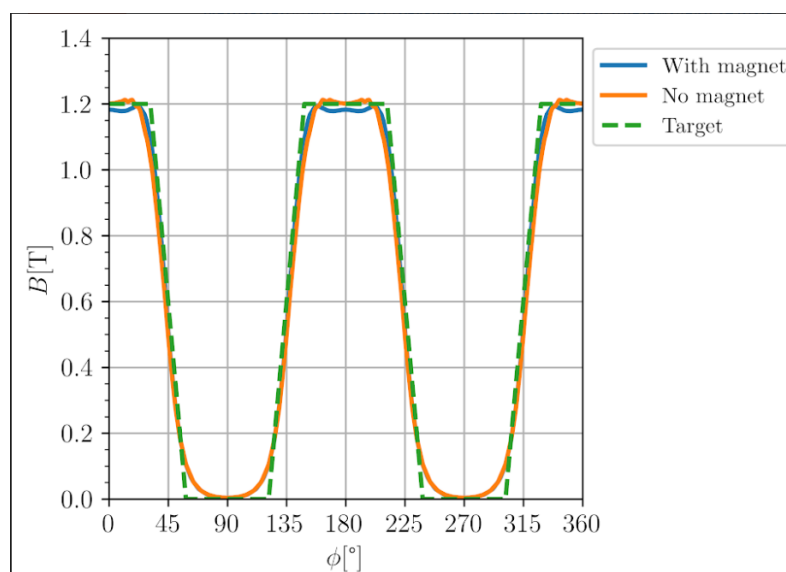


Fonte: Próprio Autor.

A montagem consiste em começar pela instalação do mancal de rolamentos na base da bancada, inserir o eixo e posteriormente fixar as duas partes da base bipartida, que consiste no passo A. No passo B é demonstra-se a instalação do rolamento THK228, no passo C a instalação do conjunto ímã, no passo D a instalação do trem de engrenagens por baixo do sistema e por último no passo E a instalação do ímã interno e do regenerador.

Após discussões com toda a equipe de projeto se decidiu por deixar o ímã interno fixo e trabalhar em modo rotor e estator, sendo o ímã interno o estator e o externo o rotor devido à dificuldade de fazer os dois cilindros girarem à mesma frequência. Por causa disso, se começou a investigar quão necessário era o cilindro de dentro. Aí entrou outro fator: inicialmente, se estava estudando dimensões maiores para os ímãs, mas à medida que os estudos avançaram se começou a compactar cada vez mais o conjunto. O resultado final foi que o ímã de dentro ficou tão pequeno que ele acaba não contribuindo para o campo; ele também sofre uma ação desmagnetizante do cilindro externo, ficando inutilizado.

Figura 39 - Perfil magnético ao longo da circunferência.



Fonte: Adaptado de Fortkamp (2018)

A Figura 39 mostra o campo magnético ao longo da circunferência do *gap* considerando o cilindro de dentro como aço-silício e ímã ou apenas aço-silício e pode-se ver que quase não há diferença; na verdade, como o aço-silício concentra mais o campo e tem maior permeabilidade magnética, se utilizar apenas aço-silício o resultado é que o campo é um pouco maior do que se usar ímã também, segundo Fortkamp (2018).

Com base nestes motivos então se alterou o requisito de projeto para que só o ímã externo tenha rotação.

5.2.9. Concepção Nove

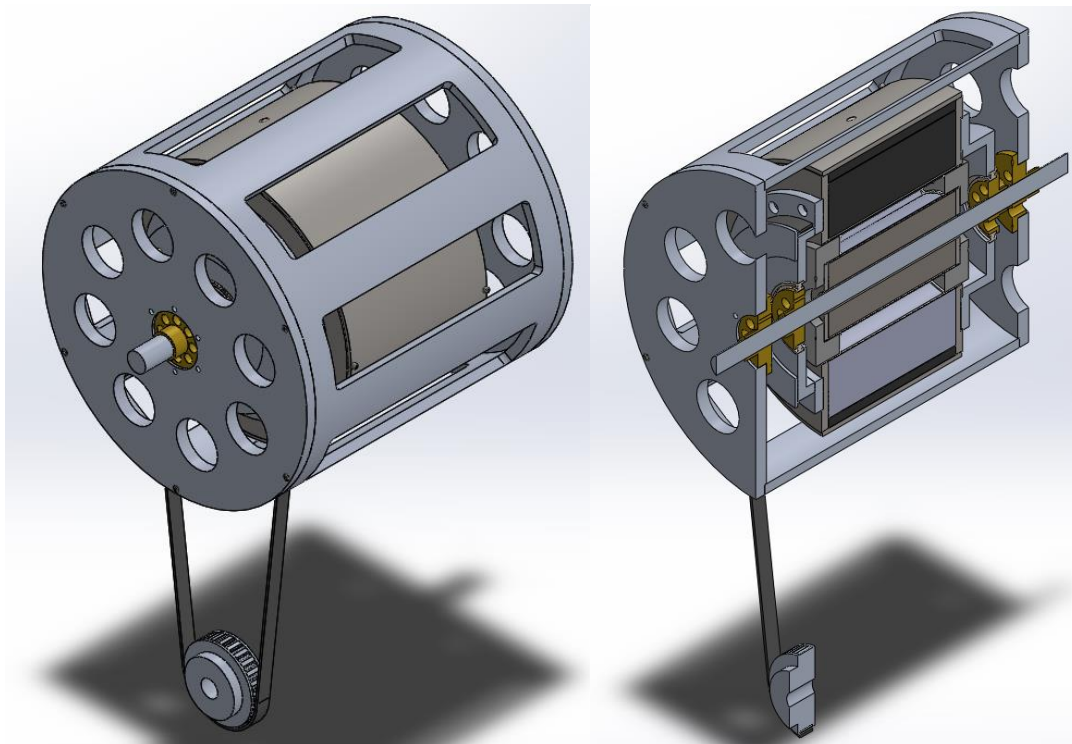
Para a nona concepção se optou pela configuração horizontal, por se acreditar que é a concepção com a maior facilidade de projeto, montagem e operação. E transmissão por polia e correia por se acreditar ter a melhor eficiência energética. Com isso, se determinou a concepção nove cujas funções parciais podem ser vistas na Tabela 3. E modelo visual que pode ser vista na Figura 40.

Tabela 3 - Funções parciais da concepção nove.

Funções parciais	Solução
Posicionamento do aparato	Horizontal
Transmissão mecânica	Polia e correia
Mancais de apoio	Rolamentos radiais

Fonte: Próprio Autor.

Figura 40 - Concepção nove.



Fonte: Próprio Autor.

5.2.10. Concepção Escolhida

Até agora foram apresentadas e discutidas nove concepções. Portanto se faz necessário aplicar alguma metodologia no qual se consiga avaliar todas juntas de acordo com algum parâmetro.

Para auxiliar na escolha das concepções desenvolvidas se aplicou a técnica da tabela do passa/não passa cujas soluções são comparadas com as especificações de projeto. As necessidades são transformadas em questões a serem aplicadas a cada um dos modelos. São formuladas questões baseadas nas especificações de projeto, devidamente respondidas pela equipe de projeto com P (passa) ou N (não passa)

A tabela de passa/não passa pode ser vista na Tabela 4.

Tabela 4 - Metodologia passa/não passa

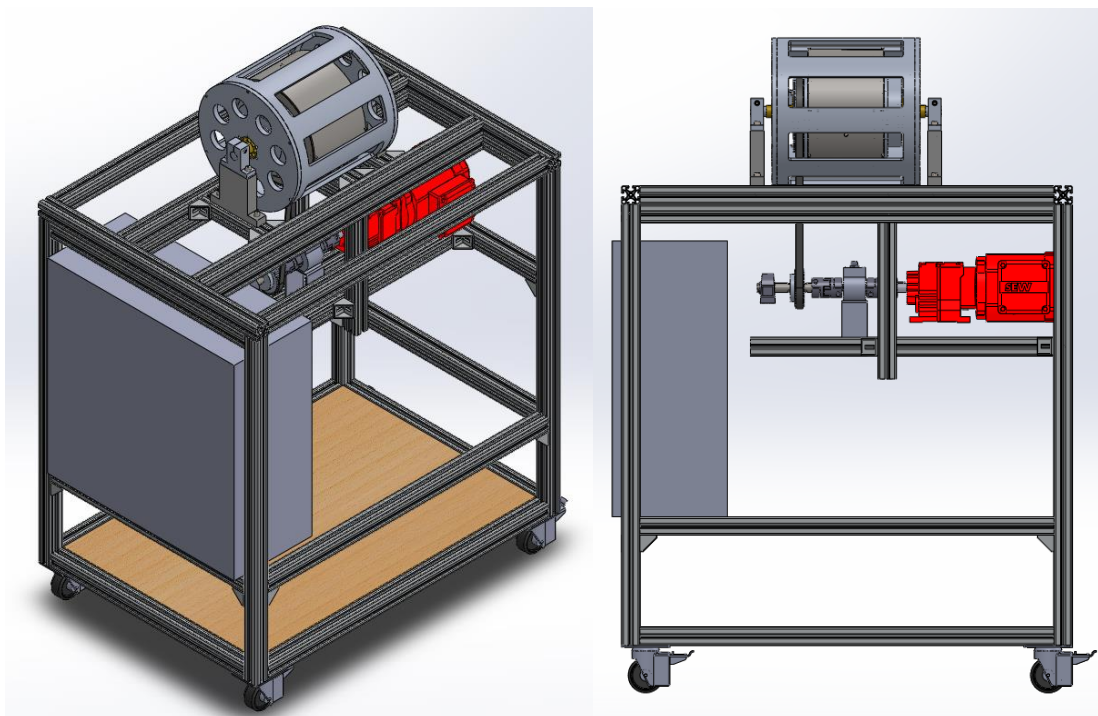
Especificações de Projeto	Concepções								
	01	02	03	04	05	06	07	08	09
Ter o menor consumo elétrico possível	P	N	P	P	N	P	P	P	P
Ser o mais compacto possível	N	N	P	P	N	P	P	P	P
Ter o menor número de componentes	N	N	N	P	P	N	N	N	P
Utilizar elementos de materiais não magnéticos	P	P	P	P	P	P	P	P	P
Utilizar materiais disponíveis no laboratório	P	N	P	P	N	N	N	N	P
Ser de fácil montagem	N	N	N	N	N	P	P	P	P
Ser de fácil manutenção	N	N	N	N	N	N	N	N	N
Proporcionar que o rotor e o estator sejam concêntricos	N	P	P	P	P	P	P	P	P
Proporcionar o menor desalinhamento possível entre o rotor e estator	N	P	P	N	P	P	P	P	P
Proporcionar que o ímã tenha rotação constante com frequência de dois Hz	N	P	N	N	P	N	N	N	P
Resultado Passa não passa	N	N	N	N	N	N	N	N	P

Fonte: Próprio Autor.

Portanto, analisando a Tabela 4 pode-se concluir que a concepção nove atende a mais especificações de projeto do que as demais, sendo assim a concepção escolhida para ser desenvolvida daqui para frente.

A Figura 41 mostra a montagem completa da concepção nove inserida na bancada onde será montada e com o sistema de acionamento e vai compor a montagem final.

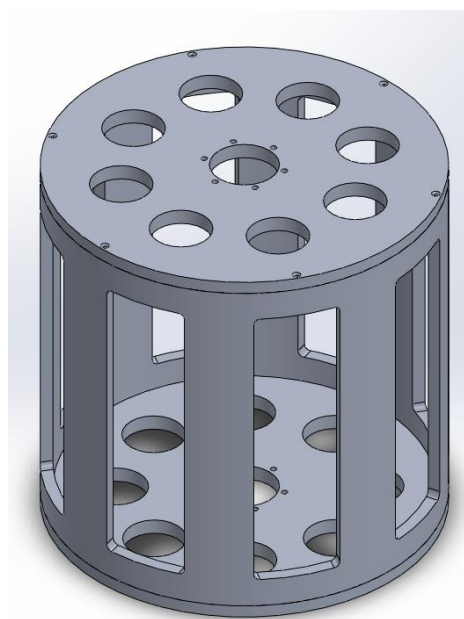
Figura 41 - Montagem total concepção escolhida.



Fonte: Próprio Autor.

A concepção escolhida é composta por uma capa protetora que tem como objetivo manter uma zona de segurança do circuito magnético rotativo deve ser construído com material não magnético e pode ser vista na Figura 42.

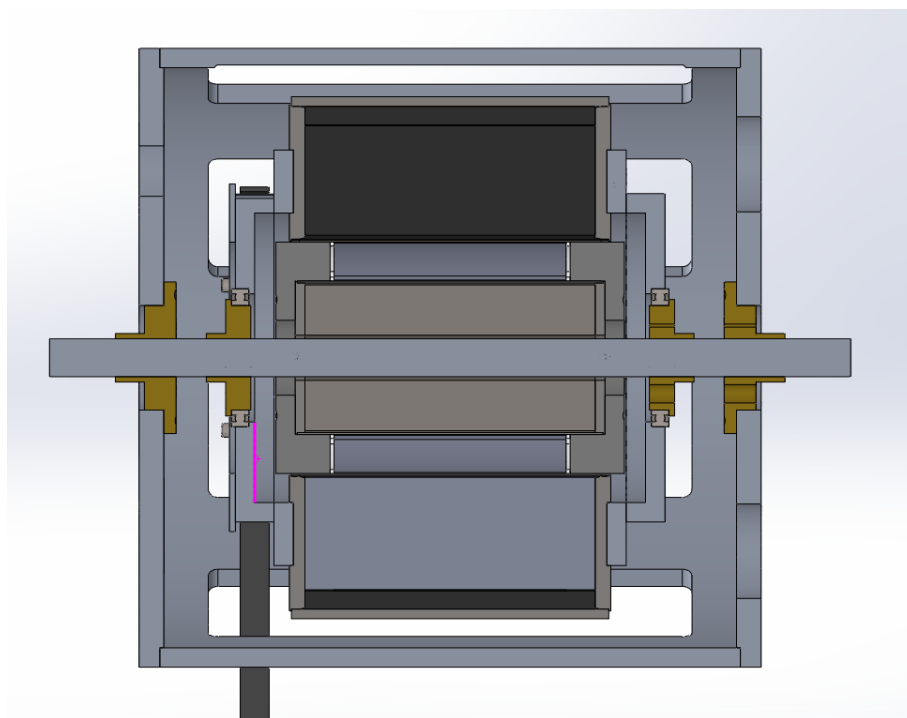
Figura 42 - Capa protetora.



Fonte: Próprio Autor.

Para permitir o movimento relativo entre o rotor e o estator foram desenvolvidos acopladores que são apoiados em cima de rolamentos radiais que por sua vez estão inseridos em uma bucha e apoiados na viga. A Figura 43 mostra uma vista em corte para detalhamento.

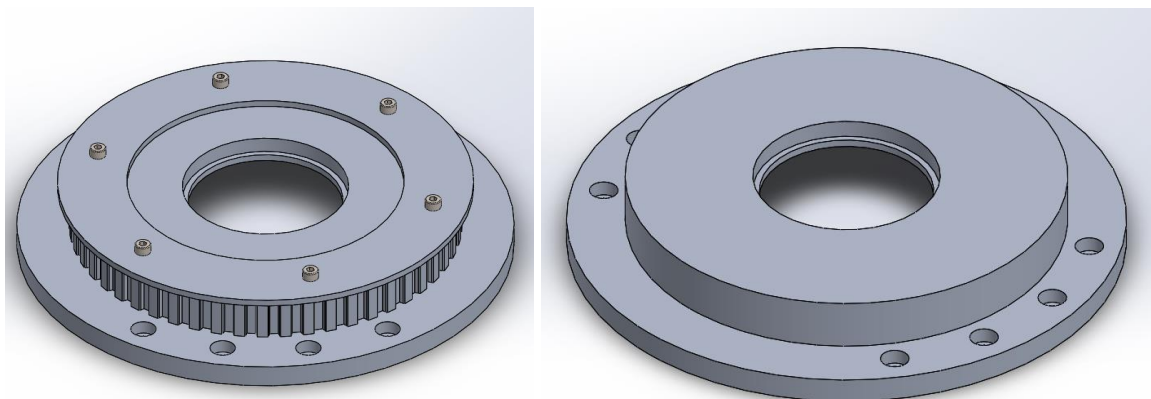
Figura 43 - Vista em corte para detalhamento concepção final.



Fonte: Próprio Autor.

O acoplador do lado esquerdo tem como objetivo a sustentação dos elementos que rotacionam e também a transmissão de potência do motor. Os acopladores podem ser vistos na Figura 44.

Figura 44 - Acopladores sistema de transmissão.



Fonte: Próprio Autor.

Com os conceitos finais de cada elemento finalizado se parte para a parte de projeto preliminar onde são feitas análises de projeto e considerações com relação aos materiais e processos de fabricação de cada elemento.

5.3. Projeto Preliminar

5.3.1. Análise estática

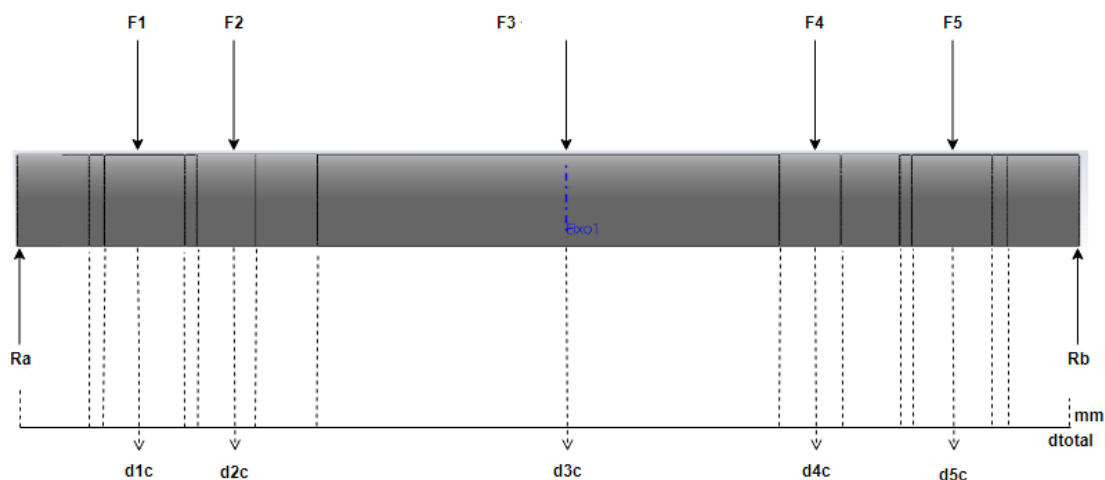
Encerrada a etapa de projeto conceitual se tem pronta uma concepção final e com isso se tem informações suficientes para o desenvolvimento do projeto preliminar, começando pelos dimensionamentos.

Na Figura 43 pode ser vista uma vista em corte da concepção final. A etapa de dimensionamentos começará pelo eixo central, que suporta todo o sistema.

5.3.2. Identificação dos esforços

Fez-se um diagrama de esforços mecânicos à qual o eixo é exposto, como pode ser visto na Figura 45.

Figura 45 - Diagrama de esforços no eixo.



Fonte: Próprio Autor.

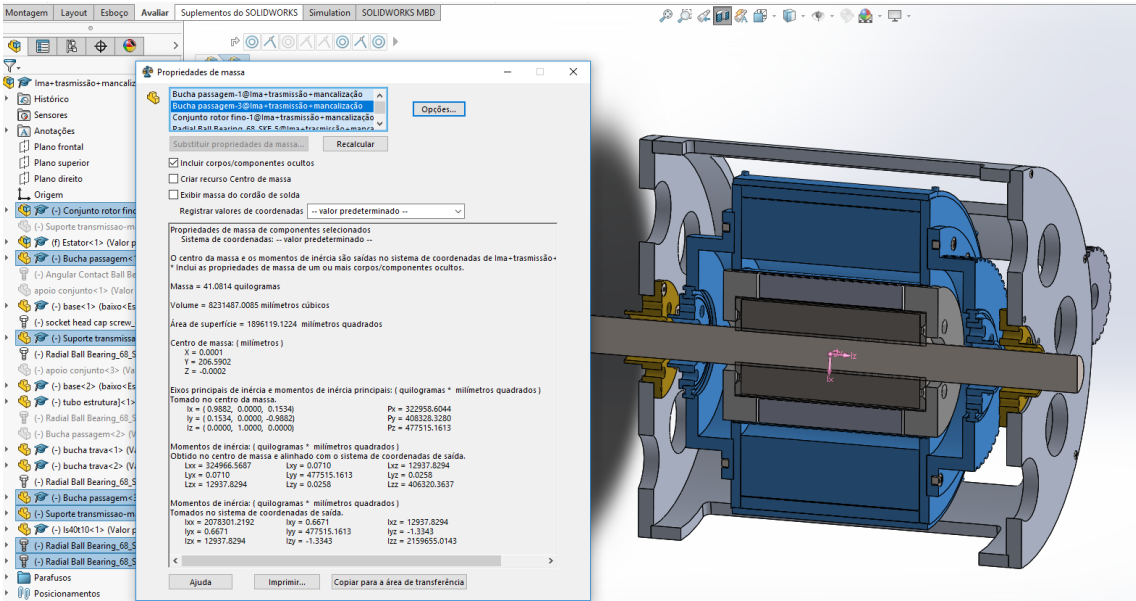
Faz-se necessário salientar que o eixo não sofre carregamentos no sentido axial apenas no sentido radial, portanto se deve considerar sempre que:

$$\sum F_x = 0 \therefore N = 0$$

O sistema sofre a influência de três tipos de carregamento em diferentes seções do eixo. Um causado pelas massas dos itens dispostos sobre ele, outro pela intensidade da força magnética no qual o estator é atraído pelo ímã que está no rotor e por último a força causada pelo tensionamento da correia do sistema de transmissão.

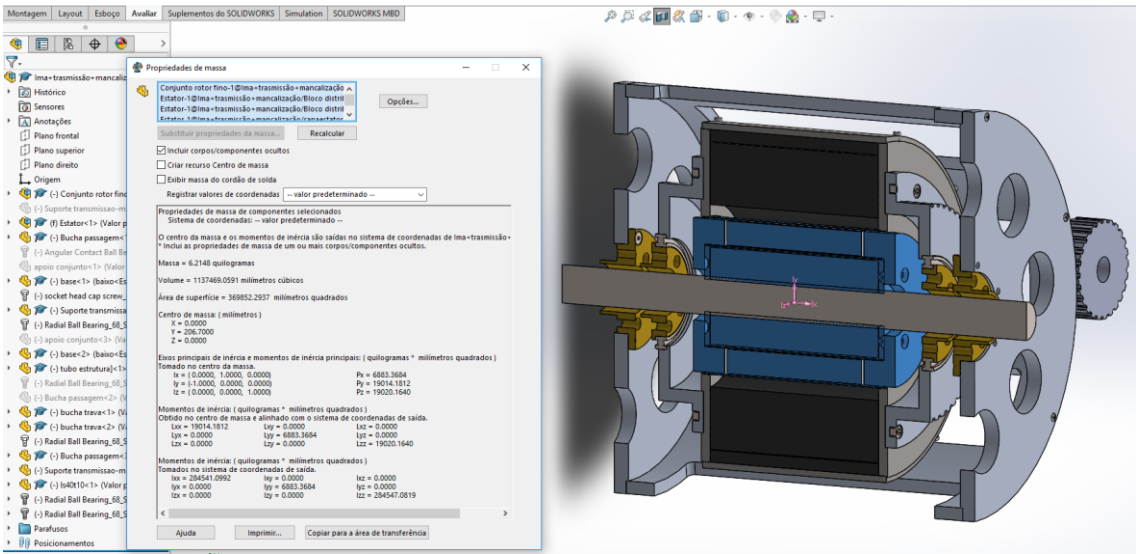
Conseguiu-se as informações referentes às massas das peças usando a função de propriedades de massas do *software SolidWorks*, onde o modelo 3D foi desenvolvido. Foram aplicados, em todas as peças, os materiais desejados para ter as informações, a respeito das propriedades das peças, precisas.

A composição das forças pode ser vistas na Tabela 5.



Fonte: Próprio Autor.

Figura 48 - Item responsável pela massa 3.



Fonte: Próprio Autor.

Na Tabela 6 se pode notar que existem distâncias genéricas para os carregamentos, os valores para estas medidas podem ser vistos na Tabela 6.

Tabela 6 - Valores para as distâncias genéricas.

Distância	Valor (mm)
0	0
d ₁	28
d ₂	34
d ₃	65,35

d ₄	70
d ₅	93
d ₆	137
d ₇	277
d ₈	321
d ₉	344
d ₁₀	348,65
d ₁₁	380
d ₁₂	386
d _{total}	414

Fonte: Próprio Autor.

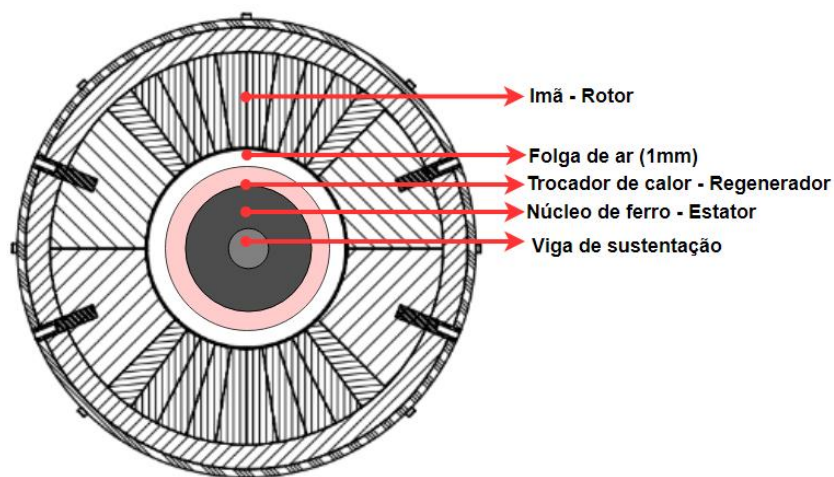
5.3.3. Determinação da força magnética resultante

Conforme estudos e análises realizadas por Fortkamp (2018) o conjunto rotor e estator ou imã e núcleo de aço-silício, respectivamente, deveriam estar em equilíbrio estático se estivessem perfeitamente concêntricos. No entanto no caso de haver excentricidade, surgirá uma força magnética resultante que varia em função da distância entre o núcleo de aço-silício e o imã.

5.3.3.1. Força magnética resultante em condição de operação

Uma representação esquemática e sem escala, como mostra a Figura 49, tem como objetivo representar a disposição dos itens que compõe o conjunto do sistema que devem ter movimento relativo e folga de ar de um milímetro entre o conjunto que compõe trocador de calor, rotor e viga de sustentação e o rotor.

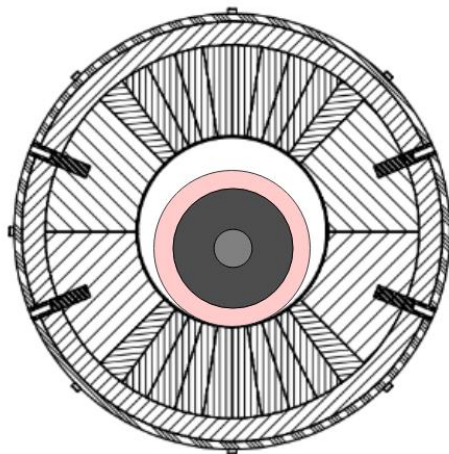
Figura 49 - Representação esquemática e fora de escala do conjunto rotor e estator.



Fonte: Próprio Autor.

A excentricidade da montagem se dá por causa de folgas provenientes de tolerâncias de fabricação ou erros de montagem. Lembra-se que, para a montagem representada pelo esquemático da Figura 49 o valor máximo, em módulo, de excentricidade pode ser de um milímetro que seria o caso de o conjunto do estator estar totalmente encostado no rotor. A Figura 50 é uma representação esquemática e fora de escala de um caso de excentricidade máxima durante a operação.

Figura 50 - Representação esquemática e fora de escala do conjunto representando excentricidade máxima.

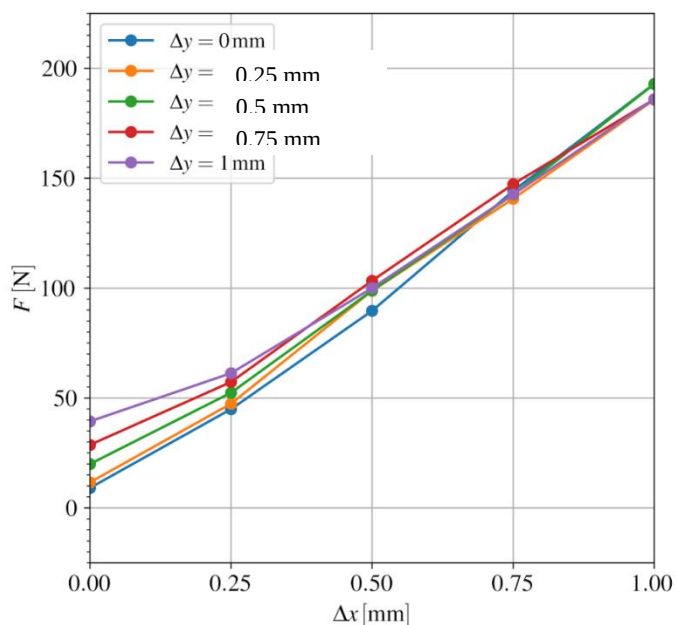


Fonte: Próprio Autor.

Durante a operação, a condição representada pelo esquemático da Figura 50 deve ser o pior caso possível onde existiria uma força magnética resultante de módulo máximo que se somaria com o módulo da força causada pela massa do conjunto do estator.

Segundo cálculos feitos por modelos matemáticos de (FORTKAMP, 2018) o módulo da força magnética resultante pode ser estimado, como pode ser visto na Figura 51.

Figura 51 - Força magnética em função das distâncias nos eixos x e y, para condição de operação.



Fonte: Adaptado de Fortkamp (2018).

O gráfico mostrado pela Figura 51 representa o módulo da força magnética resultante em função das distâncias discretizadas nos eixos x e y. Analisando a montagem do aparato e cruzando as informações com o gráfico, se pode perceber que para o estator ficar encostado no rotor é preciso que haja um deslocamento de valor igual a $x = y = 0,71\text{mm}$, então haverá um deslocamento diagonal com valor igual a um milímetro, portanto o módulo da força magnética resultante será máximo.

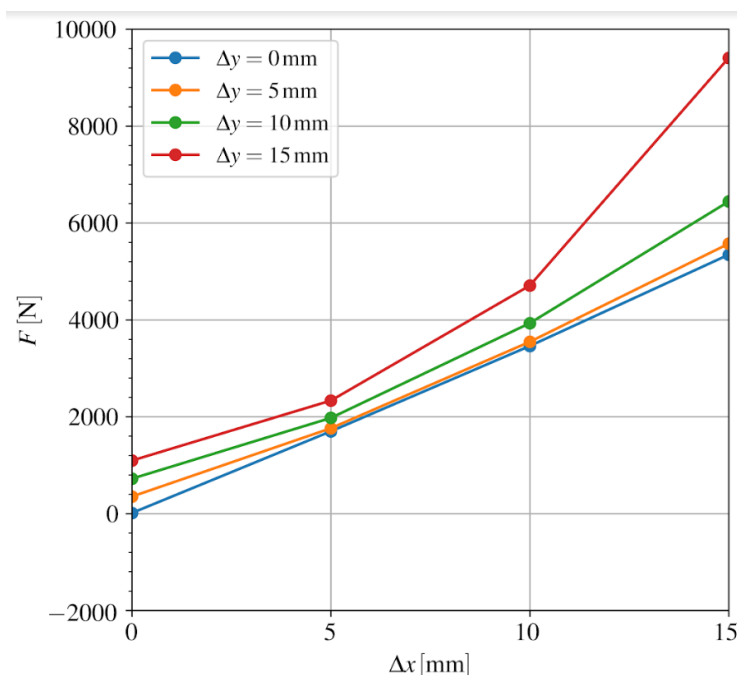
Com base nisto é possível atribuir um valor para a força magnética resultante para condição de operação para que seja possível a realização das etapas de dimensionamento posteriores. Então:

$$F_{mag_{operação}} = 150N$$

5.3.3.2. Força magnética resultante em condição de montagem

Diferente do caso de operação, durante a montagem do equipamento é possível que as distâncias entre o rotor e o estator possam ser maiores, haja vista que é possível a não existência de alguns dos elementos que delimita a distância entre eles. Com base nisso e pelos mesmos modelos matemáticos que geraram o gráfico anterior (FORTKAMP, 2018) disponibiliza outro gráfico de módulo da força magnética resultante para maiores distâncias nos eixos x e y, que pode ser vista na Figura 52.

Figura 52 - Força magnética em função das distâncias nos eixos x e y, para condição de montagem.



Fonte: Adaptado de Fortkamp (2018).

Portanto, como pode ser visto o gráfico representa o módulo da força magnética resultante em função das distâncias discretizadas nos eixos x e y. Analisando a montagem do aparato e cruzando as informações com o gráfico, se pode perceber que para o rotor e o estator encostarem-se a na montagem e ocorrer o módulo máximo de força magnética é preciso um deslocamento em $x = y = 11$ mm e este módulo ficaria próximo a 5 kN. Com base nisso e nos requisitos de projeto, é possível atribuir o valor do módulo da força magnética para condições de montagem, para as posteriores etapas de dimensionamento.

$$F_{mag_{montagem}} = 5kN$$

5.3.4. Determinando a força de tensionamento da correia

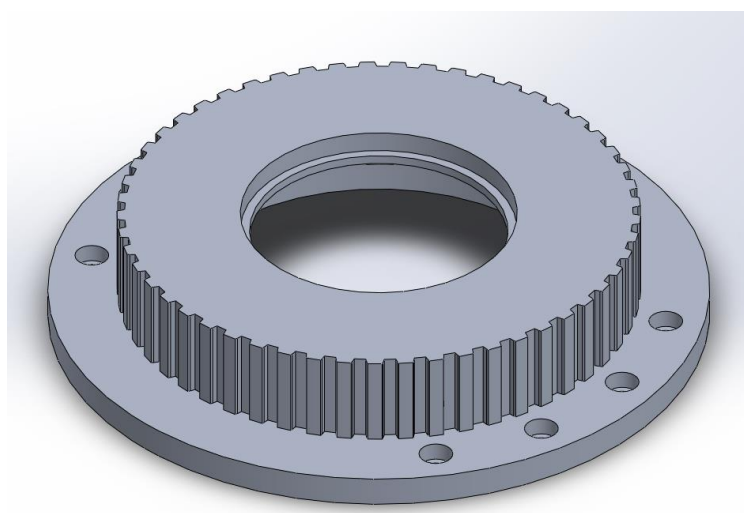
Continuando a identificação dos esforços, se faz necessário o dimensionamento do sistema de transmissão por polia e correia a fim de determinar a força que o sistema causa na viga.

Para determinar a força de tensionamento da correia é necessário ter em mente que o conjugado de base no qual o sistema de transmissão deve atuar é causado por um arraste magnético somado as cargas inerciais do sistema.

Com base no torque de operação se tem a potência do motor e é possível especificar a correia para então determinar a força de tensionamento refletida na viga.

A polia movida não será uma polia comercial, pois sua geometria é definida com base na construção do imã, onde ela deve ser acoplada mecanicamente por meio de parafusos. Seu diâmetro externo tem valor igual a 170 mm e perfil T10, como pode ser visto na Figura 53.

Figura 53 - Polia movida.



Fonte: Próprio Autor.

Por meio da equação se tem o número de dentes da polia movida.

$$z_2 = \frac{d_e \cdot \pi}{\text{passo}} \cong 54 \text{ dentes}$$

Com o número de dentes da polia movida é possível calcular o diâmetro primitivo por:

$$Dp_2 = \frac{\text{passo} \cdot z_2}{\pi} = 171,89 \text{ mm}$$

5.3.4.1. Polia motora

Sabe-se que a polia movida deve operar em uma rotação de valor igual à 120RPM. Portanto se escolheu uma taxa de transmissão com valor $i = 2$ para seleção da polia motora. Partindo do número de dentes, a polia motora deve ter:

$$\frac{z_2}{z_1} = i \rightarrow \frac{z_2}{i} = z_1 \rightarrow z_1 = 27 \text{ dentes}$$

Portanto se escolheu o modelo padronizado de polia sincronizadora de dentes trapezoidais passo 10 mm 27T10.

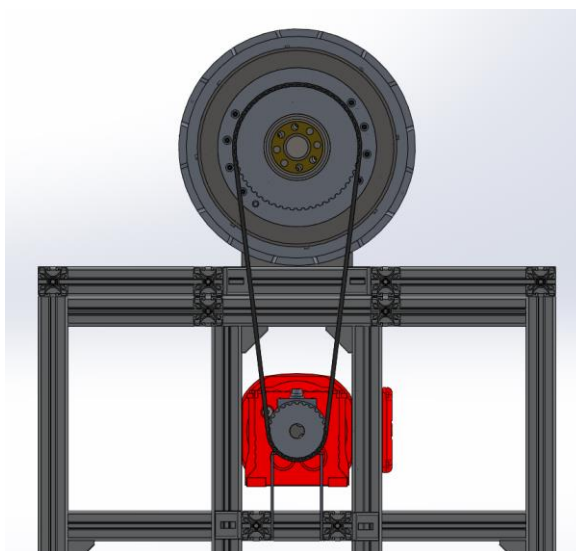
Com isso é possível calcular o diâmetro primitivo da polia motora por:

$$Dp_1 = \frac{\text{passo} \cdot z_1}{\pi} = 85,94mm$$

5.3.4.2. Comprimento da correia

A menor distância entre centros possível das polias é limitada por causa de espaço físico e tem valor $C = 384 \text{ mm}$, como pode ser visto na Figura 54.

Figura 54 - Espaço físico que limita a distância entre centros das polias.



Fonte: Próprio Autor.

Faz-se necessário calcular o comprimento primitivo da correia por meio da equação

$$L_p = 2 \cdot C + \pi \cdot \frac{(Dp_2 + Dp_1)}{2} + \frac{(Dp_2 - Dp_1)^2}{4 \cdot C}$$

$$L_p = 1177,81mm$$

Sabendo o valor de L_p se deve escolher uma correia com comprimento padronizado com valor próximo a L_p .

5.3.4.3. Ângulo de abraçamento da correia

Como as polias tem diâmetros primitivos diferentes à correia apresenta um ângulo de abraçamento, que pode ser calculado por:

$$\theta_{wrap} = 180 - 57,3 \cdot \frac{Dp_2 - Dp_1}{C} \rightarrow \theta_{wrap} = 167,18^\circ$$

Com o ângulo de abraçamento e o número de dentes da polia motora é possível calcular o número de dentes durante o engrenamento de transmissão Z_m .

$$Z_m = \frac{z_1 \cdot \theta_{wrap}}{360^\circ} \rightarrow Z_m = 12,54$$

Interpreta-se o valor de Z_m sendo 12,5 dentes engrenados, na polia motora, e transmitindo potência. Com este valor, se consulta a Tabela 2-20 de Mitsuboshi Belting Ltd (2016) e se faz possível obter um valor de fator de correção para posterior cálculo de largura mínima de correia, que pode ser visto na Figura 55.

Figura 55 - Valores de fatores de correção conforme o número de dentes engrenados.

Teeth in mesh correction factor (Km)					Table 2-20
Number of teeth in mesh	6 or more	5	4	3	2
Factor Km	1.0	0.8	0.6	0.4	0.2

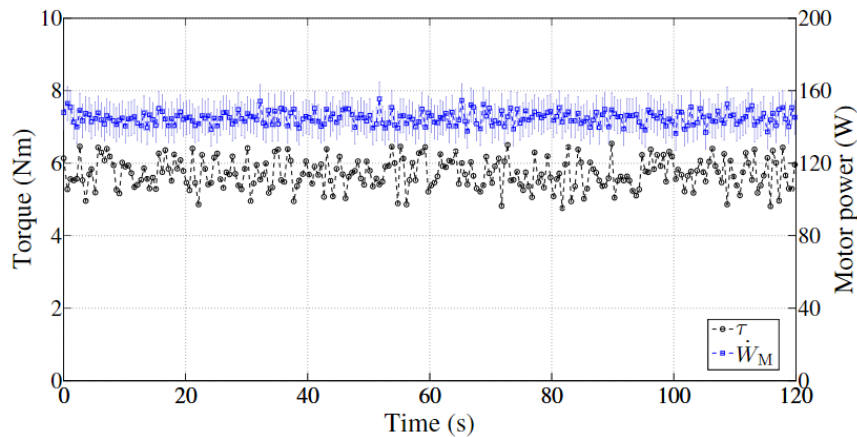
Fonte: Adaptado de Mitsuboshi Belting Ltd (2016).

Como, $Z_m > 6 \therefore k_m = 1.0$.

5.3.4.4. Cálculo da potência do motor

O material gadolíneo, que causa o efeito magnetocalórico conforme a variação do campo magnético apresenta um torque resistente ao movimento e que deve ser vencido pelo sistema de acionamento. Portanto, conforme a frequência de operação do sistema aumenta a intensidade da inércia de rotação do circuito magnético também aumenta o que requer mais potência do motor. O comportamento foi estudado e medido por Lozano (2016) e seu valor médio pode ser visto na Figura 56. Faz-se possível o uso dos valores medidos por Lozano (2016) por usar o mesmo sistema de acionamento e pelo aparato ter semelhanças construtivas do ponto de vista eletromagnético, fazendo válidas e possíveis as aproximações.

Figura 56 - Medição de torque e potência do motor durante operação a 1.4Hz



Fonte: Adaptado de Lozano (2016).

Analisando o gráfico representado pela Figura 56, se pode perceber que o torque não é constante, no entanto é possível assumir um valor médio $T_{op} = 6Nm$. Com o valor de torque de operação e sabendo a velocidade angular de operação, que tem valor $\omega_{op} = 120RPM$, se faz possível calcular a potência exigida do motor por meio da equação:

$$P_{op} = \frac{T_{op} \cdot \omega_{op}}{9550} \rightarrow P_{op} = 0,075kW$$

O gráfico representado pela Figura 56 mostra uma coluna de potência medida do motor durante a operação e se comparado ao valor calculado se pode perceber que apresenta valores maiores. Isso pode ser atribuído ao fato de o motor ser superdimensionado e estar operando em uma frequência muito abaixo da nominal, que faz com que as perdas internas se intensifiquem e aumente a potência consumida. No entanto, para um motor dimensionado para as condições de contorno da operação a potência consumida na frequência de acionamento e torque informados deve ser de $P_{op} = 0,075kW$ e esse valor será utilizado para os posteriores cálculos que necessitarem de potência de acionamento.

Como visto na Figura 56, o torque não é constante e por isso se faz necessário adicionar um fator de serviço K_s , segundo (Shigley, Tab17-15) um valor para fator de serviço onde se tem operações em maquinaria acionada com choques leves e com característica de torque não uniforme pode ser $K_s = 1,3$. Portanto, corrigindo a potência calculada com o fator de serviço tem-se:

$$P_{projeto} = P_{op} \cdot k_s \rightarrow P_{projeto} = 0,098kW$$

5.3.4.5. Cálculo largura de correia

Para o cálculo da largura da correia se faz necessário saber a potência admissível na correia a ser estimada, para isso se consulta Mitsuboshi Belting Ltd (2016) representada pela Figura 57, com a informação de perfil de correia desejado que no caso se usara perfil T10, a velocidade angular de operação da polia motora que no caso é 240RPM, pois se sabe que a taxa de transmissão tem valor igual a dois e a polia movida deve operar em 120RPM. Por último o diâmetro primitivo da polia motora.

Figura 57 - Potência admissível para correia perfil T10

Classical Type T10 Basic power rating
(For 10 mm belt width)

Table 2-45a



Number of belt Pulley diameter mm	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	36	40	44	48	
Revolution (rpm)	38.20	44.56	50.93	57.30	63.66	70.03	76.39	82.76	89.12	95.49	101.86	114.59	127.32	140.06	152.79	
870	255	297	340	382	425	467	510	552	595	637	680	765	850	935	1020	–
1160	321	375	428	482	535	589	643	696	750	803	857	964	1071	1178	1285	–
1750	438	511	584	658	731	804	877	950	1023	1096	1169	1315	1461	1607	1753	–
3500	–	847	968	1089	1210	1331	1452	1573	1694	1815	1936	2178	2420	2662	2904	–
100	35	41	46	52	58	64	70	75	81	87	93	104	116	127	139	–
200	68	79	91	102	113	125	136	147	158	170	181	204	226	249	272	–
300	100	116	133	149	166	182	199	216	232	249	265	299	332	365	398	–
400	130	151	173	195	216	238	259	281	303	324	346	389	432	476	519	–
500	159	185	211	238	264	291	317	343	370	396	423	476	528	581	634	–

Fonte: Adaptado de Mitsuboshi Belting Ltd (2016).

Cruzando os dados das informações necessárias se tem um valor de $P_s = 232W$.

Com isso e sabendo que a largura padrão para correias perfil T10 tem valor $W_p = 10mm$, segundo Mitsuboshi Belting Ltd (2016), se faz possível calcular a largura mínima de correia para a potência de projeto informada por meio da equação:

$$Bw' = \frac{P_{projeto}}{P_s \cdot K_m} \cdot W_p \rightarrow Bw' = 4,22mm$$

Portanto a largura da correia a ser selecionada deve ser maior que 4,22 mm. Então se escolheu uma correia sincronizadora T10 com largura de 15 mm por motivos de padronização com as demais bancadas disponíveis no laboratório.

Com a largura da correia devidamente selecionada, se faz necessário checar se a correia tem capacidade de suportar os carregamentos impostos pela potência de projeto. Para isto se deve satisfazer a condição:

$$P_d < P_s \cdot K_m \cdot K_b$$

No qual K_b é um fator de correção de largura que pode ser encontrado em (Mitsuboshi, Tab2-23c) representado pela Figura 58.

Figura 58 - Fator de correção de largura.

Width correction factor Kb (3)		Table 2 -23c	
Nominal width	Width (mm)	T5 (DT5)	T10 (DT10)
05	5.0	0.35	
10	10.0	1.0	1.0
15	15.0	1.6	1.6
20	20.0	2.3	2.3
25	25.0		2.9
30	30.0		3.5
40	40.0		4.6
50	50.0		5.8

Fonte: Adaptado de Mitsuboshi Belting Ltd (2016).

Com o valor nominal de largura de 15 mm para correia T10 se tem que $K_b = 1.6$. Portanto

$$P_d < P_s \cdot K_m \cdot K_b$$

$$98W < 371,2W$$

Tem-se então que a potência de projeto é inferior a potência admissível pela correia selecionada com um fator de 3,8.

5.3.4.6. Deflexão da correia

Com a correia devidamente selecionada e verificada para as condições aplicadas durante a operação do aparato é possível calcular alguns fatores importantes para o projeto como deflexão e força necessária para deflexão na correia caso se faça necessário o uso de um elemento tensionador.

Faz-se necessário calcular o comprimento do vão livre entre as polias por meio da equação:

$$L_s = \sqrt{C^2 - \frac{(Dp_2 - Dp_1)^2}{4}} \rightarrow L_s = 381,59mm$$

Com isso a deflexão é calculada por:

$$\delta_{correia} = \frac{1,6 \cdot L_s}{100} \rightarrow \delta_{correia} = 6,11mm$$

As forças de tensionamento características das correias são disponibilizadas e encontradas em Mitsuboshi Belting Ltd (2016), também representados pela Figura 59. Os valores são usados para calcular as forças necessárias para deflexão máxima e para cálculo de carregamento estático na viga.

Figura 59 – Forças de tensionamento características referentes a correias sincronizadoras clássicas de poliuretano.

Initial tension To and Y (Classical Type, polyurethane)													Table 2 -26d Unit: N		
Tooth Profile	Belt width (mm)	3.2	4.8	5.0	6.4	8.0	9.5	10.0	12.7	15.0	20.0	25.0	30.0	40.0	50.0
T80	To	min	3.74	5.93		8.24		12.9		18.0					
		max	6.23	9.89		13.7		21.5		30.0					
	Y														
T5	To	min			10.0		18.2		24.1		39.7	56.7			
		max			15.0		27.6		36.4		59.7	85.0			
	Y			6.86		12.7		16.7		27.5	37.3				
T10	To	min						66.9		111	155	199	243	333	422
		max						101		166	232	298	364	496	629
	Y							44.1		73.5	104	133	163	222	281

Fonte: Adaptado de Mitsuboshi Belting Ltd (2016).

Os valores de força de tensionamento para correia T10 com 15 mm de largura To_{max} , To_{min} e Y são, respectivamente, 166N, 111N e 73,5N. Portanto a força necessária para causar tal deflexão na correia selecionada é dada por:

$$F_{\delta correia} = To_{max} + \frac{L_s \cdot Y}{L_p} \rightarrow F_{\delta correia} = 11,86N$$

5.3.4.7. Força da correia que incide na viga

Com alguns dos dados calculados da etapa de dimensionamento da correia sincronizadora é possível calcular a força proveniente do carregamento estático no eixo na posição onde está a polia, que é uma informação muito importante para o dimensionamento da viga.

Sabendo o ângulo de abraçamento, a força de tensionamento máxima da correia que é um valor tabelado se pode calcular a força estática que incide no eixo por meio da equação:

$$F_{correia} = 2 \cdot To_{max} \cdot \sin\left(\frac{\theta_{wrap}}{2}\right) \rightarrow F_{correia} = 313,48N$$

Então o conjunto de transmissão selecionado causa na viga, na seção onde é posicionada a polia movida, uma força com valor de $F_{correia} = 313,48N$ que deve ser considerada e utilizada no dimensionamento da viga.

5.3.5. Calculando as reações nos apoios.

É sabido, com base na área de mecânica dos sólidos, que o modelo estático equivalente mostrado na Figura 45 representa um problema de viga bi apoiada. Portanto, aplicando as condições de equilíbrio, com a equação de momento, e considerando as magnitudes de força e distância concentrada se tem que:

$$\sum M = 0 \therefore M = 0$$

$$-(R_b * d_{total}) + (F_1 * d_{1c}) + (F_2 * d_{2c}) + (F_3 * d_{3c}) + (F_4 * d_{4c}) + (F_5 * d_{5c}) = 0$$

$$R_b = 528,1823N$$

Com o valor da reação no ponto b, se aplica as condições de equilíbrio, com a equação de força cortante, então se tem que:

$$\sum F_y = 0 \therefore V = 0$$

$$-R_a - R_b + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 = 0$$

$$R_a = 338,41,66N$$

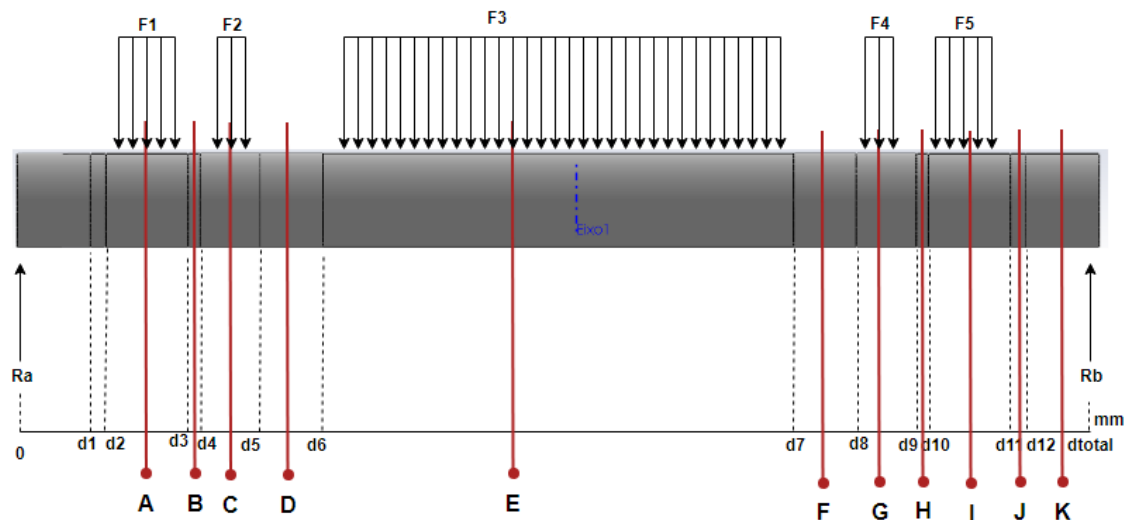
5.3.6. Método das seções.

Quando submetido a carregamentos externos, o material tende resistir. Para desenvolver o dimensionamento do eixo é necessário saber os valores máximos das forças cortantes e momentos fletores, que são reações do material ao carregamento submetido.

Como se tem carregamentos distribuídos se optou pela estratégia de resolução de problemas de mecânica dos sólidos do método das seções que consiste basicamente em seccionar a viga sempre no meio de reações e forças ou forças e forças. Com isso, se analisa cada seção e se tem a informação de onde a viga apresenta o maior carregamento, assim como seu valor.

Portanto seccionou-se o eixo do problema em doze seções, como pode ser visto na Figura 60.

Figura 60 - Seções do eixo com seus carregamentos.



Fonte: Próprio Autor.

Para cada seção se aplicou as condições de equilíbrio e se obteve as equações de força cortante (V) e momento fletor (M) para cada seção. As equações de força cortante podem ser vistas na Tabela 7.

Tabela 7 - Equações de força cortante para cada seção do eixo.

Equações de Força Cortante V	Intervalo de posição
$V_1(x) = R_a$	$0 < x < d_2$
$V_a(x) = R_a - F_{1d} \cdot (x - d_2)$	$d_2 < x < d_3$
$V_b(x) = R_a - F_1$	$d_3 < x < d_4$
$V_c(x) = R_a - F_1 - F_{2d} \cdot (x - d_4)$	$d_4 < x < d_5$
$V_d(x) = R_a - F_1 - F_2$	$d_5 < x < d_6$
$V_e(x) = R_a - F_1 - F_2 - F_{3d} \cdot (x - d_6)$	$d_6 < x < d_7$
$V_f(x) = R_a - (F_1 + F_2 + F_3)$	$d_7 < x < d_8$
$V_g(x) = R_a - F_1 - F_2 - F_3 - F_{4d} \cdot (x - d_8)$	$d_8 < x < d_9$
$V_h(x) = R_a - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4)$	$d_9 < x < d_{10}$
$V_i(x) = R_a - F_1 - F_2 - F_3 - F_4 - F_{5d} \cdot (x - d_{10})$	$d_{10} < x < d_{11}$

$V_j(x) = R_a - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5)$	$d_{11} < x < d_{12}$
$V_k(x) = -R_b$	$d_{12} < x < d_{total}$

Fonte: Próprio Autor.

As equações de momento fletor podem ser vistas na Tabela 8.

Tabela 8 - Equações de momento fletor para cada seção do eixo.

Equações de Momento Fletor M	Intervalo de posição
$M_1(x) = R_a x$	$0 < x < d_2$
$M_a(x) = R_a x - \frac{F_{1d}}{2} \cdot (x - d_2)^2$	$d_2 < x < d_3$
$M_b(x) = R_a x - F_1 \cdot (x - d_{1c})$	$d_3 < x < d_4$
$M_c(x) = M_b(x) - \frac{F_{2d}}{2} \cdot (x - d_4)^2$	$d_4 < x < d_5$
$M_d(x) = R_a x - F_1 \cdot (x - d_{1c}) - F_2 \cdot (x - d_{2c})$	$d_5 < x < d_6$
$M_e(x) = M_d(x) - \frac{F_{3d}}{2} \cdot (x - d_6)^2$	$d_6 < x < d_7$
$M_f(x) = M_d(x) - F_3 \cdot (x - d_{3c})$	$d_7 < x < d_8$
$M_g(x) = M_f(x) - \frac{F_{4d}}{2} \cdot (x - d_8)^2$	$d_8 < x < d_9$
$M_h(x) = M_f(x) - F_4 \cdot (x - d_{4c})$	$d_9 < x < d_{10}$
$M_i(x) = M_h(x) - \frac{F_{5d}}{2} \cdot (x - d_{10})^2$	$d_{10} < x < d_{11}$
$M_j(x) = M_h(x) - F_5 \cdot (x - d_{5c})$	$d_{11} < x < d_{12}$
$M_k(x) = -R_b x + R_b \cdot d_{total}$	$d_{12} < x < d_{total}$

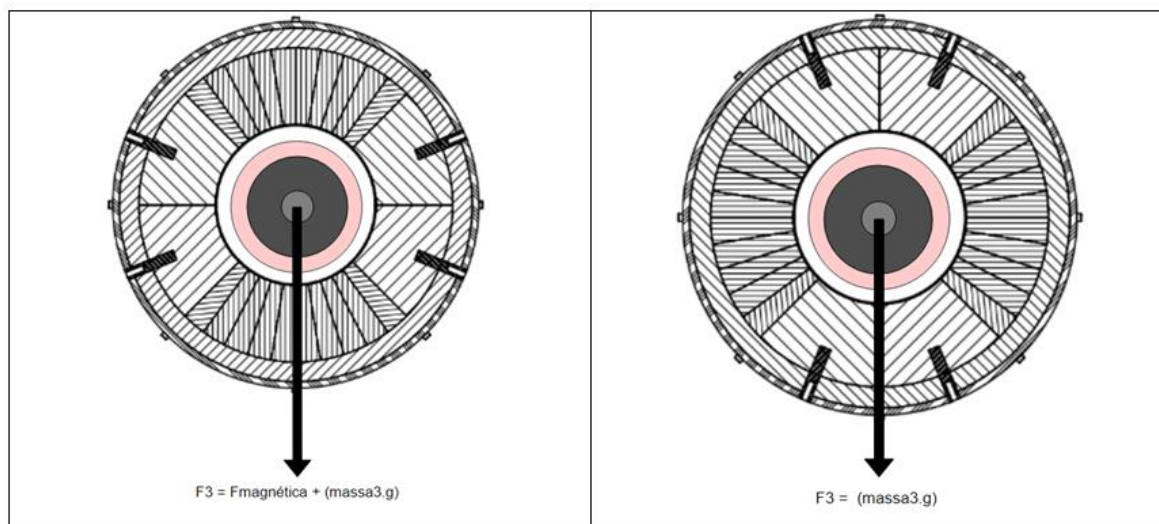
Fonte: Próprio Autor.

Utilizou-se um modelo matemático para cálculos desenvolvida em linguagem de programação *Python* para automatizar a tarefa de cálculo e gerar gráficos para facilitar as análises e tratamentos de dados. O código ficará disponível no Apêndice A.

Aplicaram-se as equações da Tabela 7 e Tabela 8 e os intervalos de posição no modelo matemático e se gerou o gráfico de força cortante e momento fletor por posição. Nota-se que existem dois gráficos de força cortante e momento fletor por posição. Isto se dá ao fato de que, durante a operação do equipamento existem dois casos a ser analisados. O caso crítico onde o módulo da força magnética máxima se soma a força causada pela massa do conjunto estator e outro quando a força magnética não contribui para o carregamento, tendo módulo igual à zero. Portanto se faz necessária a determinação dos momentos fletores máximos de cada um dos casos de operação para posterior análise de fadiga.

A Figura 61 demonstra a variação de F_3 durante a operação considerando os dois casos citados. Considerando que o movimento tenha rotação em sentido horário e considerando que haja excentricidade que cause módulo de força magnética máxima, quando os ímãs permanentes estiverem alinhados verticalmente então F_3 tem seu módulo máximo. Em $1/4$ de volta no sentido horário, os ímãs deixam de ter influência sobre o conjunto estator e então F_3 tem seu módulo mínimo.

Figura 61 - Análise de F_3 durante operação.

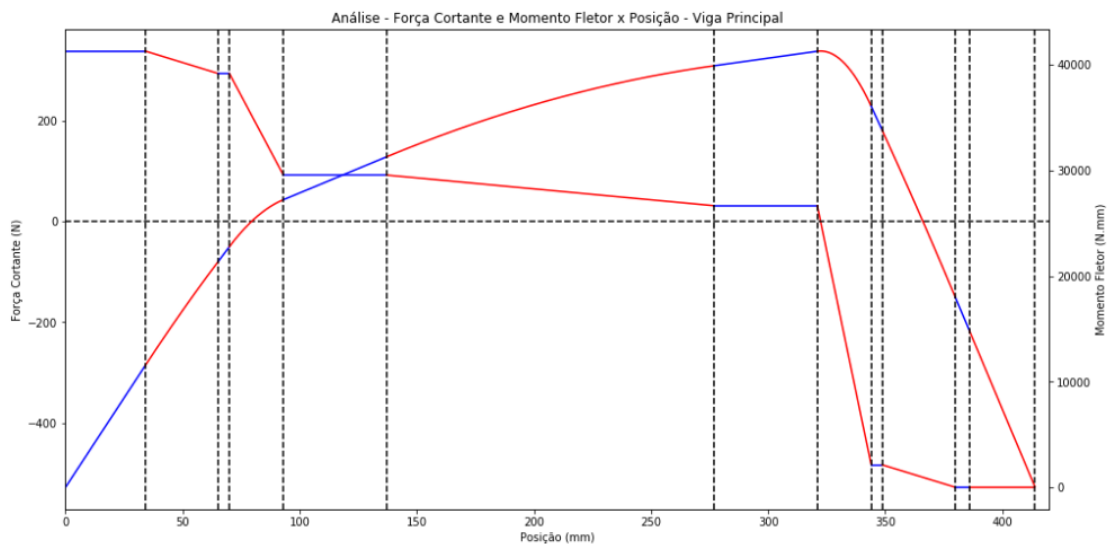


Fonte: Próprio Autor.

A força F_3 varia entre módulo máximo e mínimo duas vezes por ciclo de operação.

Usando as equações das Tabela 7 e Tabela 8 e módulo de $F_{\text{magnética}}$ com valor igual a zero, se tem o gráfico de força cortante e momento fletor por posição representado pela Figura 62.

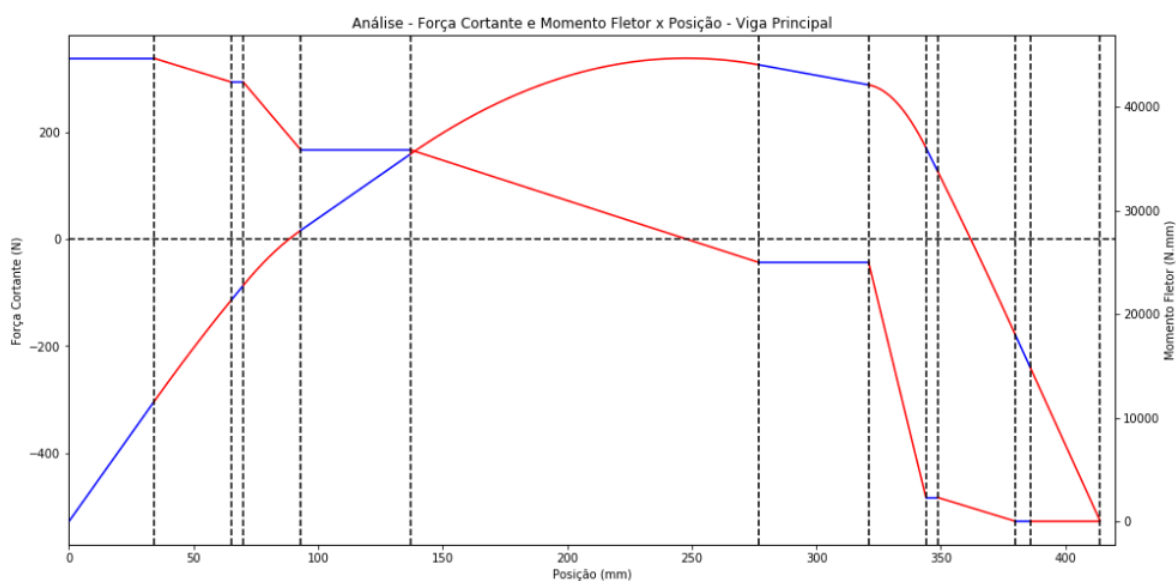
Figura 62 - Análise de força cortante e momento fletor x posição para menor módulo de F_3 .



Fonte: Próprio Autor.

Usando as equações das Tabela 7 e Tabela 8 e módulo de $F_{\text{magnética}}$ com valor máximo, se tem o gráfico de força cortante e momento fletor por posição representado pela Figura 63.

Figura 63 - Análise de força cortante e momento fletor x posição para maior módulo de F_3 .

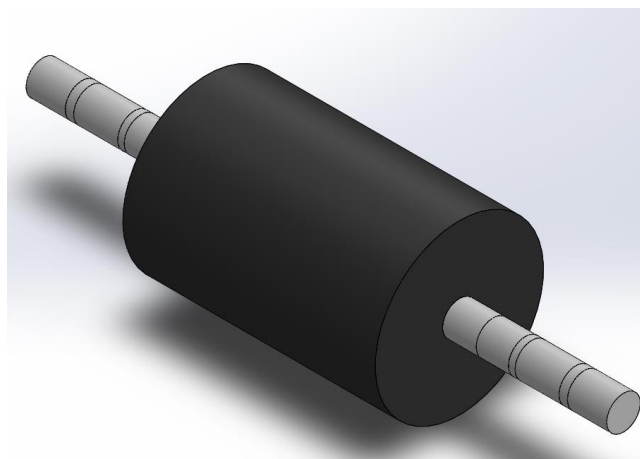


Fonte: Próprio Autor.

5.3.7. Análise da seção crítica

Para análise da seção crítica para extração dos momentos fletores máximos na se necessita analisar a montagem da viga. Conforme visto anteriormente, o estator será montado à viga por meio de ajuste por interferência como pode ser visto na Figura 64.

Figura 64 - Montagem estator na viga.



Fonte: Próprio Autor.

Como se trata de um ajuste por interferência, se pode assumir que a rigidez e a massa do estator não deixarão ter o momento máximo conforme mostram os gráficos de momento fletor por posição em ambos os casos de operação. Portanto o a seção crítica a ser analisada deve ser em d_7 que é onde ocorre a intersecção do estator com a viga.

O projeto de uma viga prismática depende essencialmente do valor absoluto máximo do momento fletor na viga. Na seção crítica em que ocorre o momento máximo a tensão normal máxima ocorre na superfície da viga. (Beer e Jhonston, 1996, p.762)

Analisando o gráfico na seção crítica se podem obter os valores de força cortante para os dois casos de operação que podem ser vistos na Tabela 9

Tabela 9 – Valores de força cortante na seção crítica nos dois casos de operação.

Módulo de F_3	Força Cortante (N)
Mínimo	31,1336
Máximo	-43,8664

Fonte: Próprio Autor.

Analisando na mesma seção se pode também obter os valores de momento fletor na seção crítica, que podem ser vistos na Tabela 10.

Tabela 10 - Valores de momento fletor na viga para os dois casos de operação.

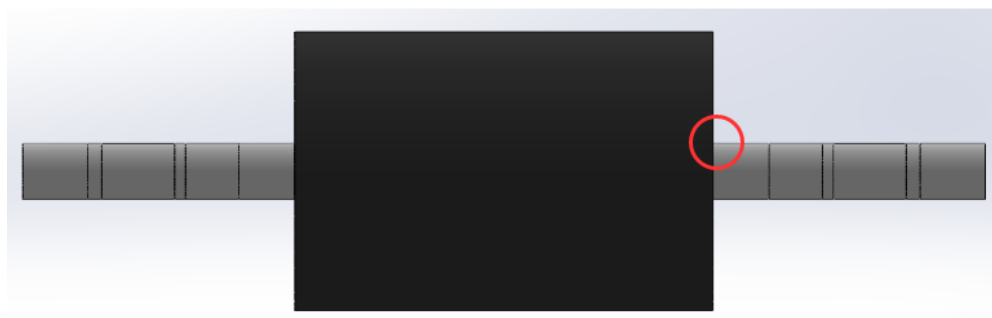
Módulo de F_3	Momento Fletor (Nmm)
Mínimo	39892,8163
Máximo	44055,3163

Fonte: Próprio Autor.

Qualquer peça apoiada sujeita a esforços transversais a seu comprimento atuará como uma viga. As vigas geralmente são sujeitas a uma combinação de tensões normais e de cisalhamento distribuídas em suas seções transversais. É importante para o projetista entender como essas tensões estão distribuídas no interior da viga a fim de escolher os locais corretos para calcular as tensões máximas. (Norton, 2006, p.160)

Como explicitado anteriormente e levando em consideração o tipo de montagem do núcleo de aço-silício do conjunto estator na viga se pode assumir que a intersecção entre o estator e a viga seja a seção crítica, no ponto central da circunferência vermelha demonstrada pela Figura 65.

Figura 65 - Seção crítica para análise.

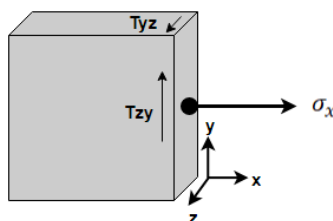


Fonte: Próprio Autor.

Assume-se que a seção crítica esteja na superfície superior da viga, pois: “A combinação de tensões em qualquer elemento particular dentro da seção transversal raramente origina um estado de tensão pior que aquele existente nas fibras externas.” (Norton, 2006, p.165).

Portanto como se sabe os carregamentos na seção crítica que são devidas a torção pelo torque resistente do campo magnético e devida a cisalhamento por flexão, como fora mostrado nos gráficos de momento fletor por posição. Extraiu-se então um elemento diferencial, de onde se denominou seção crítica, para análise por um critério de falha para carregamento estático em materiais dúcteis. O elemento diferencial, com as tensões que incidem sobre ele, pode ser visto na Figura 66.

Figura 66 - Elemento infinitesimal/diferencial da seção crítica.



Fonte: Próprio Autor.

No qual a tensão normal σ_x é causada pelos momentos fletores na posição da seção crítica e as tensões de cisalhamento $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ que são causadas pelo momento torçor. “Em seções circulares um elemento diferencial retirado de qualquer lugar da superfície externa está sujeito a tensões de cisalhamento devido

ao momento torçor. A tensão τ é de cisalhamento puro e é máxima na superfície externa onde $c = r$.” (Norton, 2006, p.180).

Nota-se que não se considera o carregamento causado pela força cortante, pois: “Uma regra prática comumente usada diz que a tensão de cisalhamento devido à força cortante em uma viga será suficientemente pequena a ponto de poder ser ignorada se a razão comprimento-diâmetro da viga for igual ou superior a dez.” (Norton, 2006, p.165).

Como se está fazendo o projeto par ao menor diâmetro possível que seja suficiente perante os carregamentos expostos se pode assumir que a razão comprimento-diâmetro será superior ao valor estipulado na literatura, fazendo com que se desconsidere a tensão cisalhante causada pela força cortante.

5.3.8. Análise pelo critério de falhas de Tensão Equivalente de Von Mises.

Como se tem um carregamento combinado de tensões normais e de cisalhamento em um mesmo ponto sobre um material dúctil é conveniente definir uma tensão equivalente que pode ser usada para representar a combinação de tensões.

Portanto se escolheu o uso da tensão equivalente de Von Mises pois: se trata de uma aproximação que concorda com dados experimentais, tornando-se mais precisa. (Norton, 2006, p.239).

Então se pode obter uma equação para tensão equivalente de Von Mises expresso em termos das tensões aplicadas:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Analisando o elemento diferencial mostrado pela Figura 66 e substituindo os termos na equação de tensão equivalente de Von Mises temos que:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Sabe-se que σ_x é causada pelos momentos fletores na posição da seção crítica e que: “a máxima tensão normal de flexão ocorre nas fibras externas e é expressa por:” (Norton, 2006, p.162).

$$\sigma_{max} = \sigma_x = \frac{M \cdot c}{I}$$

Onde M é o momento fletor máximo na seção crítica, c é a distância da tensão normal até a linha neutra que por se tratar de uma viga circular prismática c é igual ao raio da viga e I é o momento de inércia da viga, que para viga circular prismática é dado por:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Da mesma forma, se sabe que τ é causada pelo momento torçor e é dado por:

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J}$$

Onde T é o torque aplicado na seção crítica, r é o raio da seção circular e J é o momento polar de inércia que para vigas circulares prismáticas é dado por:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

Para fins de projeto, é conveniente incluir um coeficiente de segurança N escolhido de modo que o estado de tensões esteja seguramente dentro da elipse de falha por tensão de escoamento. (Norton, 2006, p.244). Então, temos que:

$$n = \frac{\sigma_e}{\sigma'}$$

Como se deseja obter o menor diâmetro possível é possível discriminar a equação para fator de segurança em função do diâmetro, abrindo o termo da tensão equivalente de von Mises e abrindo as equações de momento fletor e momento torçor com seus devidos momentos de inércia em função do diâmetro, então se tem que:

$$\begin{aligned} \sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} &\rightarrow \sigma' = \sqrt{\left(\frac{M \cdot c}{I}\right)^2 + 3\left(\frac{T \cdot r}{J}\right)^2} \rightarrow \sigma' = \sqrt{\left(\frac{M \cdot d/2}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}\right)^2 + 3\left(\frac{T \cdot d/2}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}}\right)^2} \\ \sigma' &= \sqrt{\left(\frac{M \cdot d/2}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}\right)^2 + 3\left(\frac{T \cdot d/2}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}}\right)^2} \rightarrow \sqrt{\left(\frac{M \cdot 32}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{T \cdot 16}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \rightarrow \end{aligned}$$

$$\rightarrow \sqrt{\left(\frac{16}{\pi \cdot d^3}\right)^2 \cdot [(2 \cdot M)^2 + 3T^2]} \rightarrow \frac{16}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{4M^2 + 3T^2} \rightarrow \frac{16}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{4 \left(M^2 + \frac{3}{4}T^2\right)}$$

$$\sigma' = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}$$

Então temos a equação da tensão equivalente de Von Mises discretizada em termos do diâmetro e dos momentos fletores e torçores máximos na seção a ser analisada. Substituindo na equação de fator de segurança e isolando o diâmetro se tem que:

$$n = \frac{\sigma_e}{\sigma'} \rightarrow \sigma' = \frac{\sigma_e}{n} \rightarrow \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2} = \frac{\sigma_e}{n} \rightarrow$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot \sigma_e} \sqrt{M^2 + \frac{3T^2}{2}}}$$

Sabendo o valor máximo de momento fletor e sua posição pode-se aplicar a equação e encontrar o valor de diâmetro mínimo da viga que seja suficiente para suportar o carregamento exposto com fator de segurança estipulado em $n = 2$.

Sabe-se o momento fletor máximo durante a operação que tem valor $M = 44055,3163Nmm$ e o valor do momento torçor $T = 6000Nmm$.

5.3.9. Determinação dos materiais para análise

Como se sabe que o material da viga não pode ter propriedades magnéticas, no entanto se deseja variar o material a fim de escolher um eixo com dimensão ideal ao projeto, se inseriu no modelo matemático dois materiais, que podem ser vistos na Tabela 11.

Tabela 11 - Materiais inseridos no modelo matemático.

Material	Aço Inoxidável 316
	Alumínio 6061 T6

Fonte: Próprio Autor.

As propriedades mecânicas dos materiais da Tabela 11, inseridos no modelo matemático podem ser vistas na Tabela 12.

Tabela 12 - Propriedades mecânicas dos materiais.

Material	Aço Inoxidável 316	Alumínio 6061 T6
E(GPa)	193	69
σ_e (MPa)	205	241
σ_r (MPa)	515	262

Fonte: Próprio Autor.

5.3.10. Cálculo do diâmetro mínimo pelo critério de falha de Von Mises

Sabendo as propriedades mecânicas dos materiais a serem analisados, considerando um fator de segurança $n = 2$ e aplicando a equação do critério de falhas de Von Mises em função do diâmetro, se obteve os valores de diâmetros mínimos que podem ser vistos na Tabela 13.

Tabela 13 - Diâmetros calculados pelo critério de falhas de Von Mises.

Material	Diâmetro (mm)
Aço Inoxidável 316	16,40
Alumínio 6061 T6	15,54

Fonte: Próprio Autor.

Analisando os valores de diâmetro mínimo da viga se pode perceber que alumínio possui um valor de diâmetro mínimo inferior ao aço inoxidável e isso a primeira vista pode ser contra intuitivo. No entanto, se pode explicar pelo fato de o critério de falha de tensão equivalente de von Mises ser um critério de falha para escoamento do material, portanto as equações usam como parâmetro de material a tensão limite de escoamento. Esta liga de alumínio possui uma tensão de escoamento ligeiramente superior a da liga de aço inoxidável analisada, o que faz com que o material alumínio necessite um diâmetro mínimo inferior.

5.3.11. Análise de Fadiga

Conforme a Figura 61 demonstra, durante a operação o aparato sofre com variação de tensão cíclica e pulsante, o que caracteriza um carregamento dinâmico e se faz necessário à análise de fadiga. “Qualquer carga que varie no tempo pode, potencialmente, provocar uma falha devido à fadiga.” (Norton, 2006, p.300).

Como o rotor trata-se de um ímã permanente com rotações a uma frequência de $f = 2Hz$ e o estator trata-se de um cilindro de material ferromagnético que tem seu carregamento distribuído ao longo da seção E, a resultante do campo magnético causa uma força magnética resultante cujo comportamento já foi descrito anteriormente e a operação é demonstrada pela Figura 61.

5.3.11.1. Limite de resistência à fadiga dos materiais selecionados

Segundo (Shigley, 2011, p.300) se pode calcular o valor de limite de resistência à fadiga para aços, como pode ser visto na Tabela 14

Tabela 14 - Valores empíricos para o limite de resistência à fadiga para aços.

Limite de resistência à tração (σ_r)	Limite de resistência à fadiga (S'_n)
$\leq 1400 MPa$	$0.5 \cdot \sigma_r$
$> 1400 MPa$	700 MPa

Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

Para ligas de alumínio os valores podem ser encontrados na Tabela 15.

Tabela 15 - Valores de referência para estimativa de resistência à fadiga.

Material	Ciclos	Referência
Ligas de alumínio	5×10^8	$0,4 \cdot \sigma_r$
Ligas de cobre	10^8	$0,2 \text{ a } 0,5 \cdot \sigma_r$
Ligas de magnésio	10^8	$0,35 \cdot \sigma_r$

Fonte: Adaptado de Shigley (2011).

Sabendo os fatores multiplicadores para tensão de ruptura dos materiais, se aplicou aos materiais a serem analisados, cujas propriedades podem ser vistas na Tabela 12, então os resultados podem ser vistos na Tabela 16.

Tabela 16 - Limite de resistência à fadiga para os materiais analisados.

Material	Limite de resistência à fadiga (S'_n)
Aço Inoxidável 316	257,50 MPa
Alumínio 6061 T6	104,80 MPa

Fonte: Próprio Autor.

5.3.11.2. Determinação dos fatores modificadores para fadiga

Após se determinar o limite de resistência à fadiga do material se deve calcular os fatores modificadores do limite de fadiga e aplicar na equação. “Fatores modificadores são definidos e utilizados com a finalidade de levar em conta as diferenças entre o corpo de prova e o componente real de máquina com relação às condições de superfície, tamanho, carregamento, temperatura, confiabilidade e fatores diversos.” (Shigley, 2011, p.290)

$$S_n = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} S'_n$$

Os fatores modificadores com suas respectivas equações foram inseridos no modelo matemático desenvolvido e seus valores podem ser vistos na Tabela 17.

Tabela 17 - Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga.

Fator modificador	Descrição	Material	Valor
k_a	Acabamento superficial	Aço Inoxidável 316	0.6745
		Alumínio 6061 T6	1.0312
k_b	Tamanho	Aço Inoxidável 316	0.8829
		Alumínio 6061 T6	0.8596
k_c	Confiabilidade	Ambos	0.8140
k_d	Temperatura	Ambos	1.0043
k_e	Efeitos diversos	Ambos	1
k_f	Concentração de tensão	Ambos	2

Fonte: Próprio Autor.

Sendo o fator de confiabilidade para 99% de confiabilidade (NORTON, 2006, p.322)

Vale apenas salientar que se considerou $k_e = 1$, pois não irá se considerar que a viga venha da usinagem com tensões residuais suficientes para propagação de

trinca ou que o ambiente na qual a viga será exposta oferecerá condições para corrosão.

Considera-se $k_f = 2$, pois, como visto anteriormente, o núcleo de aço-silício do conjunto estator será instalado por ajuste por interferência portanto na intersecção com a viga ocorrerá uma redução brusca de diâmetro e se gerará um concentrador de tensão por variação geométrica. Como o estator estará comprimindo a seção na qual será instalada se explica o fenômeno de mudança repentina de material comprimido para descomprimido gera o concentrador de tensão. (SHIGLEY, 2011, p.414).

Aplicando os valores dos modificadores de limite de resistência na equação com os devidos limites de resistência à fadiga de cada material, se tem um novo limite de resistência à fadiga a ser considerado nos cálculos posteriores, esses valores podem ser vistos na Tabela 18.

Tabela 18 - Limite de resistência à fadiga considerando os fatores modificadores.

Material	Limite de resistência à fadiga (S_n)
Aço Inoxidável 316	90,1107 MPa
Alumínio 6061 T6	39,0674 MPa

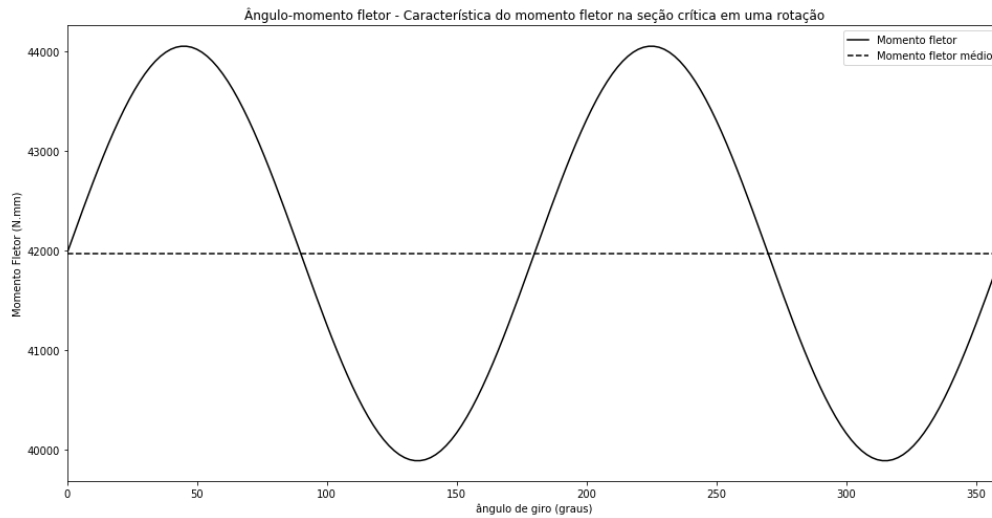
Fonte: Próprio Autor.

5.3.11.3. Caracterização das tensões flutuantes

Como se tem um caso de tensões flutuantes se faz necessário uma análise de caracterização dessas tensões flutuantes. “Tensões flutuantes em maquinaria frequentemente tomam a forma de um padrão senoidal por causa da natureza de algumas maquinarias rotativas. Descobriu-se que em padrões periódicos que exibem um único máximo e um único mínimo de força, a forma da onda não é importante, mas os picos em ambos os lados alto (máximo) e baixo (mínimo) são importantes e podem ser usados para caracterização do padrão de tensão flutuante.”(SHIGLEY, 2011, p.318)

Considerando os valores de M_{max} e M_{min} da Tabela 10 e sabendo que se pode efetuar a caracterização do momento fletor por meio de uma onda senoidal se construiu o gráfico que demonstra o comportamento do momento fletor na seção crítica durante a operação do aparato, como pode ser visto na Figura 67.

Figura 67 - Caracterização do momento fletor durante operação.



Fonte: Próprio Autor.

5.3.11.4. Critério de Goodman Modificada

Sabendo que é possível desenvolver a caracterização das tensões se faz necessária a escolha de um critério de falha por fadiga para tensão flutuante. Escolheu-se o critério do diagrama de Goodman Modificada por questões de ser o mais conservador (SHIGLEY, 2011, p.324).

Análogo ao que foi feito para a análise estática, se deseja saber o diâmetro mínimo necessário para a viga suportar os carregamentos dinâmicos de fadiga a qual é solicitada, portanto por meio da equação se faz possível a obtenção do diâmetro mínimo.

$$\begin{aligned}
 \frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} &= \frac{1}{n} \rightarrow \frac{\frac{M_{max} - M_{min}}{2} \cdot \frac{c}{I}}{S_n} + \frac{\frac{M_{max} + M_{min}}{2} \cdot \frac{c}{I}}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \rightarrow \\
 &\rightarrow \frac{c}{I} \cdot \left[\left(\frac{M_{max} - M_{min}}{2 \cdot S_n} \right) + \left(\frac{M_{max} + M_{min}}{2 \cdot S_{ut}} \right) \right] = \frac{1}{n} \rightarrow \\
 &\rightarrow \frac{\frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}} \cdot \left[\left(\frac{M_{max} - M_{min}}{2 \cdot S_n} \right) + \left(\frac{M_{max} + M_{min}}{2 \cdot S_{ut}} \right) \right] = \frac{1}{n} \rightarrow \\
 d &= \frac{32 \cdot n}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\left[\left(\frac{M_{max} - M_{min}}{2 \cdot S_n} \right) + \left(\frac{M_{max} + M_{min}}{2 \cdot S_{ut}} \right) \right]}
 \end{aligned}$$

Agora, se tem a equação para determinar o diâmetro mínimo necessário para análise de fadiga pelo critério de falha de Goodman Modificada em termos de fator de segurança que deve ser mantido com valor igual a dois e momentos fletores máximos e mínimos durante a operação.

5.3.11.5. Determinação do diâmetro mínimo para resistir à fadiga

Aplicando os valores de S_n da Tabela 18, os valores de M_{max} e M_{min} da Tabela 10 e o valor de S_{ut} das propriedades de cada material são possíveis os cálculos dos diâmetros mínimos para fadiga, que pode ser visto na Tabela 19.

Tabela 19 - Diâmetro calculado para análise de fadiga pelo critério de Goodman Modificada.

Material	Diâmetro (mm)
Aço Inoxidável 316	8,20
Alumínio 6061 T6	10,76

Fonte: Próprio Autor.

Analisando os valores de diâmetro mínimos mostrados na Tabela 13, para critério de falha estática de von Mises, e pela Tabela 19, para falha por fadiga pelo critério de Goodman Modificada, se pode perceber que os valores para diâmetro mínimo para ambos materiais são maiores para o critério de falha para escoamento estático do que dinâmico. A interpretação disto se dá por conta que os carregamentos externos a qual a viga é solicitada são mais críticos do ponto de vista de escoar o material por falhas estáticas do que a tensão pulsante, que determina a característica de falha dinâmica, que é causada pela variação da força magnética durante a operação. Portanto, para fins de projeto, daqui para frente se irão considerar os valores de diâmetro mínimo para falha estática de escoamento.

5.3.12. Análise para o caso de montagem

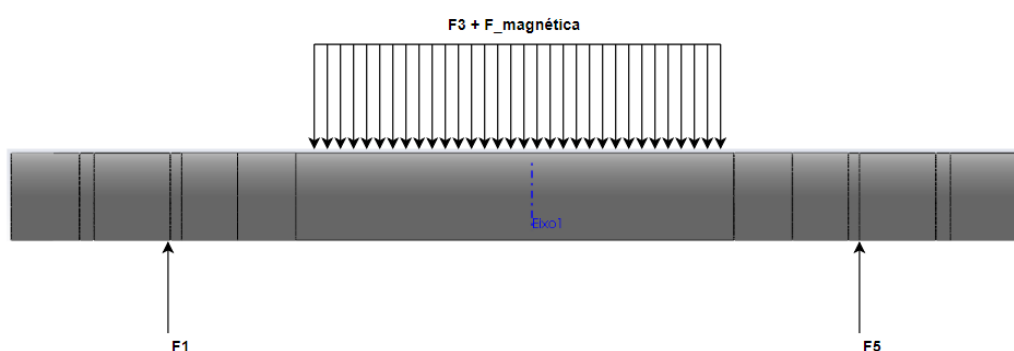
Como visto anteriormente a intensidade da força magnética, se o estator encostar-se ao ímã durante a montagem quando a distância relativa entre eles pode chegar a 15 mm, é considerada com valor igual à 5kN.

Faz-se necessário, para determinar o diâmetro da viga, a análise estática com critério de falhas de von Mises para escoamento. Para a análise, se considera que não existe nenhum elemento exceto o conjunto do ímã que compõe o rotor e o

estator sendo inserido no imã. Neste caso, se esta avaliando o diâmetro mínimo necessário para a viga não deformar plasticamente para extração do rotor que neste estudo de caso estaria colado ao rotor.

Considerou-se $F_{magnética} = 5kN$ e $F_2 = F_4 = 0N$. O apoio do mecanismo de extração foi considerado onde são aplicadas as forças F_1 e F_5 , portanto $F_1 = F_5 = -2,53kN$, que são as reações de apoio à F_3 . A distribuição dos carregamentos para análise pode ser vista na Figura 68.

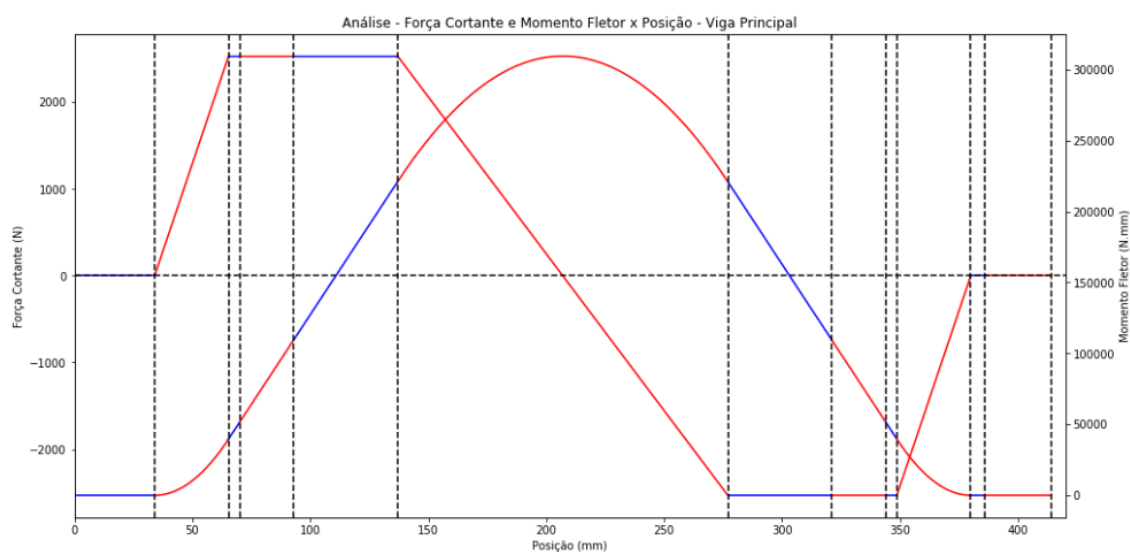
Figura 68 - Distribuição de carregamentos para caso de montagem.



Fonte: Próprio Autor.

Com isso e adequando o modelo matemático desenvolvido com as novas entradas de dados, se obteve o gráfico de força cortante e momento fletor por posição, que pode ser visto na Figura 69, para análise análoga à feita para diâmetro mínimo da viga para condição de operação.

Figura 69 - Gráfico de força cortante e momento fletor por posição para caso de montagem.



Fonte: Próprio Autor.

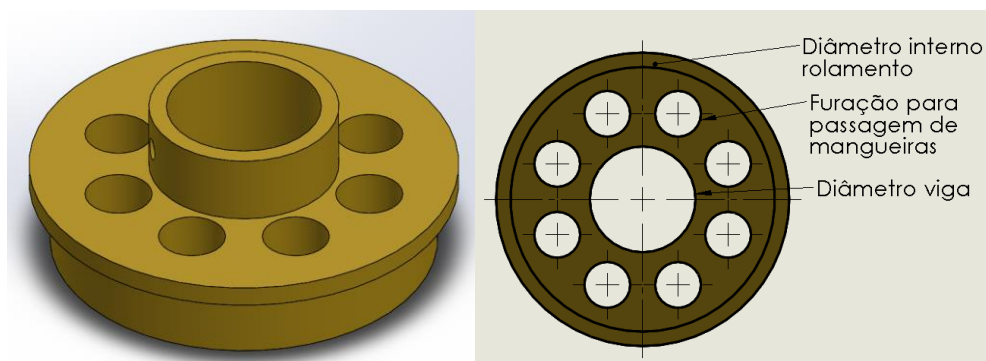
Do gráfico, se tem que o momento fletor crítico se dá no início ou fim da seção E, e tem seu valor $M_{crit} = 220974,4798 Nmm$. Aplicando este valor na equação de critério de falha de von Mises para escoamento em termos do diâmetro, considerando $n = 2$ e limite de escoamento para o material Alumínio 6061 T6 se tem que o diâmetro mínimo necessário é $d_{montagem} = 26,53mm$.

5.3.13. Determinação dos rolamentos

Dos requisitos de projeto se sabe que se deve ter o maior rendimento mecânico possível e para isto se faz necessário uma seleção criteriosa dos rolamentos, pois são elementos em constante atrito e existe a perda de energia mecânica neles.

Analisando o aparato se pode ver que o rotor está posicionado no lado externo e apoiado na viga em cima dos rolamentos que por sua vez estão apoiados na viga inseridos em uma bucha furada para passagem de mangueiras da parte interna do aparato para fora, como pode ser visto na Figura 70.

Figura 70 - Bucha para passagem de mangueiras onde são inseridos os rolamentos



Fonte: Próprio Autor.

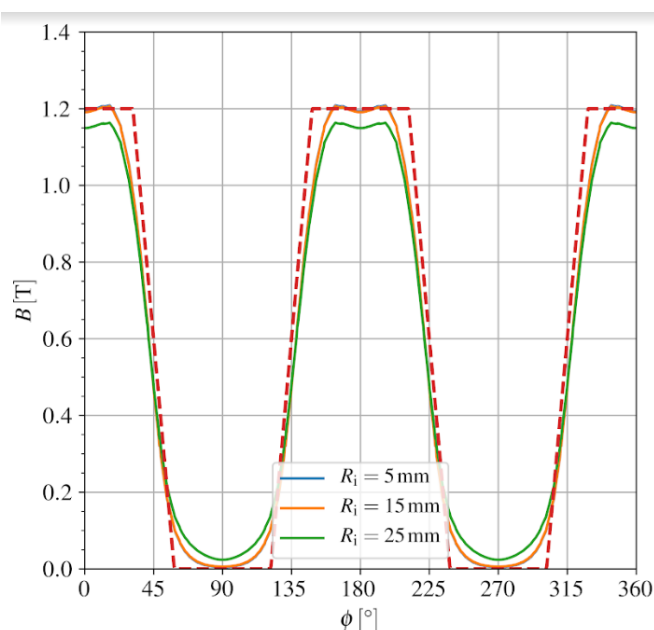
A bucha para passagem de mangueiras mostrada na Figura 70 tem como variável principal de modificação o diâmetro da viga, ou seja, todas as suas dimensões variam de acordo com a variação do diâmetro de viga. Portanto, a espessura de parede dos furos para passagem das mangueiras deve ser igual a 3,5 mm e variando o diâmetro interno essa proporção se mantém.

Como o diâmetro final da viga ainda não foi decidido até esta etapa, e a variação do seu diâmetro tem influência direta na bucha de passagem onde os rolamentos são assentados e como se quer a menor perda de potência possível nos

rolamentos, uma boa forma de estimar o diâmetro final da viga é saber como a perda de potência nos rolamentos se comporta para os diferentes diâmetros de vigas estimados.

Da etapa de dimensionamento por critério de falhas de von Mises, se tem o diâmetro mínimo possível para a viga. Portanto se tem o valor inicial. Para estimar um valor final, para que não se gere um número desnecessário e análises, se pode avaliar o gráfico de influência do diâmetro da viga no perfil do campo magnético gerado, análise feita por (Fortkamp, 2018) geradas por meio de simulações e modelos matemáticos que pode ser vista na Figura 71.

Figura 71 - Influência do diâmetro da viga no perfil do campo magnético gerado.



Fonte: Adaptado de Fortkamp (2018)

Quanto maior for o diâmetro da viga, menos material ferromagnético terá no conjunto estator, fator que tem influência direta no campo magnético gerado. Analisando a Figura 71 se pode perceber que o campo magnético ideal esta representado pela linha pontilhada em vermelho enquanto as outras curvas são o campo magnético considerando a subtração da área ocupada pela viga. Pode-se perceber que apenas se tem efeitos severos quando os diâmetros de viga começam a ser iguais ou superiores a 50 mm. No entanto, na etapa de dimensionamento para o pior caso possível de montagem se tem que o valor de diâmetro mínimo necessário é de 26,53mm. Portanto se assumirá, para questões de análise, o maior diâmetro da viga com o valor de 30 mm.

Os rolamentos rígidos de esferas são entre os rolamentos, os de tipo mais representativo e atendem um extenso campo de aplicações. Os canais da pista no anel interno e no anel externo apresentam um perfil lateral em arco, com um raio ligeiramente maior que o raio das esferas. Além da carga radial, permite apoio da carga axial em ambos os sentidos. O torque de atrito é pequeno, sendo o mais adequado para aplicações que requerem baixo ruído e vibração. (NSK, 2008, p.110)

“Sistemas de vedações são mecanismos pelos quais se evitam a penetração de elementos nocivos aos rolamentos, como a sujeira, a umidade e partículas metálicas, e por outro lado impedem o vazamento do lubrificante. Consequentemente, o sistema de vedação, deve nas variadas condições de utilização desempenhar continuamente o objetivo de proteger e vedar, não devendo ser a causa de atrito anormal ou superaquecimento; devem ao mesmo tempo apresentar facilidade na remoção, instalação e manutenção. Analisando em conjunto com o método de lubrificação, deve ser determinado o sistema de vedação mais adequado para cada tipo de aplicação.” (NSK, 2008, p.A102)

Escolheram-se rolamentos cuja designação tem prefixo com os números 618 que é o código para rolamentos rígidos de uma carreira de esferas. Esses rolamentos têm os últimos dois dígitos para o diâmetro interno que variam com um fator de multiplicação de cinco. Por final, o sufixo designação 2RZ se refere à vedação sem contato, que proporciona baixo atrito, cuja vedação pode ser vista na Figura 72.

Figura 72 - Rolamento com vedação sem contato do tipo 2RZ.



Fonte: Adaptado de NSK (2018)

Faz-se necessário saber quais são os diâmetros das superfícies da bucha de passagem, mostrada na Figura 70, quando $15,50 < d_{viga} < 30,0 \text{ mm}$. Sabe-se

que, para se manter as proporções como explicado anteriormente o valor de diâmetro da superfície onde vai assentado o rolamento assume valor $d_{int.rolamento} = d_{viga} + 33$. Portanto $48,50 < d_{int.rolamento} < 63,0 \text{ mm}$. No entanto, os rolamentos possuem diâmetros internos que variam em uma proporção com fator cinco e para a série 618 escolhida o diâmetro mínimo é de 50 mm. Portanto se escolheu diâmetros de viga que resultassem em um valor de diâmetro interno do rolamento de no mínimo 50 mm e se selecionando o próximo que o resultado fosse o valor mínimo anterior somado ao fator cinco. Os valores finais podem ser vistos na Tabela 20.

Tabela 20 - Variação diâmetro da viga e designação rolamento.

Diâmetro Viga (mm)	D_interno rolamento (mm)	Designação rolamento
17,0	50,0	61810-2RZ
22,0	55,0	61811-2RZ
27,0	60,0	61812-2RZ

Fonte: Próprio Autor.

Conhecendo os modelos dos rolamentos é possível estimar a perda de potência por atrito de cada um deles. O fabricante de rolamentos SKF disponibiliza uma ferramenta chamada “*SKF Bearing Calculator*” que permite o cálculo do momento total de atrito, necessário para calcular a perda de potência por atrito. Para isto é necessário informar a designação de cada rolamento e selecionar a opção de “*Fricction Moment – Power Loss*” cuja interface é mostrada pela Figura 73.

Figura 73 - Interface SKF Bearing Calculator.

Enter input parameters

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Frictional moment - power loss

F_r kN
Radial load

F_a kN
Axial load

n_i r/min
Rotational speed of the inner ring

Operating temperature °C
Bearing outer ring

Grease used in the bearing MT33
Select from list

Fonte: Adaptado de SKF (2018)

As entradas para cálculo são a força radial, que será discutida posteriormente, a força axial que neste caso é zero para ambos os rolamentos, a velocidade angular que tem valor de 120RPM, a temperatura de operação que se estimou aproximadamente 30 graus Celsius e o tipo de lubrificante utilizado, que para este caso serão utilizadas graxas padrão MT33.

Sabe-se que os rolamentos têm carregamentos radiais diferentes. O rolamento um é carregado por $F_2 = 126,50N$ e o rolamento dois é carregado por $F_4 = 439,50N$.

Informando os valores de força radial e dos demais parâmetros para cada tipo de rolamento se tem os valores dos momentos de atrito total, que podem ser vistos na Tabela 21.

Tabela 21 - Momento de atrito total calculado.

Rolamento	Carregamento	Matrito (N.mm)
61810-2RZ	F_2	7,37
	F_4	17,30
61811-2RZ	F_2	8,80
	F_4	19,90
61812-2RZ	F_2	10,20
	F_4	22,60

Fonte: Próprio Autor.

Quando o momento de atrito total (M_{atrito}) é conhecido, se pode calcular a perda de potência por atrito em cada rolamento utilizando a equação: SKF (2018).

$$P_{\text{perda}} = 1,05 \times 10^{-4} \cdot M_{\text{atrito}} \cdot n$$

Onde n é a velocidade angular de operação em RPM e P_{perda} é a perda de potência por atrito em W.

Portanto, aplicando os valores de M_{atrito} da Tabela 21 na equação de P_{perda} se tem a Tabela 22.

Tabela 22 - Perda de potência por atrito em cada rolamento vedação sem contato.

Rolamento	Carregamento	P_{perda} (W)	P_{perda} Total (W)
61810-2RZ	F ₂	0,09	0,31
	F ₄	0,22	
61811-2RZ	F ₂	0,11	0,36
	F ₄	0,25	
61812-2RZ	F ₂	0,13	0,41
	F ₄	0,28	

Fonte: Próprio Autor.

Cruzando os dados com os valores de diâmetros da viga se tem a Tabela 23.

Tabela 23 - Perda de potência por rolamento para cada diâmetro de viga.

Diâmetro viga (mm)	Rolamento	P_{perda} Total (W)
17,0	61810-2RZ	0,31
22,0	61811-2RZ	0,36
27,0	61812-2RZ	0,41

Fonte: Próprio Autor.

Para efeitos de comparação e justificativa na escolha de um tipo especial de rolamentos, se fez a análise de perda de potência em rolamentos mais comuns no mercado, cuja designação tem o mesmo prefixo 618 para os mesmos diâmetros

internos 10, 11 e 12, mudando apenas o sufixo para 2RS1 que são vedações de contato, cuja vedação pode ser vista na Figura 74.

Figura 74 - Rolamento com vedação de contato do tipo 2RS1.



Fonte: Adaptado de NSK (2018)

Portanto, por meio da calculadora “*SKF Bearing Calculator*” se inseriu os rolamentos desejados com vedação de contato e com os mesmos parâmetros anteriores, para efeitos de comparação. Isso resultou na obtenção dos momentos de atrito para cada rolamento e utilizando a equação de perda de potência por atrito se calculou a perda de potência por atrito para cada rolamento, como pode ser visto na Tabela 24.

Tabela 24 - Perda de potência por atrito em cada rolamento vedação com contato.

Rolamento	Carregamento	P_{perda} (W)	$P_{\text{perda Total}}$ (W)
61810-2RS1	F_2	2,19	4,50
	F_4	2,31	
61811-2RS1	F_2	2,66	5,46
	F_4	2,80	
61812-2RS1	F_2	3,14	6,43
	F_4	3,29	

Fonte: Próprio Autor.

Para comparação, então, se juntou o conteúdo da Tabela 23 com a coluna de perda de potência total da Tabela 24 para escolha do tipo de vedação a ser utilizada nos rolamentos, a comparação pode ser vista na Tabela 25.

Tabela 25 - Comparação da perda de potência por atrito entre sufixos 2RZ e 2RS1.

Diâmetro viga (mm)	Rolamento	P_{perda} Total (W)
17,0	61810-2RZ	0,31
	61810-2RS1	4,50
22,0	61811-2RZ	0,36
	61811-2RS1	5,46
27,0	61812-2RZ	0,41
	61812-2RS1	6,43

Fonte: Próprio Autor.

Analisando a Tabela 25 se pode perceber que os rolamentos de vedação sem contato oferecem uma perda de potência por atrito cerca de 90% menor, portanto por esta justificativa para cumprir o requisito de projeto de ter a maior eficiência mecânica, se escolheram os rolamentos de vedação sem contato de sufixo 2RZ.

5.3.14. Determinação do diâmetro final da viga

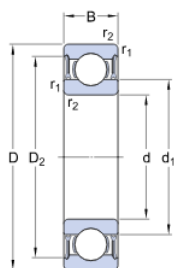
Decidiu-se, também, a escolha do diâmetro final da viga com o valor de $d_{viga} = 22,0mm$, pois é um valor intermediário entre os apresentados, atende bem a ambos os casos analisados para escoamento. Como o diâmetro da viga foi escolhido, com isso é decidido o rolamento cuja designação é 61811-2RZ.

Diâmetro viga (mm)	Rolamento	P_{perda} Total (W)
22,0	61811-2RZ	0,36

5.3.15. Verificação do rolamento selecionado

O rolamento escolhido, 61811-2RZ, possui as dimensões que podem ser vistas na Figura 75.

Figura 75 - Dimensões rolamento 61811-2RZ

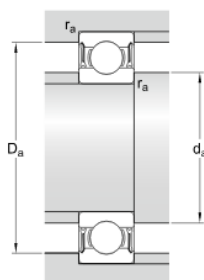


d	55	mm
D	72	mm
B	9	mm
d ₁	≈ 60.3	mm
D ₂	≈ 68.68	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Fonte: Adaptado de SKF (2018)

Para efeitos de modelagem dos elementos no qual o rolamento vai assentado se faz necessário saber as dimensões de encosto, que pode ser vista na Figura 76.

Figura 76 - Dimensões de encosto rolamento 61811-2RZ



d _a	min.	57	mm
d _a	max.	60.5	mm
D _a	max.	70	mm
r _a	max.	0.3	mm

Fonte: Adaptado de SKF (2018)

Para verificações do rolamento com base no carregamento que ele é exposto e para determinação de parâmetros úteis como vida útil, se faz necessário saber os dados de cálculo, que podem ser vistos na Figura 77.

Figura 77 - Dados de cálculo rolamento 61811-2RZ

Dados de cálculo			
Classificação de carga dinâmica básica	C	9.04	kN
Classificação de carga estática básica	C ₀	8.8	kN
Limite de carga de fadiga	P _u	0.375	kN
Velocidade de referência		19000	r/min
Velocidade-limite		9500	r/min
Fator de cálculo	k _r	0.015	
Fator de cálculo	f ₀	17	
Massa			
Massa do rolamento		0.083	kg

Fonte: Adaptado de SKF (2018)

“As funções requeridas para os rolamentos diferem de acordo com a aplicação, e devem ser mantidas necessariamente por um período além do

determinado. O rolamento mesmo que utilizado corretamente, ao pássaro do tempo eixa de desempenhar a forma satisfatória, devido entre outros casos como o aumento de ruído e vibração, a redução da precisão pelo desgaste, a deterioração da graxa lubrificante ou o escamamento por fadiga na superfície de rolamento.” (NSK, 2008, p.A24)

Compara-se a capacidade de carga estática básica do rolamento, mostrado na Figura 77 com os carregamentos nos quais os dois rolamentos são expostos, F_2 e F_4 . Isto resulta em um fator de segurança f , que pode ser visto na Tabela 26.

Tabela 26 - Fator de segurança no qual os rolamentos operam.

Rolamento	$C_0(N)$	Carregamento(N)	f
61811-2RZ	8800	F_2	69,5
		F_4	20,0

Fonte: Próprio Autor.

O cálculo da vida nominal para rolamentos do tipo rolamento de esferas se da pela equação:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot RPM} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Onde RPM é a velocidade angular no qual os rolamentos operam, C é a capacidade de carga básica dinâmica e P são os carregamentos F_2 e F_4 . Portanto, fazendo para os dois rolamentos temos os valores que podem ser vistos na Tabela 27.

Tabela 27 - Vida nominal em horas dos rolamentos.

Rolamento	$C (N)$	Carregamento(N)	$L_h(h)$
61811-2RZ	9040	F_2	$50,69 \times 10^6$
		F_4	$1,21 \times 10^6$

Fonte: Próprio Autor.

“A capacidade de carga dinâmica que representa a capacidade de carga do rolamento, é definida como a carga de direção e intensidade constantes que resulte na vida nominal de um milhão de revoluções.” (NSK, 2008, p.A24).

Portanto, seria necessária a aplicação de um carregamento de 9040N para que o rolamento tivesse vida nominal, em horas, equivalentes a um milhão de revoluções.

Os altos fatores de segurança e número de vida útil em horas se da pelo fato de a escolha do rolamento ter sido feita com base em requisitos geométricos e não pela capacidade de carga ou número de vida, portanto por esta razão ele tem resistência muito superior ao que a aplicação exige.

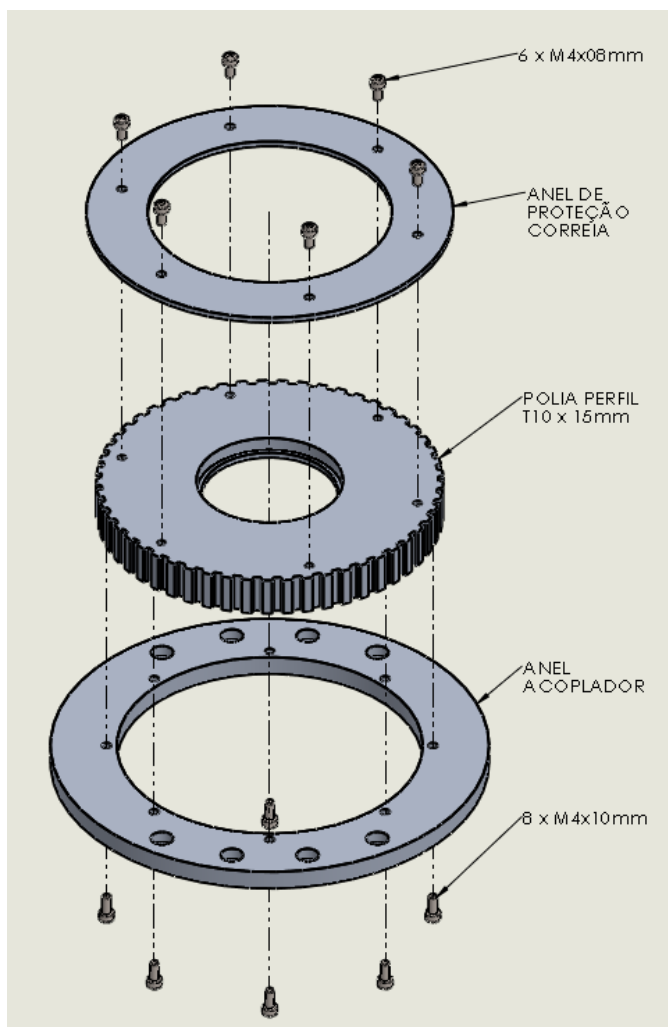
5.3.16. Planejamento de Processos de Fabricação

O planejamento do processo é a ligação entre a engenharia do produto e a manufatura. Diz respeito à seleção dos processos e ferramentas adequados para transformar a matéria-prima no produto final de acordo com as especificações do projeto. O planejamento do processo pode então ser definido como um procedimento de determinação dos métodos e da sequência de fabricação para produzir um componente com as especificações de projeto.

Observa-se que não se faz necessária a análise de esforços mecânicos que o componente sofre, pois seu requisito de construção se deu de forma a atender à requisitos geométricos de outros componentes, tornando-o muito mais robusto do que o necessário.

5.3.16.1. Acoplador polia de transmissão

Figura 78 - Montagem acoplador polia.



Fonte: Próprio Autor.

Os processos de fabricação assim como as matérias brutas que devem ser compradas para a montagem representada pela Figura 78, pode ser vista na Tabela 28.

Tabela 28 - Tabela matéria bruta e processos de fabricação acoplador polia.

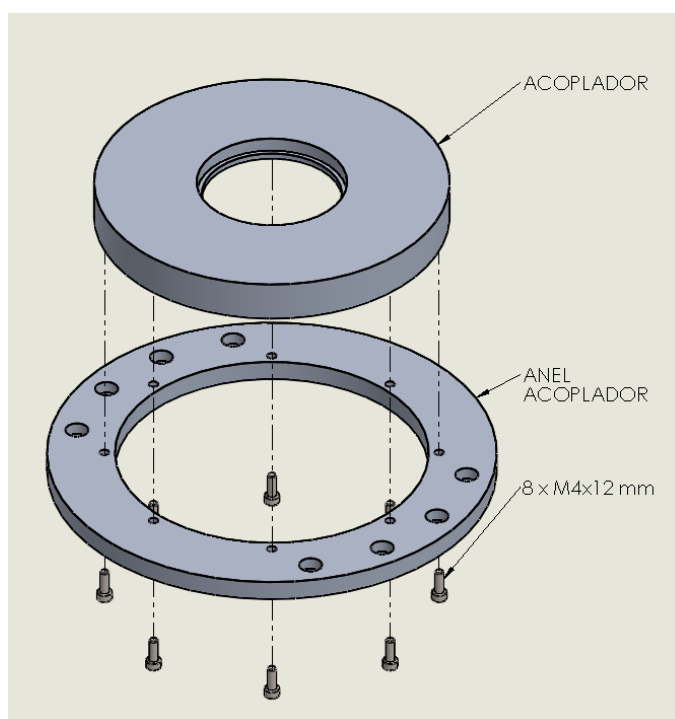
Item	Matéria bruta	Material	Processo de fabricação
Anel de proteção correia	Chapa 200x200x03 mm	Alumínio	Corte a laser
			Furação
Polia Perfil T10 x 15 mm	Tarugo 7" x 20 mm	Alumínio	Torneamento desbaste
			Furação

			Eletro erosão
Anel acoplador	Chapa 220x220x10 mm	Alumínio	Furação
			Corte a laser

Fonte: Próprio Autor.

5.3.16.2. Acoplador Lado direito

Figura 79 - Montagem acoplador lado direito.



Fonte: Próprio Autor.

Os processos de fabricação assim como as matérias brutas que devem ser compradas para a montagem representada pela Figura 79, pode ser vista na Tabela 29.

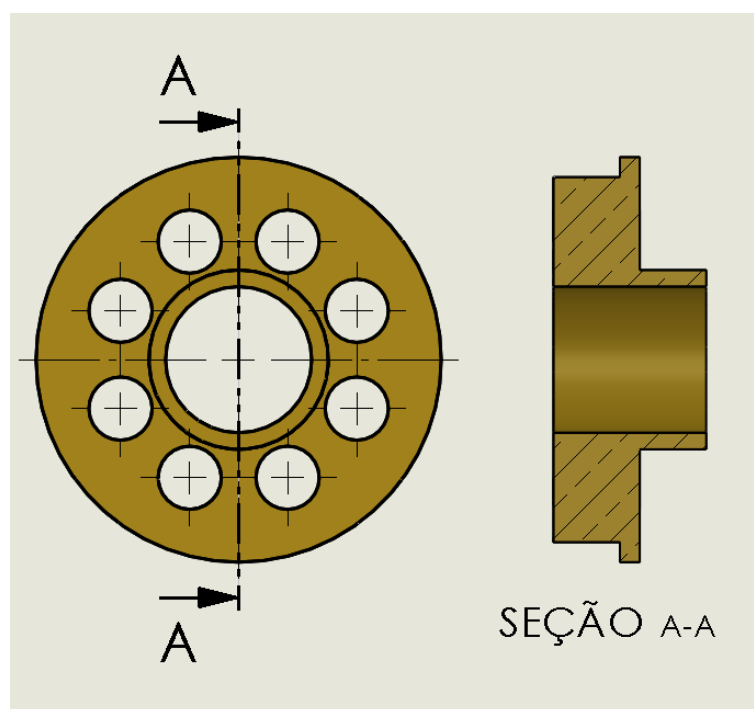
Tabela 29- Tabela matéria bruta e processos de fabricação acoplador lado direito.

Item	Matéria bruta	Material	Processo de fabricação
Acoplador	Tarugo 7" x 20 mm	Alumínio	Torneamento desbaste
			Furação
Anel acoplador	Chapa 220x220x10 mm	Alumínio	Furação
			Corte a laser

Fonte: Próprio Autor.

5.3.16.3. Bucha acopladores

Figura 80 - Detalhe bucha acopladores.



Fonte: Próprio Autor.

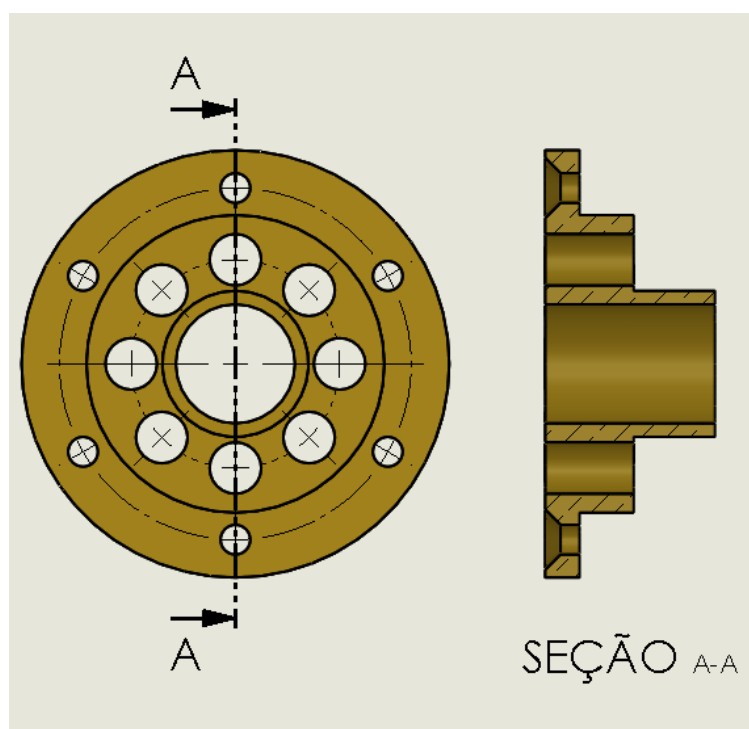
Tabela 30 - Tabela matéria bruta e processos de fabricação bucha acopladores.

Item	Matéria bruta	Material	Processo de fabricação
Bucha acopladores	Tarugo 3" x 25 mm	Alumínio	Torneamento desbaste externo
			Torneamento desbaste interno
			Furação

Fonte: Próprio Autor.

5.3.16.4. Bucha proteção

Figura 81 - Detalhe bucha proteção.



Fonte: Próprio Autor.

Tabela 31 - Tabela matéria bruta e processos de fabricação bucha acopladores.

Item	Matéria bruta	Material	Processo de fabricação
Bucha proteção	Tarugo 3" x 35 mm	Alumínio	Torneamento desbaste externo
			Torneamento desbaste interno
			Furação

Fonte: Próprio Autor.

5.3.16.5. Proteção

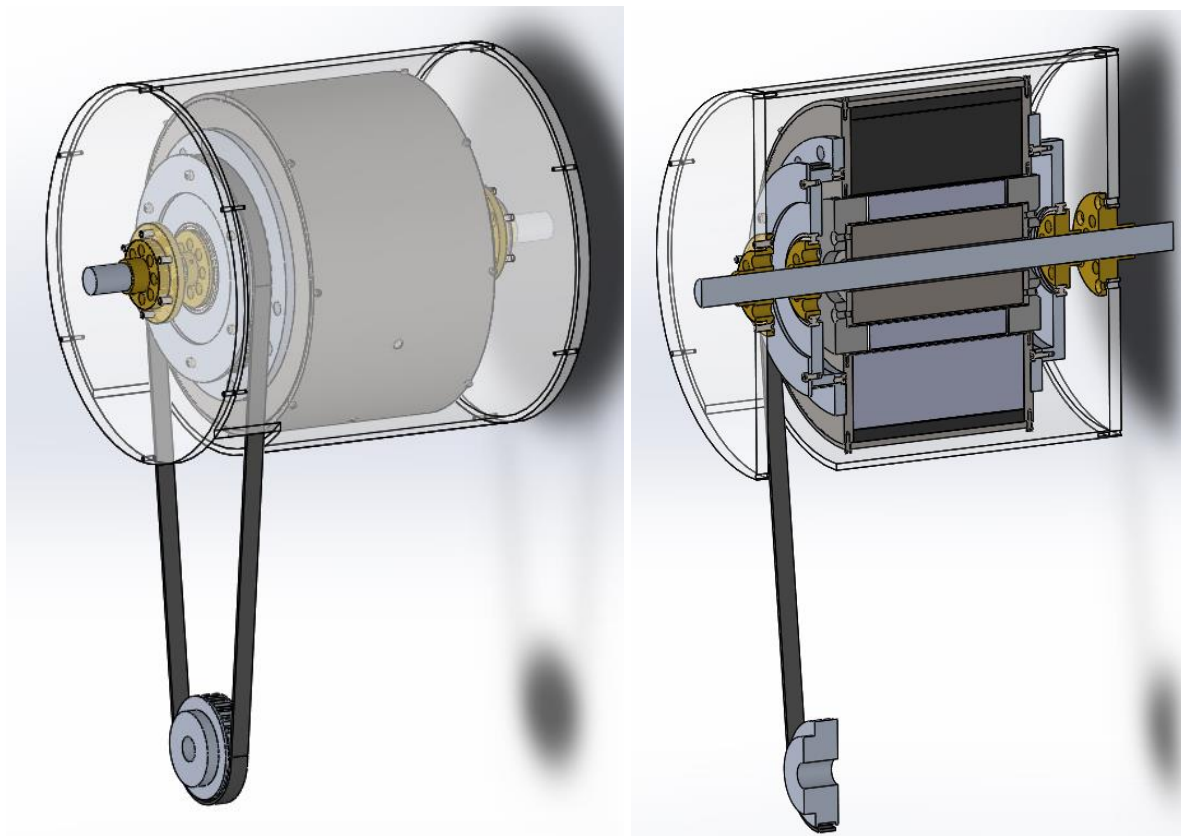
Para a proteção se escolheu o desenvolvimento no material acrílico pois satisfaz a necessidade de oferecer uma proteção ao contato de ferramentas e de pessoas com os elementos girantes.

5.3.17. Leiaute Final

Com todas as formas, geometrias, materiais e processos de fabricação bem definidos para a confecção de cada elemento que compõe o aparato, baseado

em quesitos técnicos, se tem o leiaute final que pode ser visto em detalhes na Figura 82.

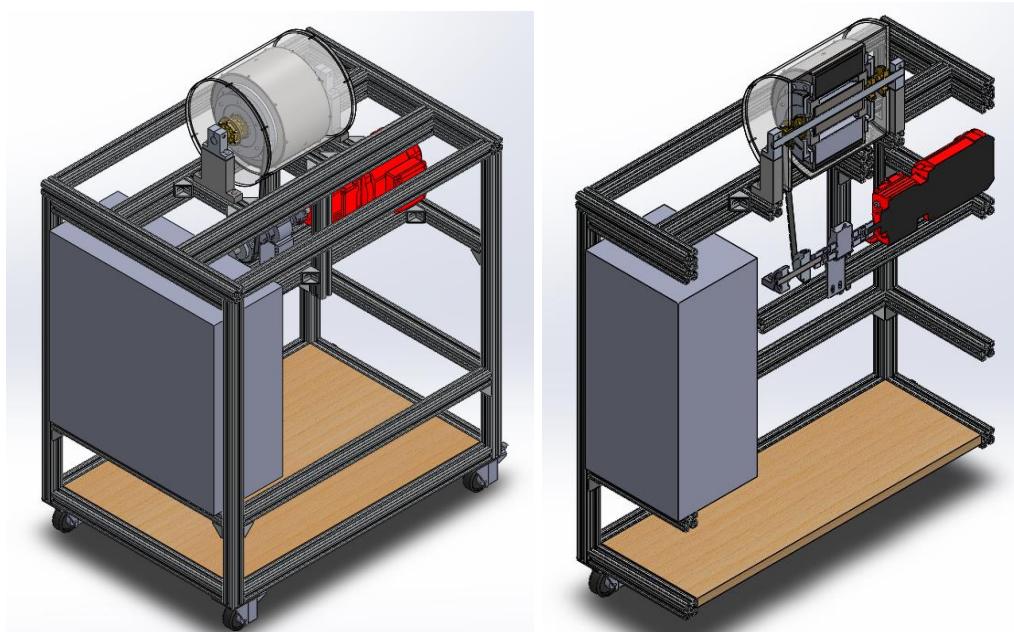
Figura 82 - Leiaute final do aparato.



Fonte: Próprio Autor.

O aparato desenvolvido faz parte de um protótipo e será instalado em uma bancada já existente, a Figura 83 mostra o leiaute final do aparato instalado na bancada com o sistema de acionamento e uma representação do gabinete elétrico.

Figura 83 - Leiaute final na bancada.



Fonte: Próprio Autor.

6. Considerações Finais

Os objetivos gerais e específicos foram alcançados. Ao longo do trabalho foi proposta uma série de projetos conceituais, os quais foram sendo amadurecidos ao mesmo tempo em que surgiam novas especificações de projeto. Com uma concepção final, começou-se a aplicar a etapa de dimensionamento de elementos de máquinas, fazendo análises de esforços mecânicos e estudando diferentes modos de falha que o aparato pode sofrer. Após as análises foram propostas dimensões finais, com fatores de segurança discutidos com os clientes internos. Partiu-se então para uma fase de projeto de elementos de máquinas, determinando os elementos de transmissão e os mancais de rolamento, a fim de cumprir uma das mais importantes especificações de projeto, que era minimizar as perdas de potência por atrito.

A partir dos elementos selecionados foi possível estimar a perda de potência por atrito que foi comparada com a perda de potência típica dos rolamentos utilizados em protótipos anteriores a fim de justificar a compra de um tipo especial de rolamento. O fato é que se conseguiu, com o rolamento com blindagem metálica (0,36 W de perda de potência por atrito), uma redução de cerca de 93,4% da perda de potência por atrito em relação aos rolamentos de blindagem polimérica (5,46 W de perda de potência por atrito).

Ao final foi apresentado um leiaute final do aparato com todos os elementos devidamente dimensionados e determinados os materiais e processos de fabricação para a produção destes elementos. Encontram-se disponíveis, nos apêndices, os modelos matemáticos usados para a análise dos esforços e demais cálculos realizados nas etapas de dimensionamento.

Este trabalho fez parte de um esforço para tornar viável um novo processo para refrigeração doméstica, no qual se enfrentam dificuldades relacionadas a minimizar as perdas de potência a fim de ter o maior coeficiente de performance possível, deixando assim a nova tecnologia competitiva quando comparada às já existentes e consolidadas no mercado. A experiência de colaborar

em um trabalho de inovação deste porte foi de valor inestimável para consolidação dos conhecimentos técnico-científicos e amadurecimento profissional do autor.

7. TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros o autor deste trabalho sugere que novos esforços de projeto conceitual sejam retomados, agora tomando como referência o leiaute final do aparato, a fim de tentar minimizar ainda mais o aparato. Realizar, também, todos os estudos feitos neste trabalho para uma versão do aparato na posição vertical, pois talvez seja a melhor forma de miniaturizar o aparato e aliviar os carregamentos nos mancais de rolamento, tornando-o mais eficiente do ponto de vista energético e mais compacto para que seja instalado em equipamentos domésticos menores.

Existem diversas outras áreas de estudos que compõe o produto final assim como o desenvolvimento de um conjunto de eletroválvulas que tem o objetivo de minimizar o consumo energético em relação às comerciais. Também estudos sobre a automação dos ciclos, estudos de desenvolvimento de ímãs mais eficientes e estudos com relação à integração destes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6158: Sistema de tolerâncias e ajustes.**

BACK, N., OGLIARI, A., DIAS, A., SILVA, J. C. **Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem.** São Paulo: Manole, 2008.

BAHL, C. R. H.; NIELSEN, K. K. **The effect of demagnetization on the magnetocaloric properties of gadolinium.** Journal of Applied Physics, v. 105, p. 013916(1–5), 2009.

BROWN, J. S.; DOMANSKI, P. A. **Review of alternative cooling technologies.** Applied Thermal Engineering, v. 64, p. 252-262, 2014.

BUDYNAS, RICHARD G. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**, 8. ed. – Porto Alegre: AMGH, 2011. 1084p

CAPOVILLA, M. S.; LOZANO, J. A.; TREVIZOLI, P. V.; BARBOSA Jr., J. R. **Performance evaluation of a magnetic refrigeration system.** Science and Technology of a the Built Environment, p. 534-543, 2016.

CARDOSO, P. O. **Um Sistema à Base de Eletroválvulas para o Gerenciamento Hidráulico de Regeneradores Magnético-Ativos.** 2018. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2018.

CO., Brecoflex. **Driving Positioning Conveying Calculation.** Nova Jersey: Brecoflex, 2018. Disponível em: <<http://www.retenfor.com.br/adm/uploads/catalogos/3.pdf>>. Acesso em: 26 mar. 2018.

CO., Brecoflex. **PULLEYS FOR POLYURETHANE AND NEOPRENE TIMING BELTS.** Nova Jersey: Brecoflex, 2018. Disponível em: <<http://www.retenfor.com.br/adm/uploads/catalogos/11.pdf>>. Acesso em: 26 mar. 2018.

COLLINS, J. A., **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas – Uma Perspectiva de Prevenção de Falha**, LTC, Rio de Janeiro, 2006.

ENGELBRECHT, K.; ERIKSEN, D.; BAH, C. R. H.; BJØRK, R.; GEYTI, J.;

F.P. BEER e E. R. JOHNSTON Jr, **Resistência dos Materiais**, Terceira Edição, MAKRON Books, São Paulo, 1996.

LOZANO, J. A.; NIELSEN, K. K.; SAXILD, F.; SMITH, A.; PRYDS, N. **Experimental results for a novel rotary active magnetic regenerator**. International Journal of Refrigeration, v. 35, p.1498–1505, 2012.

EURODRIVE, Sew. **Dados Técnicos e Dimensionais dos Motores CA Série DR. 5.** ed. Sew: Sew, 2010. Disponível em: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11690798_G14.pdf>. Acesso em: 26 mar. 2018.

FORTKAMP, F. **Comunicação Pessoal**. – Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2018.

GATES MECTROL INC (Eua). **Timing Belt Theory**. Massachusetts: Gates Mectrol, 2006. 18 p. Disponível em: <http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download_common.cfm?file=Belt_Theory06sm.pdf&folder=brochure>. Acesso em: 23 abr. 2018.

GSCHNEIDNER Jr., K. A.; PECHARSKY, V. K. **Thirty years of near room temperature magnetic cooling: Where we are today and future prospects**. International Journal of Refrigeration, v. 31, p. 945-961, 2008.

HALLA, João Chafi; LEMONGE, Afonso Celso de Castro; BARBOS, Flávio de Souza. **Apostila de Resistência dos Materiais I**. Juiz de Fora: Ufjf, 2012. Disponível em: <http://www.ufjf.br/mac/files/2012/11/Apostila_Res_Mat_outubro_2012-atualizada.pdf>. Acesso em: 11 mar. 2018.

KITANOVSKI, A.; TUŠEK, J.; TOMC, U.; PLAZNIK, U.; OŽBOLT, M.; POREDOŠ, A. **Magnetocaloric Energy Conversion: From theory to applications**. [S.l.]: Springer, 2015.

LOZANO, J. A. **Designing a rotatory magnetic refrigerator**. 2015. Tese (Doutorado) –Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2015.

MITSUBOSHI BELTING LTD (Japan). **Design Manual Timing Belt**. Nagata-ku: Mitsuboshi, 2016. 141 p

NAKASHIMA, A. T. D. **Avaliação teórica e experimental da influência do perfil temporal do escoamento sobre a performance de um regenerador magnético-ativo**. 2017. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2017.

NIELSEN, K. K.; BAHL, C. R. H.; SMITH, A. **Constraints on the adiabatic temperature change in magnetocaloric materials**. Physical Review B, American Physical Society, v. 81, n. 5, p. 054423, Feb 2010.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013, 1028.

NSK BRASIL LTDA (Brasil). **Rolamentos**. São Paulo: Nsk, 2013. 557 p.

OGLIARI, A. Modelo PRODIP. **EMC 5302 - Metodologia de Projeto em Engenharia Mecânica**, 2017. Disponível em: <<http://emc5302.ogliari.prof.ufsc.br/artigo/modelo-prodip>>. Acesso em: 20 de abril de 2018.

PEREIRA, José Carlos. **GRANTE - Curso de Mecânica dos Sólidos A**. Florianópolis: Ufsc, 2003. Disponível em: <[http://www.grante.ufsc.br/download/MecSolA/MECSOL-Parte I - Apostila-J.Carlos.pdf](http://www.grante.ufsc.br/download/MecSolA/MECSOL-Parte%20I%20-%20Apostila-J.Carlos.pdf)>. Acesso em: 12 mar. 2018.

PROVENZA, F. **Projetista de máquinas**. São Paulo: Pro-Tec, 1973.

R. BJØRK, C.R.H. BAHL, A. SMITH, D.V. CHRISTENSEN, N. PRYDS. **An optimized magnet for magnetic refrigeration**. Journal of Magnetism and Magnetic Materials v.322, p. 3324-3328, 2010.

TURA, A.; ROWE, A. **Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization**. International Journal of Refrigeration, v. 34, p. 628-639, 2011.

APÊNDICE A

In[]:

```
import matplotlib.pyplot as plt
import matplotlib.patches as mpatches
import numpy as np
from numpy import *
get_ipython().magic('matplotlib inline')
```

In[58]:

```
#----- INPUTS -----#
massa1 = 9.1359 #kg massa da proteção
massa2 = 41.0814 #kg massa do rotor
massa3 = 6.2148 #kg massa
g = 9.81 #m/s²
#-- Forças com unidade em Newtons e quatro casas decimais para manter a
precisão --
Torçor = 6000 #N.mm (6N.m -> 6000N.mm)
dpolia = (170)/2
n = 2 #Definir fator de segurança do projeto
Fmag = [0,150]
i = 0
#-- Distâncias das cargas distribuídas --#
```

d1 = 28

d2 = 34

d3 = 65.35

d4 = 70

d5 = 93

d6 = 117+20

d7 = 297-20

d8 = 321

d9 = 344

d10 = 348.65

d11 = 380

d12 = 386

dtotal = 414

#-----CLASSE MATERIAL-----#

class Material():

def __init__(self, E, Oe, Or, Sn1):

self.E = E

self.Oe = Oe

self.Or = Or

self.Sn1 = Sn1

AcoInox = Material(193000, 205, 515, 515*0.5) #MPa Aço Inoxidável 316 - Gerdau

Aluminio = Material(69000, 241, 262, 262*0.4) #MPa Liga Al 6061 T6

In[69]:

```
def Analise_Estatica():
```

```
    Fcorreia = 313 #supondo torque de 6 N.m e polia de 200 mm de diâmetro
```

```
    F1 = massa1*g/2 #força no apoio da proteção
```

```
    F2 = (massa2*g)/2 - Fmag[i]/2 #força no mancal do rotor
```

```
    P3 = (massa3*g) + np.zeros(len(Fmag)) # Condição para tornar F3 um vetor
```

```
    F3 = P3 + Fmag[i] #força no entreferro (note ação e reação na Fmag)
```

```
    F4 = F2 + Fcorreia #força em outro mancal do rotor
```

```
    F5 = F1 #força no outro apoio de proteção
```

```
    #-- Distâncias das cargas concentradas --#
```

```
    d1c = (d2+d3)/2
```

```
    d2c = (d4+d5)/2
```

```
    d3c = (d6+d7)/2
```

```
    d4c = (d8+d9)/2
```

```
    d5c = (d10+d11)/2
```

```
    #-- Distâncias das distribuições de carga --#
```

```
    d1d = d3-d2
```

```
    d2d = d5-d4
```

```
    d3d = d7-d6
```

```
    d4d = d9-d8
```

```
    d5d = d11-d10
```

```
    #-- Cálculo das Forças Distribuídas ----- #
```

```
    F1d = F1/d1d
```

```
    F2d = F2/d2d
```

```
    F3d = F3[i]/d3d
```

```
    F4d = F4/d4d
```

$$F5d = F5/d5d$$

#-----CÁLCULO DAS REAÇÕES NOS APOIOS-----
-----#

$$Rb = (F1*d1c + F2*d2c + F3[i]*d3c + F4*d4c + F5*d5c)/dtotal$$

$$Ra = F1 + F2 + F3[i] + F4 + F5 - Rb$$

#-----#

$$x1 = np.arange(0, d2, 0.1)$$

$$V1 = Ra + np.zeros(len(x1))$$

$$M1 = Ra*x1$$

#SEÇÃO A - $d2 < x < d3$

$$xa = np.arange(d2, d3, 0.1)$$

$$Va = Ra - F1d*(xa-d2)$$

$$Ma = Ra*xa - 0.5*F1d*(xa-d2)**2$$

#SEÇÃO B - $d3 < x < d4$

$$xb = np.arange(d3, d4, 0.1)$$

$$Vb = Ra - F1 + np.zeros(len(xb))$$

$$Mb = Ra*xb - F1*(xb-d1c)$$

#SEÇÃO C - $d4 < x < d5$

$$xc = np.arange(d4, d5, 0.1)$$

$$Vc = Ra - F1 - F2d*(xc-d4)$$

$$Mc = Ra*xc - F1*(xc-d1c) - 0.5*F2d*(xc-d4)**2$$

#SEÇÃO D - $d5 < x < d6$

$$xd = np.arange(d5, d6, 0.1)$$

$$Vd = Ra - F1 - F2 + np.zeros(len(xd))$$

$$Md = Ra*xd - F1*(xd-d1c) - F2*(xd-d2c)$$

#SEÇÃO E - $d6 < x < d7$

```

xe = np.arange(d6, d7, 0.1)

Ve = Ra - F1 - F2 - F3d*(xe-d6)

Me = Ra*xe - F1*(xe-d1c) - F2*(xe-d2c) - 0.5*F3d*(xe-d6)**2

#SEÇÃO F - d7 < x < d8

xf = np.arange(d7, d8, 0.1)

Vf = Ra - F1 - F2 - F3[i] + np.zeros(len(xf))

Mf = Ra*xf - F1*(xf-d1c) - F2*(xf-d2c) - F3[i]*(xf-d3c)

#SEÇÃO G - d8 < x < d9

xg = np.arange(d8, d9, 0.1)

Vg = Ra - F1 - F2 - F3[i] - F4d*(xg-d8)

Mg = Ra*xg - F1*(xg-d1c) - F2*(xg-d2c) - F3[i]*(xg-d3c) - 0.5*F4d*(xg-d8)**2

#SEÇÃO H - d9 < x < d10

xh = np.arange(d9, d10, 0.1)

Vh = Ra - F1 - F2 - F3[i] - F4 + np.zeros(len(xh))

Mh = Ra*xh - F1*(xh-d1c) - F2*(xh-d2c) - F3[i]*(xh-d3c) - F4*(xh-d4c)

#SEÇÃO I - d10 < x < d11

xi = np.arange(d10, d11, 0.1)

Vi = Ra - F1 - F2 - F3[i] - F4 - F5d*(xi-d10)

Mi = Ra*xi - F1*(xi-d1c) - F2*(xi-d2c) - F3[i]*(xi-d3c) - F4*(xi-d4c) - 0.5*F5d*(xi-
d10)**2

#SEÇÃO J - d11 < x < d12

xj = np.arange(d11, d12, 0.1)

Vj = Ra - F1 - F2 - F3[i] - F4 - F5 + np.zeros(len(xj))

Mj = Ra*xj - F1*(xj-d1c) - F2*(xj-d2c) - F3[i]*(xj-d3c) - F4*(xj-d4c) - F5*(xj-d5c)

#SEÇÃO K - d12 < x < dtotal

xk = np.arange(d12, dtotal, 0.1)

```

```

Vk = - Rb + np.zeros(len(xk))

Mk = -(Rb*xk - Rb*dtotal)

#-----MOMENTO/FORÇA CORTANTE NA POSIÇÃO CRÍTICA-----#

Mcrit = Mf[0]

xcrit = xf[0]

Vcrit = Vf[0]

#-----#

#-----GRÁFICO MF_e_V x POSIÇÃO-----#

fig = plt.figure(figsize=(12,6))

ax1 = fig.add_subplot(111)

ax1.plot(x1,V1,'b',xa,Va,'r',xb,Vb,'b',xc,Vc,'r',xd,Vd,'b',xe,Ve,'r',xf,Vf,'b',xg,Vg,'r',xh,Vh,'
b',xi,Vi,'r',xj,Vj,'b',xk,Vk,'r')

plt.xlabel('Posição (mm)')

plt.ylabel('Força Cortante (N)')

plt.title('Análise - Força Cortante e Momento Fletor x Posição - Viga Principal')

plt.xlim(0,420)

plt.axhline(y=0, color='k',linestyle='--')

ax2 = ax1.twinx()

fig1 =
ax2.plot(x1,M1,'b',xa,Ma,'r',xb,Mb,'b',xc,Mc,'r',xd,Md,'b',xe,Me,'r',xf,Mf,'b',xg,Mg,'r',xh,
Mh,'b',xi,Mi,'r', xj,Mj,'b', xk,Mk,'r')

plt.ylabel('Momento Fletor (N.mm)')

#-----Desenha linhas verticais-----#

xposition = [d2, d3, d4, d5, d6, d7, d8, d9, d10, d11, d12, dtotal]

for xlv in xposition:

    plt.axvline(x=xlx, ymax=1, color='k', linestyle='--')

```

```

#-----OUTPUTS-----#

return ( Mcrit, Vcrit, xcrit, Ra, Rb, F1, F2, F3, F4, F5)

Valores = Analise_Estatica()

# In[ ]:

#Define o critério de falha ao escoamento para análise estática em função do
diâmetro do eixo

def CF_VonMises():

    #Equação de diâmetro pelo critério de falha de VonMises

    d_inox      =      (((32*n)/(pi*AcoInox.Oe))*(((M_max)**2)      +
((3*(Torçor**2))/4)))**(1/2))**(1/3)

    d_al        =      (((32*n)/(pi*Aluminio.Oe))*(((M_max)**2)      +
((3*(Torçor**2))/4)))**(1/2))**(1/3)

    return(d_inox, d_al)

#diametros_VM = CF_VonMises()

# In[66]:

def Analise_Fadiga():

    #-----FATORES_MULTIPLICADORES-----
    -----#

    #Ka - Fator de acabamento superficial - Para acabamento retificado

    a = 1.58

    b = -0.085

```

$$K_{a_inox} = a \cdot (A_{colInox} \cdot O_r^{**b})$$

$$K_{a_al} = a \cdot (Aluminio \cdot O_r^{**b})$$

#Kb - Fator de dimensão da peça

$$K_{b_inox} = (diâmetros_VM[0]/7.62)^{**-0.107} \text{ #Kb para } 2.79 \leq x \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_{b_al} = (diâmetros_VM[1]/7.62)^{**-0.107} \text{ #Kb para } 2.79 \leq x \leq 51 \text{ mm}$$

#Kc - Fator de confiabilidade - Considerar como o grau de simplificações feitos durante as análises anteriores do projeto.

$$K_c = 0.814 \text{ #Foi considerado um fator de confiabilidade de 99\%}$$

#Kd - Fator de temperatura ($35 \leq T \leq 540^\circ\text{C}$)

$$T = 30 \text{ #Temperatura em } ^\circ\text{C}$$

$$K_d = 0.9877 + (0.6507e-3) \cdot T - (0.3414e-5) \cdot (T^{**2}) + (0.5621e-8) \cdot (T^{**3}) - (6.246e-12) \cdot (T^{**4})$$

#Ke - Fator de efeitos diversos - Ciclos de operação, onde $1 < f < 200 \text{ Hz}$, tem pouca ou nenhuma influência

#na variação de resistência.

#Como $f = 2 \text{ Hz}$ então $K_e = 1$

$$K_e = 1$$

#Kf - Fator de concentração de tensão - Por segurança, em função da interferência, $K_f = 2$.

$$K_f = 2 \text{ #Shigley Pg414}$$

#Determinação do novo limite de escoamento para fadiga

$$S_{n_inox} = K_{a_inox} \cdot K_{b_inox} \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot (1/K_f) \cdot A_{colInox} \cdot S_{n1}$$

$$S_{n_al} = K_{a_al} \cdot K_{b_al} \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot (1/K_f) \cdot Aluminio \cdot S_{n1}$$

#Calculo do diâmetro do eixo para falha por fadiga pelo critério de Goodman Modificado

$$d_{gm_inox} = \left(\frac{((32 \cdot n / \pi)) \cdot ((M_{max} - M_{min}) / (2 \cdot S_{n_inox})) + ((M_{max} + M_{min}) / (2 \cdot A_{colInox} \cdot O_r))}{\sigma} \right)^{** (1/3)}$$

```

d_gm_al = (((32*n/pi))*((M_max-
M_min)/(2*Sn_al))+((M_max+M_min)/(2*Aluminio.Or)))**(1/3)

return(d_gm_inox, d_gm_al,Sn_inox,Sn_al)

#fadiga_gm = Analise_Fadiga()

# In[ ]:

#GRÁFICO DO MOMENTO FLETOR AO LONGO DO GIRO
def grafico_momento_x_rotacao():
    theta = np.arange(0,362,2)
    momento_fletor = np.zeros(181)
    M_medio = (M_max+M_min)/2
    for i2 in range(181):
        momento_fletor[i2] = 0.5*((M_max+M_min)+(M_max-
M_min)*math.sin(2*pi*theta[i2]/180))
    grafico1 = plt.figure(figsize=(16,8))
    plt.plot(theta,momento_fletor, 'k')
    plt.xlabel('ângulo de giro (graus)')
    plt.ylabel('Momento Fletor (N.mm)')
    plt.title('Ângulo-momento fletor - Característica do momento fletor na seção crítica
em uma rotação')
    #plt.ylim(0,5e4)
    plt.xlim(0,360)
    plt.axhline(y=M_medio, color='k',linestyle='--')
    plt.legend(('Momento fletor','Momento fletor médio'))
    return ((grafico1))

# In[27]:

```

#CARACTERISTICA DA CURVA DE TENSÕES CAUSADAS PELO MOMENTO FLETOR AO LONGO DO GIRO

#Estudando a característica das tensões com base nos diâmetros de eixo calculado pela análise estática

#e critério de falha de Von Mises - usou-se (d_inox e d_al)

def Analise_tensoes_x_rotacao():

 theta = np.arange(0,362,2)

 tensao_inox = np.zeros(181)

 tensao_al = np.zeros(181)

 tensao_alternante_inox = ((M_max - M_min)/2)*((diametros_VM[0]/2)/(pi*(diametros_VM[0]**4)/64))

 tensao_alternante_al = ((M_max - M_min)/2)*((diametros_VM[1]/2)/(pi*(diametros_VM[1]**4)/64))

 tensao_media_inox = ((M_max + M_min)/2)*((diametros_VM[0]/2)/(pi*(diametros_VM[0]**4)/64))

 tensao_media_al = ((M_max + M_min)/2)*((diametros_VM[1]/2)/(pi*(diametros_VM[1]**4)/64))

 for i in range(181):

 tensao_inox[i] = (tensao_media_inox+tensao_alternante_inox*math.sin(2*pi*theta[i]/180))

 tensao_al[i] = (tensao_media_al+tensao_alternante_al*math.sin(2*pi*theta[i]/180))

 grafico2 = plt.figure(figsize=(16,8))

 plt.plot(theta, tensao_inox, 'k', theta, tensao_al, 'r')

 plt.xlabel('Ângulo de rotação (°)')

 plt.ylabel('Tensão Flexão (MPa)')

```
plt.title('Ângulo-Tensão - Comparação de característica da tensão de flexão na
seção crítica em uma rotação')
```

```
plt.ylim(0,2.5e2)
```

```
plt.xlim(0,360)
```

```
plt.axhline(y=tensao_media_inox, color='k',linestyle='--')
```

```
plt.axhline(y=tensao_media_al, color='r',linestyle='--')
```

```
plt.axhline(y=AcoInox.Oe, color='b',linestyle='--')
```

```
plt.axhline(y=Aluminio.Oe, color='g',linestyle='--')
```

```
plt.legend(('Tensão de flexão para eixo em Alumínio 6061T6','Tensão de flexão
para eixo em AçoInox 316',
```

```
        'Tensão média para eixo em AçoInox 316','Tensão média para eixo em
Alumínio 6061T6',
```

```
        'Tensão de Escoamento AçoInox 316','Tensão de Escoamento Alumínio
6061T6'))
```

```
return(grafico2)
```

```
# In[67]:
```

```
Val = np.zeros([len(Fmag),len(Valores)])
```

```
for i in range(len(Fmag)):
```

```
    Val[i] = Analise_Estatica()
```

```
    print('Intensidade da força magnética resultante = ',Fmag[i], 'N')
```

```
    print('O momento fletor na seção crítica do eixo é =','%.4f'%Val[i][0], 'N.mm')
```

```

print('A força cortante na seção crítica do eixo é =','%.4f'%Val[i][1], 'N')

print('Posição da seção crítica do eixo =','%.2f'%Val[i][2], 'mm')

print(100*'-')

if Fmag[i] == max(Fmag): #Pega o momento critico da analise estatica
    M_max = Val[i][0]

if Fmag[i] == min(Fmag):
    M_min = Val[i][0]

#Output laço for = M_max e M_min para alimentar as demais funções

print('O máximo momento possível é = ','%.4f'%M_max, 'N.mm.', 'Quando Fmag = ',max(Fmag),'N')

diametros_VM = CF_VonMises()

fadiga_gm = Analise_Fadiga()

grafico_momento_x_rotacao()

Analise_tensoes_x_rotacao()

print(100*'-')

print('Cálculo de diâmetro mínimo da viga por análise de fadiga pelo critério de Goodman Modificado:')

print('Diâmetro da viga para fadiga AçoInox316 = ','%.2f'%fadiga_gm[0], 'mm')

print('Diâmetro da viga para fadiga Alumínio 6061 T6 = ','%.2f'%fadiga_gm[1], 'mm')

print(100*'-')

print('Cálculo de diâmetro mínimo da viga por critério de falha de Von Mises (Escoamento)')

print('Diâmetro da viga para AçoInox316 = ','%.2f'%diametros_VM[0], 'mm')

print('Diâmetro da viga para Alumínio 6061 T6 = ','%.2f'%diametros_VM[1], 'mm')

print(100*'-')

```