

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

FELIPE SVONKA PALMEIRO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO COM AUTO-
TRAVANTO PARA CHAVES SECIONADORAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(TCC2 - Nº DE INSCRIÇÃO - 03)

CURITIBA

2015

FELIPE SVONKA PALMEIRO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO COM AUTO-
TRAVAMENTO PARA CHAVES SECIONADORAS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso Superior de Engenharia Industrial Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná– UTFPR, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel.

Orientadora: Profa. Dra. Ana Paula C. S. Ferreira

CURITIBA

2015

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO COM AUTO-TRAVAMENTO PARA CHAVES SECIONADORAS", realizado pelo aluno Felipe Svonka Palmeiro, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Profa. Dra. Ana Paula C. S. Ferreira

Departamento Acadêmico de Mecânica, DAMEC - UTFPR

Orientadora

Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva

Departamento Acadêmico de Mecânica, DAMEC - UTFPR

Avaliador

Prof. Esp. Nilton Luiz Cararo

Departamento Acadêmico de Mecânica, DAMEC - UTFPR

Avaliador

Curitiba, 16 de Julho de 2015.

Às memórias de Florisbela Palmeiro - Haylton Silis Palmeiro - e Nadyr Ayres de Arruda, pessoas que contribuíram muito para que eu chegasse até aqui.

À Haylton Palmeiro Júnior e Regina Svonka Palmeiro, que sempre me apoiaram e me ajudaram.

À Sâmara Cristina Matsumoto de Arruda que sofreu e suportou comigo a todas as dificuldades encontradas ao longo do caminho.

AGRADECIMENTOS

As palavras que serão proferidas nestes próximos parágrafos refletem a minha gratidão a todos que me apoiaram e me ajudaram a seguir em frente mesmo diante de todas das dificuldades e de todos os problemas. Com toda certeza muitas pessoas contribuíram para que esta conquista pudesse ser obtida e infelizmente não há como mencionar todas elas, mas mesmo que nem todos os nomes estejam contidos nos parágrafos seguintes, sou muito grato a todos.

Agradeço a Nadyr Ayres de Arruda e Haylton Palmeiro Júnior, pelas palavras de conforto e sabedoria que ajudaram a guiar o caminho a ser trilhado. Agradeço à Regina Svonka Palmeiro pelo suporte e pelo carinho que me trouxeram conforto e segurança. Agradeço à Sâmara Cristina Matsumoto de Arruda, que presenciou comigo cada momento, cada vitória e cada dificuldade, que foi compreensiva e que teve paciência para me ajudar a concluir os afazeres. Agradeço, também, ao carinho de todos os familiares que sempre torceram por mim.

Agradeço a todos os colegas que me ajudaram nos momentos de dificuldade encontrados ao longo do desenvolvimento. Agradeço a todos os Professores que me corrigiram e me ajudaram a desenvolver o projeto e a obter resultados promissores. Agradeço especialmente à orientadora deste projeto, que muito me ajudou na compreensão do assunto bem como a me expressar melhor ao longo do texto.

E, por fim, agradeço a todas as pessoas que de alguma forma fizeram alguma gentileza ou que tiveram paciência para escutar o que eu precisava dizer, sem todos vocês o caminho teria sido muito mais curto e não haveria trabalho para mostrar aqui.

RESUMO

PALMEIRO, Felipe S. Desenvolvimento de um sistema de redução com auto-travamento para chaves seccionadoras. 2015. 85 f. Monografia (Curso de Graduação em Engenharia Industrial Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

Este estudo aborda o desenvolvimento de um sistema de transmissão de torque com auto-travamento para o problema de retorno na manivela de acionamento dos produtos de uma empresa do ramo das chaves seccionadoras. Ao longo da pesquisa procurou-se na literatura o sistema de melhor custo benefício para a empresa, com o intuito de reduzir o custo do atual sistema. A pesquisa foi então direcionada para a propriedade de auto-travamento do engrenamento de parafuso sem-fim e coroa, haja vista que outros sistemas com esta propriedade são incapazes de atender às necessidades do projeto. No decorrer do trabalho foram mostrados os critérios de auto-travamento e as relações do torque necessário para obter o auto-travamento do sistema em questão. E, por fim, foram desenvolvidos ao longo do trabalho a metodologia para dimensionamento do sistema e obtidos os resultados, bem como foram avaliados estes resultados e as dificuldades encontradas nas conclusões do trabalho, que indicaram que o projeto é viável, tendo em vista que atende à maior parte dos requisitos especificados.

Palavras-chave: Retorno na manivela. Rosca sem-fim. Melhor custo benefício. Auto-travamento.

ABSTRACT

PALMEIRO, Felipe S. Desenvolvimento de um sistema de redução com auto-travamento para chaves seccionadoras. 2015. 85 f. Monografia (Curso de Graduação em Engenharia Industrial Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

This study addresses the development of a torque transmission system with self-locking property to the crank drive rotate problem of the products of a company in the business of switch disconnectors. Throughout this study was sought in the literature the most cost-effective system for the company, in order to reduce the cost of the current system. The research then was directed for the pair worm and worm wheel's self-locking property, considering that other systems with this property are unable to fulfill the needs of the project. Throughout the work the criteria for self-locking property and relations for the torque required to acquire the self-locking of the system in question were shown. And finally, have been developed over the work the methodology to design the system, the results of calculations, as well as have been evaluated these results and difficulties encountered on the conclusions of the work, which indicated that the project is feasible, given that meets the most of the requirements specified.

Keywords: Crank drive rotate problem. Worm. Cost effective. Self-locking.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Exemplo de um Polo de Chave Secionadora na Posição Aberta.....	16
Figura 2 - Exemplo de um Polo de Chave Secionadora na Posição Fechada	17
Figura 3 - Exemplo de Chave Secionadora Tripolar.....	17
Figura 4 - Exemplo de Polo de Chave Secionadora com os Isoladores e o Mancal em Evidência.....	18
Figura 5 - Exemplo de Painel de Acionamento Acionado por Motor Elétrico.....	19
Figura 6 - Exemplo de Painel de Acionamento Acionado por Manivela	19
Figura 7 - Exemplo de Estrutura Completa do Produto.....	20
Figura 8 - Contato Entre as Partes Indicadas por “1” e “2” Resultando em Esforços sobre “3”	22
Figura 9 - Engrenamento de Engrenagens Sem-fim	25
Figura 10 - Exemplos de Engrenamentos Helicoidais.....	25
Figura 11 - Exemplo de Sistema de Ponto Morto	26
Figura 12 - Esquema de Carregamento Sobre um Parafuso de Potência	30
Figura 13 - Diagrama do Corpo Livre para Rosca de Perfil Quadrado.....	30
Figura 14 - Diagrama do Corpo Livre para Rosca de Perfil Trapezoidal	31
Figura 15 - Exemplo de Engrenamento de Engrenagem Sem-fim e Coroa	34
Figura 16 - Sistema de Redução Proposto.	54
Figura 17 - Fator de Concentrador de Tensões "K"	57
Figura 18 - Fluxograma para Cálculo dos Diâmetros dos Eixos.....	58
Figura 19 – Forças atuantes no Engrenamento	59
Figura 20 - Sistema de Coordenadas Utilizado para o Primeiro Eixo.....	60
Figura 21 - Sistema de Coordenadas Utilizado para o Segundo Eixo.....	61
Figura 22 - Sistema de Coordenada Utilizado para o Terceiro Eixo	61
Figura 23 - Diagrama de Carregamentos no Plano YZ do Primeiro Eixo	63
Figura 24 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano YZ do Primeiro Eixo	63
Figura 25 - Diagrama de Carregamentos no Plano XZ para o Primeiro Eixo	64
Figura 26 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano XZ para o Primeiro Eixo.....	64
Figura 27 - Diagrama de Carregamentos no Plano YZ para o Segundo Eixo	65
Figura 28 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano YZ para o Segundo Eixo	65
Figura 29 - Diagrama de Carregamentos no Plano XZ para o Segundo Eixo	66

Figura 30 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano XZ para o Segundo Eixo	66
Figura 31 - Diagrama de Carregamentos no Plano YZ para o Terceiro Eixo.....	67
Figura 32 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano YZ para o Terceiro Eixo.....	67
Figura 33 - Diagrama de Carregamentos no Plano XZ para o Terceiro Eixo.....	68
Figura 34 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano XZ para o Terceiro Eixo.....	68
Figura 35 - Rolamentos do Primeiro Eixo.....	72
Figura 36 - Rolamentos do Segundo Eixo.....	73
Figura 37 - Rolamentos do Terceiro Eixo	73
Figura 38 - Montagem dos Rolamentos nos Eixos.....	74
Figura 39 - Tabela de Seleção do Lubrificante	75
Figura 40 - Gráfico de Convergência de Tensões de Flexão na Raiz dos Dentes da Coroa	77
Figura 41 - Análise de Tensões para a Malha Intermediária.....	78
Figura 42 - Detalhe das Tensões nos Dentes Solicitados	79
Figura 43 - Nível de Tensões nos Dentes Solicitados	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificação de Projeto do Produto.....	27
Tabela 2 - Matriz de Necessidades do Cliente	37
Tabela 3 – Características dos Motores Elétricos.....	39
Tabela 4 - Requisitos de Velocidade Angular no Eixo de Saída	40
Tabela 5 - Cálculo da Relação de Transmissão	40
Tabela 6 - Tempos de Operação Corrigidos Considerando imédio = 1148,152.....	41
Tabela 7 - Tempos de Operação Corrigidos para $i = 960$	42
Tabela 8 - Relação entre Número de Dentes da Coroa e de Entradas do Sem-Fim .	44
Tabela 9 - Número de Entradas do Sem-Fim Considerando a Relação de Transmissão.....	44
Tabela 10 - Constantes da Expressão (29)	46
Tabela 11 - Matriz de Relação Entre as Distâncias Entre Centros e as Massas das Coroas.....	48
Tabela 12 - Coeficientes de Segurança dos Conjuntos.....	48
Tabela 13 - Coeficientes de Correção e de Atrito	51
Tabela 14 - Verificação do Auto-Travamento.....	52
Tabela 15 - Tensões de Flexão na Coroa	53
Tabela 16 - Tensões Máximas Admissíveis SFB Considerando Fadiga de Flexão ...	53
Tabela 17 - Valores das Constantes "A" e "b"	56
Tabela 18 - Valores da Constante de Neuber para Aços	57
Tabela 19 - Forças Atuantes nos Engrenamentos, em Módulo	60
Tabela 20 - Módulo dos Carregamentos Sobre os Eixos	62
Tabela 21 - Momentos Fletores Máximos Para Cada Eixo.....	69
Tabela 22 - Dimensionamento dos Eixos e Chavetas	71
Tabela 23 - Dados de Entrada para Seleção dos Rolamentos	72
Tabela 24 - Perda de Potência nos Rolamentos	74
Tabela 25 - Custo Estimado do Sistema	81

LISTA DE SÍMBOLOS

A e b	Constantes de acabamento superficial
a	Constante com valores entre 1,07 e 2,00
$A_{\text{CISALHAMENTO}}$	Área de cisalhamento da chaveta
$A_{\text{ESMAGAMENTO}}$	Área de esmagamento da chaveta
C	Distância entre centros do sem-fim e da coroa
$C.S.$	Coefficiente de segurança
$C_{\text{CARREGAMENTO}}$	Coefficiente de correção de carregamento
$C_{\text{CONFIABILIDADE}}$	Coefficiente de correção de confiabilidade
C_M	Coefficiente de correção de relação de transmissão
C_S	Coefficiente de correção de material
$C_{\text{SUPERFÍCIE}}$	Coefficiente de correção de superfície
C_{TAMANHO}	Coefficiente de correção de tamanho
$C_{\text{TEMPERATURA}}$	Coefficiente de correção de temperatura
C_V	Coefficiente de correção de velocidade
d	Diâmetro do eixo
D	Distância de isolamento ou <i>gap</i>
d_c	Diâmetro do rolamento
D_M	Diâmetro primitivo da coroa
d_M	Diâmetro primitivo do sem-fim
d_p	Diâmetro do parafuso
E	Distância de isolamento ou <i>gap</i> entre as fases dos polos
F	Força atuante no sentido de girar o parafuso
f	Força de atrito
F_{AXIAL}	Componente da força na direção axial
F_E	Largura efetiva da face da coroa
F_N	Força normal sobre o componente
F_{RADIAL}	Componente da força na direção radial
$F_{\text{TANGENCIAL}}$	Componente da força na direção tangencial
F_X	Componente da força no eixo X
F_Y	Componente da força no eixo Y
F_Z	Componente da força no eixo Z

i	Relação de transmissão
K_F	Fator de concentração de tensões
K_L	Fator de correção de número de ciclos
K_R	Fator de correção de confiabilidade
K_T	Fator de concentração de tensões para rasgos de chaveta
K_{TE}	Fator de correção de temperatura
L	Passo da rosca
m	Módulo
M_A	Momento fletor alternado
N	Número de ciclos
n	Velocidade angular
N_F	Coefficiente de segurança do eixo
N_G	Número de dentes da coroa
N_W	Número de entradas do sem-fim
ϕ_N	Ângulo de pressão normal entre os dentes
P	Força peso sobre o componente
P_i	Potência de entrada no sistema
q	Fator de sensibilidade ao entalhe
r	Raio de arredondamento do entalhe
S'_{FB}	Resistência à fadiga por flexão do material
S_F	Resistência à fadiga por flexão do material
S_{FB}	Resistência à fadiga de flexão estimada do material
S_{FE}	Resistência à fadiga por flexão estimada do material
S_{UT}	Tensão última do material
S_Y	Tensão limite de escoamento do material
T	Torque sobre o componente
T_C	Torque resistivo do rolamento
T_M	Torque médio
T_{SD}	Torque no sentido de girar o parafuso
v	Velocidade de deslizamento
W	Razão entre a força de atrito e o coeficiente de atrito
W_F	Força de atrito nos dentes durante o engrenamento
W_T	Força tangencial do sem-fim sobre a coroa
y	Fator de correção de Lewis

α	Ângulo de inclinação da rosca
λ	Ângulo de hélice da rosca ou coroa
σ_B	Tensão de flexão no pé do dente da coroa
$\sigma_{\text{ESMAGAMENTO}}$	Tensão de esmagamento sobre a chaveta
ω_e	Velocidade angular na entrada
ω_s	Velocidade angular na saída
$\tau_{\text{CISALHAMENTO}}$	Tensão de cisalhamento sobre a chaveta
\sqrt{a}	Constante de Neuber
μ	Coefficiente de atrito
μ_C	Coefficiente de atrito no rolamento
$\mu_{\text{ESTÁTICO}}$	Coefficiente de atrito para velocidade de deslizamento nula

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Chave Secionadora	15
1.2 Funcionamento de Chaves Secionadoras	18
1.2.1 Armazenamento de Cargas e Retorno Brusco da Manivela	21
1.3 Objetivos	23
1.4 Justificativas	23
1.5 Sistemas com Auto-Travamento	24
2 CRITÉRIO DE AUTO-TRAVAMENTO PARA ROSCA SEM-FIM	29
3 REQUISITOS DO SISTEMA DE REDUÇÃO	35
4 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES	39
4.1 Cálculo da Relação de Transmissão	39
4.2 Dimensionamento das Engrenagens	42
4.2.1 Cálculo dos Coeficientes de Correção	49
4.2.2 Critério de Auto-Travamento para o Sistema de Redução, Norma ANSI AGMA 6034-B39	51
4.2.3 Tensão de Flexão na Raiz dos Dentes da Coroa	52
4.3 Dimensionamento dos Eixos e Chavetas	55
4.4 Seleção dos Rolamentos	72
4.5 Seleção do Lubrificante	75
4.6 Validação Numérica	76
4.7 Custo Estimado do Sistema	81
5 CONCLUSÕES	82
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83

1 INTRODUÇÃO

Não é rara a necessidade de manutenção de linhas vivas, de transmissão e distribuição de energia, bem como, por meio do sistema interligado de energia elétrica no Brasil, enviar determinada demanda de energia elétrica para alguma outra região do país. O equipamento que permite a realização destas operações é denominado chave seccionadora. Este equipamento permite a operação de linhas energizadas bem como desviar a transmissão de energia de determinada linha para outra.

Uma empresa no ramo desses equipamentos se interessou pela pesquisa abordada neste trabalho e o mesmo acabou por se tornar o desenvolvimento de equipamento específico para esta empresa, que atualmente possui um sistema de redução considerado de custo elevado.

1.1 Chave Seccionadora

Uma chave seccionadora é um equipamento que possui distâncias mínimas para suportar uma interrupção na transmissão de energia elétrica de uma determinada linha energizada, sem que ocorra descarga elétrica. Mais precisamente, de acordo com a norma IEC 60050-441 (1984), uma chave seccionadora é “um dispositivo de comutação mecânica que proporciona, na posição aberta, uma distância de isolamento de acordo com os requisitos especificados”. Isto significa que as geometrias do equipamento são tais que impedem que a rigidez dielétrica do ar seja vencida pelo campo elétrico das cargas contidas nas linhas energizadas. Estes equipamentos, analogamente a interruptores e tomadas são compostos por polos ou fases: uma tomada de algum equipamento, por exemplo, pode ser trifásica, contendo as fases R, S e T, ou ser monofásica contendo os polos fase e terra, entre outras opções. As chaves seccionadoras, em geral, são trifásicas, contudo, isto depende de sua aplicação na subestação e da necessidade do cliente, existem também equipamentos unipolares e tetrapolares.

Na Figura 1 é mostrado um polo de uma chave seccionadora na posição aberta. Nesta posição a corrente das linhas é interrompida devido ao desacoplamento entre a parte indicada pelo número “1” e a parte indicada pelo número “2”. A distância conhecida como *gap* está indicada pela letra “D”. Nesta

posição o equipamento deve garantir que não ocorra nenhuma descarga elétrica conforme citado nas normas IEC 60694 (2006), IEC 62271-102 (2003) e IEC 60050-441 (1984).

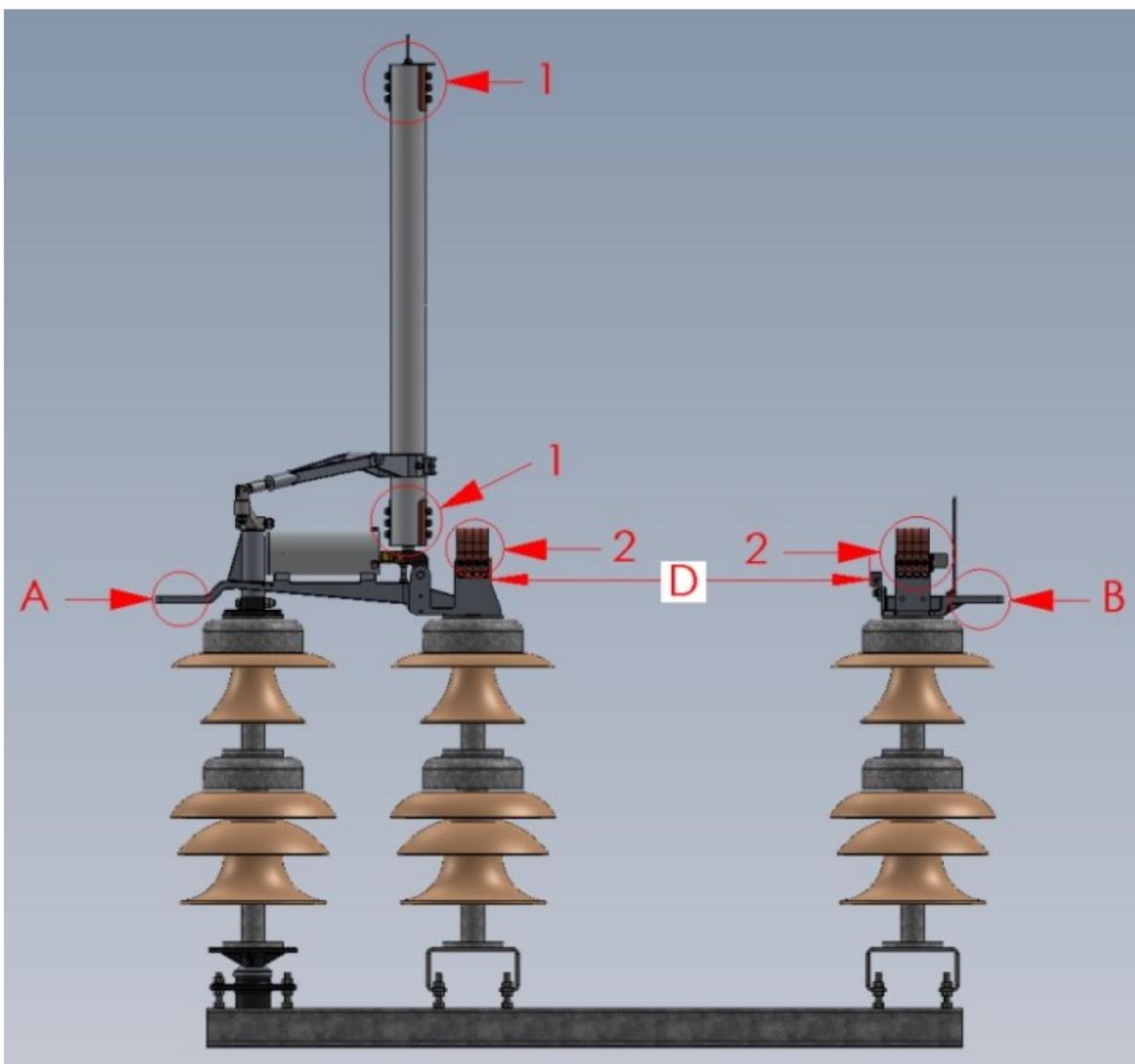


Figura 1 - Exemplo de um Polo de Chave Seccionadora na Posição Aberta

Fonte: Autoria Própria.

Na Figura 2 é possível observar um polo de uma chave seccionadora na posição fechada. Os pontos “A” e “B” são os locais onde as linhas de transmissão são conectadas ao equipamento. Na posição fechada, a corrente das linhas flui pelo equipamento sem grandes perdas, devido à baixa resistência ôhmica dos mesmos, na faixa de 70 à 150 $\mu\Omega$, de acordo com os dados de relatórios de ensaios da empresa interessada no desenvolvimento deste projeto.

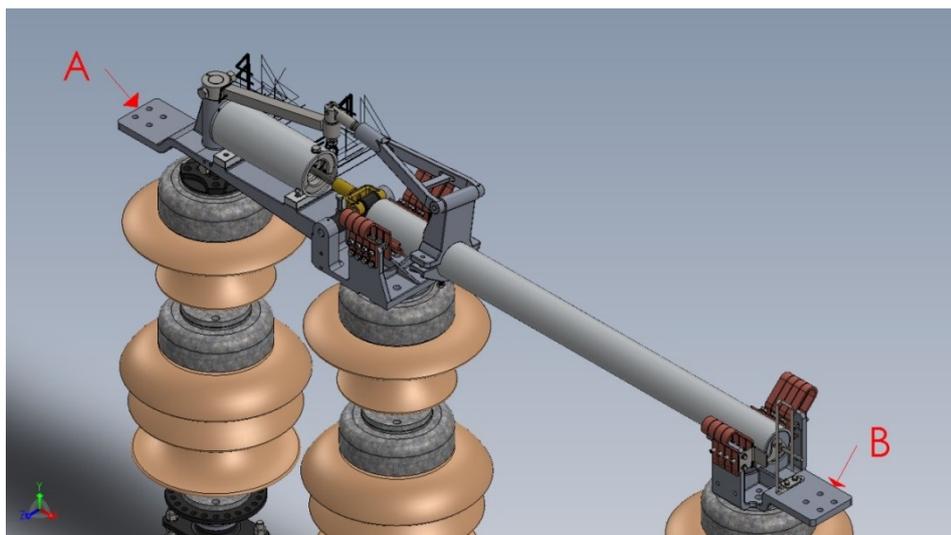


Figura 2 - Exemplo de um Polo de Chave Seccionadora na Posição Fechada

Fonte: Autoria Própria.

A Figura 3 mostra uma vista superior da chave contendo todos os seus polos e a distância representada pela letra “E”, que também é definida de forma a garantir que não haja descarga elétrica entre os polos do equipamento, conforme citado nas normas referidas anteriormente. Esta distância “E”, em geral, é igual à distância “D”, contudo pode ser aumentada de acordo com as necessidades do cliente.

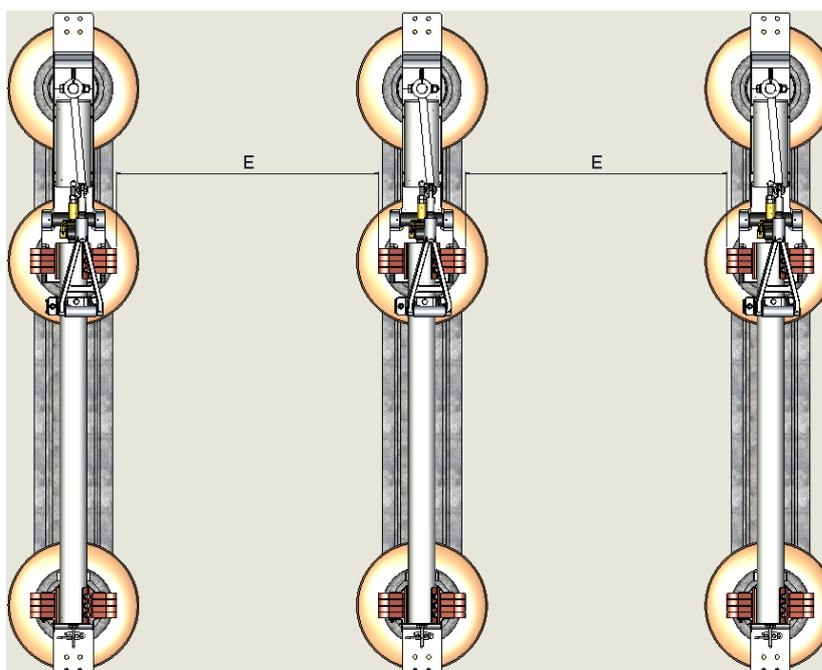


Figura 3 - Exemplo de Chave Seccionadora Tripolar

Fonte: Autoria Própria.

1.2 Funcionamento de Chaves Secionadoras

Quando ocorre a mudança do modo fechado para o modo aberto da chave seccionadora, ou o contrário, caracteriza-se o que é conhecido por operação na chave, de acordo com a norma IEC 60050-441 (1984). Esta operação pode ser feita de duas formas: manualmente por meio de uma manivela ou vara de manobra, ou eletricamente por meio de um motor elétrico. Essas operações de abertura ou fechamento destes equipamentos ocorrem devido a um dos isoladores, indicados por “A”, “B” e “C” na Figura 4, estar acoplado a um mancal de rolamentos, permitindo o giro e colocando em operação o mecanismo do equipamento responsável pela abertura e pelo fechamento. A Figura 5 mostra o sistema de acionamento movido por um motor elétrico indicado por “1”. A Figura 6 mostra o sistema de acionamento movido pela manivela indicada por “2”, que ao ser acoplada ao redutor desacopla o estágio de redução em que o motor elétrico está conectado. Em ambos os casos de acionamento, coloca-se em movimento de rotação o eixo de saída do redutor indicado por “3”, que é conectado ao mancal de rolamentos, indicado na Figura 4, por meio de um sistema de interligação entre estes componentes, colocando-o em movimento e fazendo a chave seccionadora abrir ou fechar, conforme o sentido da rotação empregado.

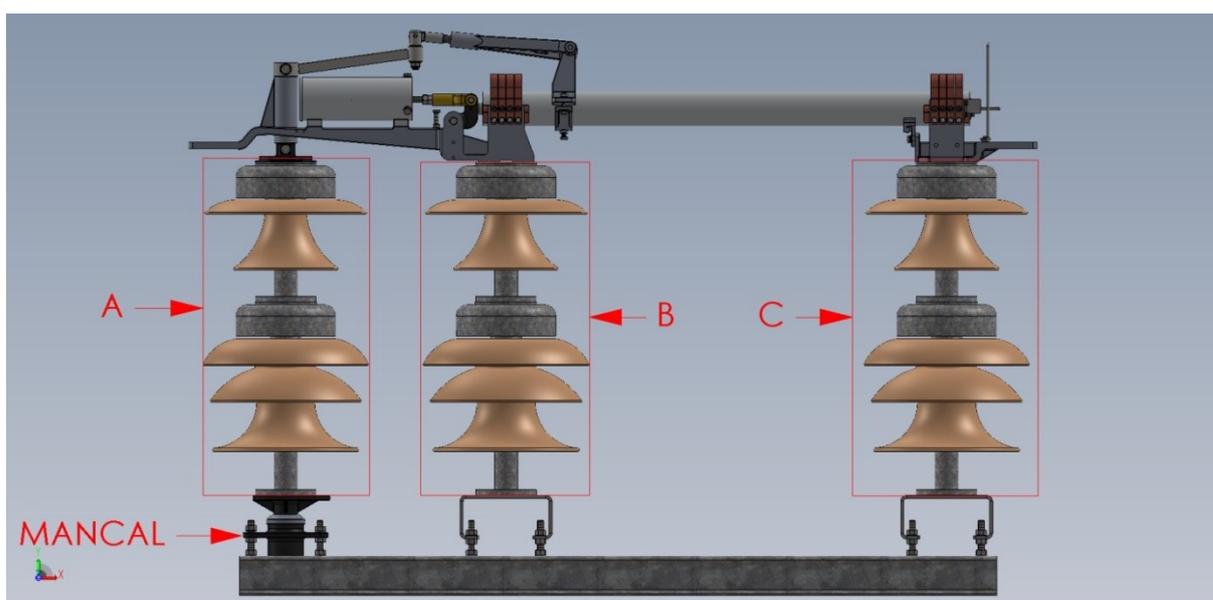


Figura 4 - Exemplo de Polo de Chave Secionadora com os Isoladores e o Mancal em Evidência
Fonte: Autoria Própria.

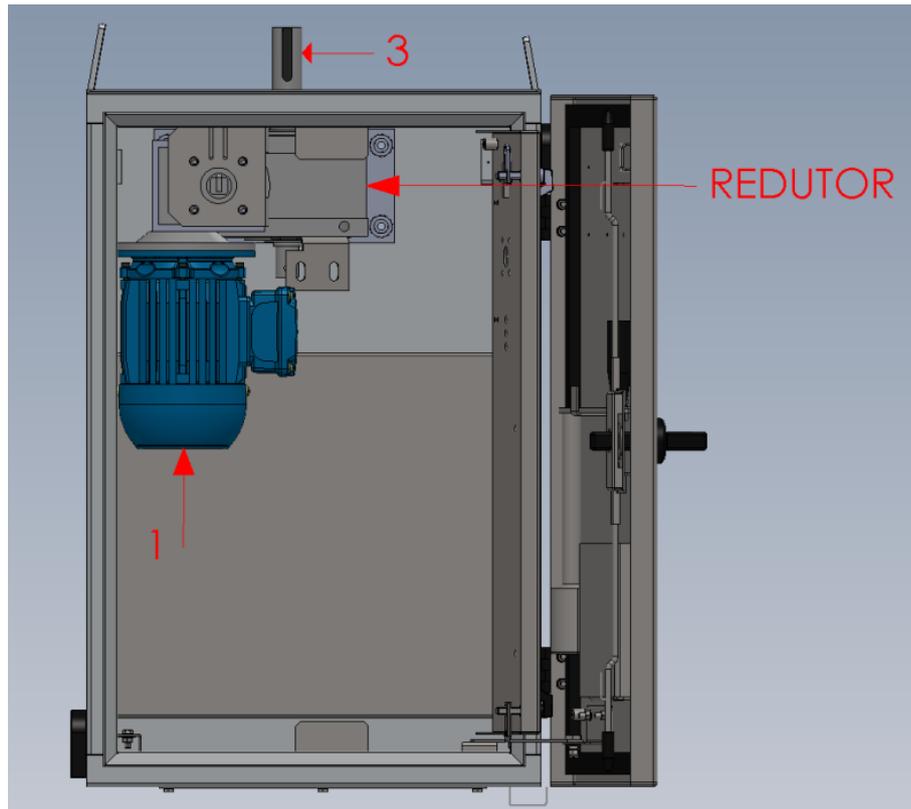


Figura 5 - Exemplo de Painel de Acionamento Acionado por Motor Eléctrico

Fonte: Autoria Própria.

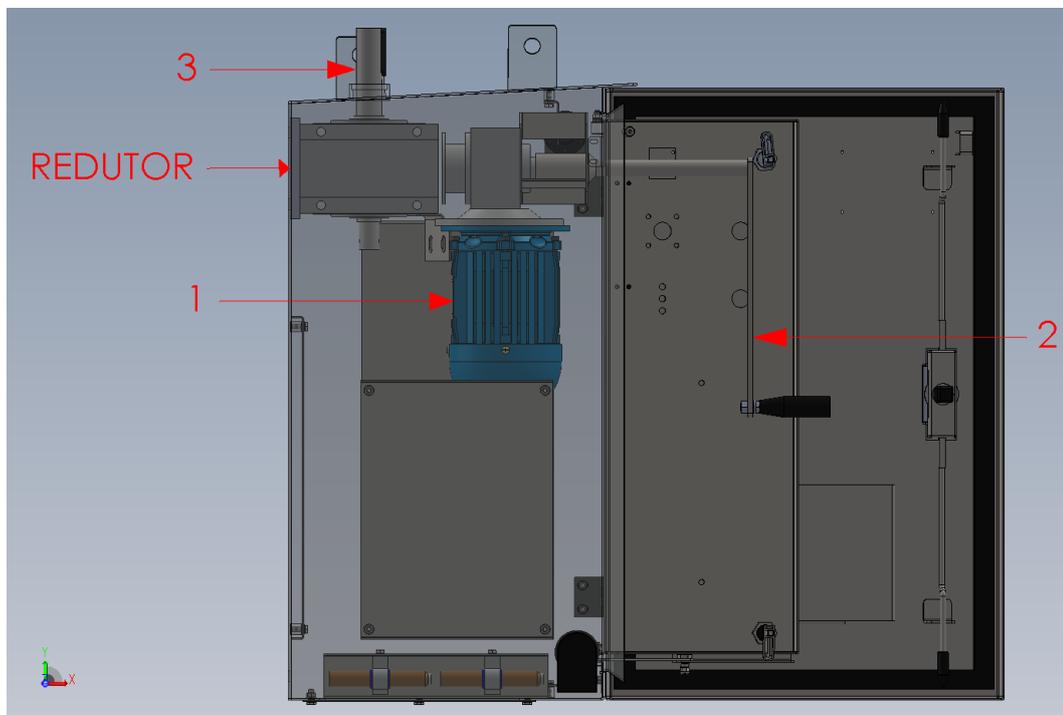


Figura 6 - Exemplo de Painel de Acionamento Acionado por Manivela

Fonte: Autoria Própria.

Na Figura 7, é ilustrada a montagem completa de um dos produtos vendidos pela empresa interessada na pesquisa. Os itens indicados por “1” e “7”, que podem também ser vistos na Figura 1 e na Figura 2, com as indicações “A” e “B”, são os locais onde os cabos de transmissão de energia elétrica são conectados ao equipamento e por isso são denominados terminais.

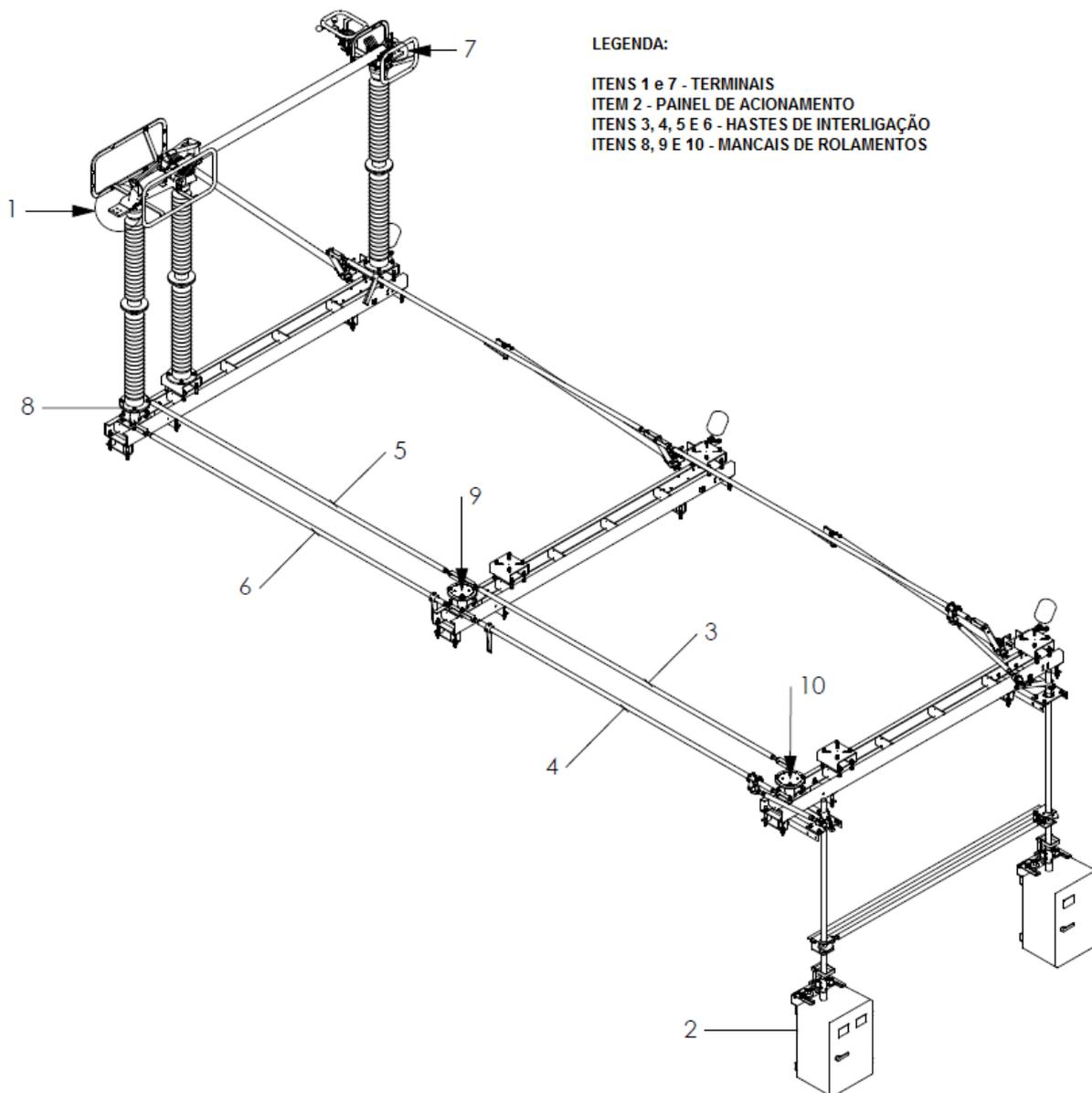


Figura 7 - Exemplo de Estrutura Completa do Produto

Fonte: Exemplo de Produto da Empresa Interessada no Projeto.

Os itens 8, 9 e 10 são os mancais de rolamentos dos polos do seccionador e podem ser vistos também na Figura 4.

Os itens indicados por “3”, “4”, “5” e “6” são denominados hastes de acionamento do produto, eles são acoplados em extremidades opostas do mancal

de rolamentos de cada polo e são responsáveis por transmitir um binário a estes mancais de forma a colocá-los em rotação. Este binário é gerado pelo item “2”, que é o painel de acionamento do produto e pode ser visto em detalhe na Figura 5 e na Figura 6. Conforme explicado anteriormente, o painel pode ser acionado, gerando o binário comentado, manualmente através da manivela ou eletricamente através de um motor elétrico.

O funcionamento da chave ocorre da seguinte forma: o painel é acionado e transmite rotação ao eixo de saída do redutor, que está indicado na Figura 5 e na Figura 6. O eixo de saída do redutor é acoplado através de outras peças às hastes de acionamento, que por sua vez interligam todos os polos do produto e são responsáveis por transferir torque aos mancais de rolamentos dos polos. Os mancais de rolamentos por sua vez colocam em rotação o mecanismo de acionamento de cada polo, fazendo com que os polos abram ou fechem dependendo do sentido de rotação aplicado ao eixo de saída do redutor.

A montagem na Figura 7, é variável. Esta montagem foi realizada para atender às necessidades de um cliente, contudo elas geralmente mudam de cliente para cliente. Entretanto, o princípio de funcionamento do sistema é o mesmo, o que muda em geral são os componentes da estrutura.

Normalmente os sistemas de acionamento possuem um redutor para facilitar a operação, devido ao torque de acionamento ser elevado demais para que uma pessoa opere a chave; da ordem de 650 [N.m], conforme dados fornecidos pela empresa interessada no projeto.

1.2.1 Armazenamento de Cargas e Retorno Brusco da Manivela

Devido à inviabilidade de se realizar ajustes perfeitos no produto, quando a operação de abertura ou fechamento é realizada alguns esforços são transmitidos para a base do mesmo. Na Figura 8, se a chave estivesse perfeitamente ajustada, o tubo de alumínio indicado por “1” estaria paralelo à base do equipamento, indicada por “3”. No entanto, o que ocorre na prática é que o tubo fica inclinado para baixo, ou seja, a parte indicada por “1” desloca mais do que deveria, forçando a parte indicada por “2” para baixo. Esta parte indicada por “2”, por sua vez, transmite este esforço para a base indicada por “3”, fazendo-a fletir, ou seja, armazenando a energia decorrente deste esforço de maneira muito similar a uma mola plana.

O motor elétrico impede o alívio desse esforço armazenado como questão de segurança, ou seja, esse esforço da parte “1” sobre a parte “2” não pode ser aliviado quando o fechamento da chave é feito pelo motor elétrico.

Quando se faz o acionamento manual da chave, ao acoplar a manivela no sistema, automaticamente o motor e o estágio de redução ao qual está conectado são desacoplados, tornando o sistema sujeito somente ao esforço manual do operador. Como o operador não tem força suficiente para impedir o alívio do esforço armazenado devido à flexão da base indicada por “3” (tendo em vista que a flexão da base não ultrapassa os limites do regime elástico, ela tende a voltar para o seu estado “normal”, ou seja, não fletido), esse esforço vence o operador e faz a manivela girar bruscamente, até que base retorne ao seu estado não fletido. Desta situação é possível concluir que ao se liberar um dos estágios de redução do redutor e o motor elétrico do sistema, inserindo-se a manivela, a inércia do sistema é facilmente vencida pelos esforços armazenados na base indicada por “3”, fazendo a manivela girar bruscamente e podendo ocasionar sérios acidentes.

Esse problema ocorre com maior ou menor intensidade dependendo dos modelos de chave seccionadora, contudo está sempre presente.

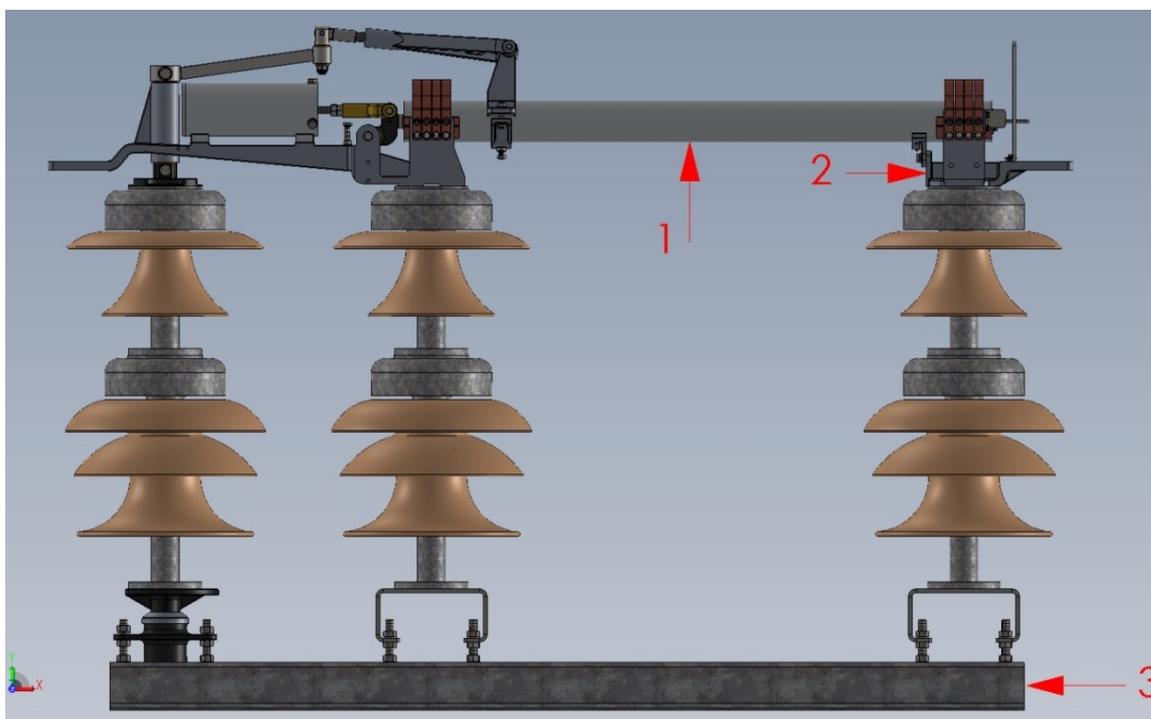


Figura 8 - Contato Entre as Partes Indicadas por “1” e “2” Resultando em Esforços sobre “3”

Fonte: Autoria Própria.

1.3 Objetivos

Os objetivos do presente trabalho são estudar o problema de retorno na manivela e desenvolver uma solução que atenda às necessidades da empresa interessada no desenvolvimento do projeto. Bem como procurar tornar o produto mais acessível para a empresa, haja vista que o redutor utilizado atualmente é dimensionado para uso contínuo e não para aplicações em que o tempo entre os ciclos de operação são grandes; indicando um provável superdimensionamento do equipamento.

1.4 Justificativas

Todos os tipos de máquinas, mecanismos, dispositivos, peças, entre outros elementos, podem ser reestudados a fim de serem melhorados. Contudo, nem sempre a possível melhoria descoberta através do estudo é viável: pode acabar encarecendo o produto e não trazendo o retorno desejado. No caso das chaves seccionadoras, criar um sistema que faça o ajuste perfeito da chave possivelmente custaria muito caro e não seria viável para este mercado, haja vista a grande concorrência existente. Sem mencionar que alguns tipos de chaves seccionadoras com tipo de abertura diferente do mostrado nas figuras deste trabalho, acabam sempre forçando a base do produto, não importando o tipo de ajuste realizado, causando sempre o efeito de retorno na manivela.

Portanto, é necessário encontrar uma solução alternativa para o problema, visando não encarecer o produto e resolver o problema para todos os tipos de chaves seccionadoras. A solução abordada neste estudo, é desenvolver um sistema de redução com anti-retorno para o produto. Tendo em vista que todo produto acionado por manivela necessita de um redutor, a solução englobaria todos os produtos com acionamento por manivela e, também, como o redutor já está inserido no custo destes produtos, alterar o projeto do mesmo visando adquirir a propriedade mencionada e torná-lo mais acessível para empresa, acaba por tornar esta solução mais interessante do que a mencionada anteriormente.

1.5 Sistemas com Auto-Travamento

Com o intuito de pesquisar soluções já propostas para o mesmo problema ou problemas análogos, bem como para possibilitar a realização do *benchmarking* do produto a ser desenvolvido, foi feita uma verificação de trabalhos semelhantes a este ou trabalhos que tenham relevância para o tema aqui abordado.

Para ser aplicado, o sistema de anti-retorno deve permitir rotação em ambos os sentidos, contudo, não deve permitir movimentação da manivela na ausência de esforço do operador, ou seja, deve ser inercial evitando assim um acidente de trabalho conforme descrito anteriormente. Portanto, sistemas de ponto morto e sistemas que impedem a rotação em um dos sentidos foram descartados, considerando que ao tirar o sistema do ponto morto ou ao liberar a trava para movimentá-lo, o retorno brusco da manivela iria ocorrer novamente, não corrigindo o problema. Restaram então, apenas sistemas de engrenagem sem-fim, parafusos de potência e fusos, ou seja, sistemas que contém roscas sem-fim, haja vista que tais roscas possuem a propriedade de anti-retorno, de acordo com Norton (2006) e Oledzki (1995). De acordo com o último autor, existem outros dois tipos de sistemas que permitem esse tipo de auto-travamento, quais sejam: sistemas de engrenagens helicoidais cruzadas e sistemas de engrenamento de engrenagens sem-fim gêmeas.

A utilização de um engrenamento contendo duas engrenagens sem-fim, do inglês *Twinworm gearset*, causa um carregamento repentino e severo nos rolamentos, não comporta grandes carregamentos, não comporta grandes relações de transmissão e possui baixa eficiência de engrenamento. Tais fatos tornam o sistema inviável para o redutor a ser desenvolvido, que deve possuir um custo benefício adequado as necessidade da empresa, implicando em um menor número de componentes e, portanto, na necessidade de maiores relações de transmissão; sem mencionar que em muitas situações o torque de acionamento das chaves seccionadoras acaba sendo alto (em torno de 650 [N.m]), indicando que este tipo de engrenamento não atenderia às necessidades do projeto. Um exemplo de engrenamento de duas engrenagens sem-fim é mostrado na Figura 9.



Figura 9 - Engrenamento de Engrenagens Sem-fim

Fonte: <http://jabelufiroz.hubpages.com/hub/compressors> (2014).

Conforme Norton (2006), diferente do engrenamento paralelo entre engrenagens helicoidais, o engrenamento cruzado entre tais engrenagens acaba alterando a forma de contato entre os dentes de linear para pontual, aumentando expressivamente a tensão nos mesmos, tornando o sistema incapaz de movimentar torques elevados, bem como oferecer altas reduções. Portanto, tal tipo de engrenamento, bem como o anterior, não atende às necessidades do projeto. Exemplos de engrenamento paralelo e cruzado são mostrados na Figura 10.



a) Engrenamento Helicoidal Paralelo



b) Engrenamento Helicoidal Cruzado

Figura 10 - Exemplos de Engrenamentos Helicoidais

Fonte: Adaptado de Norton (2006).

Considerando que nem todos os sistemas são corriqueiros, foi adicionada uma imagem do sistema de ponto morto na Figura 11, a título de ilustração do sistema e de seu princípio de funcionamento.

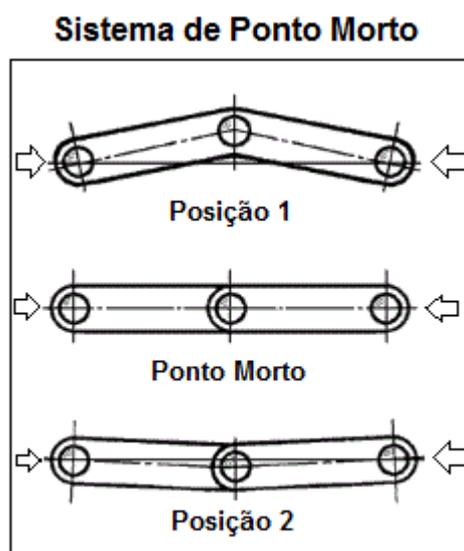


Figura 11 - Exemplo de Sistema de Ponto Morto

Fonte: Adaptado de: <http://www.mjvail.com/destaco/intropage3.html> (2015).

Observando a Figura 11, é possível notar que se forças forem aplicadas nos sentidos das setas mostradas, apenas o mecanismo central não sofreria mudança, haja vista que as forças não tenderiam a movê-lo e sim apenas comprimir seus pontos de articulação. Já nas outras posições, o ponto central do sistema seria movido verticalmente para cima ou para baixo. Portanto, é dito que o sistema central da Figura 11 possui ponto morto, que ocorre devido à colinearidade dos elos interligados.

Com o intuito de ilustrar melhor as necessidades da empresa interessada no projeto e comparar o que os sistemas pesquisados oferecem, foi elaborada uma matriz de especificação de projeto do produto, do inglês, *Product Design Specification* (PDS). Esta matriz avalia as necessidades de projeto e compara com as propriedades de possíveis sistemas. A elaboração da Tabela 1 foi feita em conjunto com responsáveis da empresa, de forma a incluir as necessidades do cliente e também demais necessidades de projeto, ponderando sua importância com pesos de “1” a “5”, sendo “1” o menos relevante e “5” o mais relevante.

Tabela 1 - Especificação de Projeto do Produto

NÚMERO	NECESSIDADE	IMPORTÂNCIA	DESCRIÇÃO	SISTEMA 1	SISTEMA 2	SISTEMA 3	SISTEMA 4	SISTEMA 5	SISTEMA 6
1	CLIENTE	5	REDUZIR A VELOCIDADE DE ROTAÇÃO PROVENIENTE DO MOTOR E AUMENTAR O TORQUE TRANSFERIDO.	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
2	DESEMPENHO	5	RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO ELEVADA	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
3		5	SUPORTAR TORQUES DE ATÉ 650 [N.m]	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	NÃO ATENDE	NÃO ATENDE
4	RESTRIÇÃO	5	PERMITIR ROTAÇÃO EM AMBOS OS SENTIDOS.	NÃO ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
5	CUSTO	4	REDUZIR O CUSTO DO ATUAL SISTEMA.	NÃO ATENDE	NÃO ATENDE	ATENDE	ATENDE	NÃO ATENDE	NÃO ATENDE
6	CONFIABILIDADE	5	RESISTIR SEM FALHA A 10000 OPERAÇÕES ININTERRUPTAS.	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
7	FABRICAÇÃO	2	DEVE SER DE FÁCIL FABRICAÇÃO.	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
8	PADRONIZAÇÃO	2	SER PRODUZIDO A PARTIR DE COMPONENTES PADRONIZADOS E COMERCIAIS.	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
9	PESO	1	DEVE SER O MAIS LEVE POSSÍVEL.	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
10	TAMANHO	2	DEVE SER O MAIS COMPACTO POSSÍVEL.	NÃO ATENDE	NÃO ATENDE	ATENDE	ATENDE	NÃO ATENDE	NÃO ATENDE
11	MONTAGEM	3	DEVE POSSUIR O MÍNIMO DE PEÇAS POSSÍVEL.	NÃO ATENDE	NÃO ATENDE	ATENDE	ATENDE	NÃO ATENDE	NÃO ATENDE
12	QUANTIDADE	2	VERIFICAR VOLUME DE PEÇAS DA EMPRESA POR ANO.	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
13	MATERIAIS	5	DEVE SER FABRICADO COM MATERIAIS RESISTENTES À CORROSÃO.	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
14	SEGURANÇA	5	IMPEDIR RETORNO BRUSCO NO EIXO DE SAÍDA, DURANTE TODO O MOVIMENTO DE GIRO DA MANIVELA	ATENDE	NÃO ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
15	MANUTENÇÃO	3	DEVE POSSUIR MANUTENÇÃO FACILITADA.	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE	ATENDE
SISTEMA 1		SISTEMA CONTENDO TRAVAS, COMO EXEMPLO, UM SISTEMA DE CATRACA.							
SISTEMA 2		SISTEMA CONTENDO PONTO MORTO.							
SISTEMA 3		SISTEMA DE ENGRENAGEM SEM-FIM E COROA.							
SISTEMA 4		SISTEMA DE FUSOS SEM-FIM E PORCA.							
SISTEMA 5		SISTEMA DE ENGRENAMENTO HELICOIDAL CRUZADO.							
SISTEMA 6		SISTEMA DE ENGRENAGENS SEM-FIM GÊMEAS.							

Fonte: Autoria Própria.

Uma última consideração, que permite escolher o melhor sistema é a eficiência. Os melhores sistemas identificados na matriz de especificação de projeto de produto foram: o sistema de fuso ou parafuso de potência e porca e o sistema de parafuso sem-fim e coroa. Este último sistema é mais eficiente que o primeiro e foi o escolhido, pois transmite torque ao passo que o fuso transmite força axialmente, um inconveniente para esta aplicação. Para que fosse possível utilizar-se do primeiro sistema, haveria a necessidade de se inserir mais elementos no mesmo a fim de converter o movimento linear da porca para movimento de rotação no eixo de saída do redutor. Esta inserção, além de encarecer o produto por se ter um mais peças, levaria a maiores perdas, pois haveria uma decomposição vetorial da força transmitida pela porca durante a conversão do movimento linear para o movimento de rotação.

Como citado anteriormente, todas as formas viáveis de sistema anti-retorno para o redutor a ser desenvolvido neste trabalho necessitam de engrenagens, rolamentos, eixos e chavetas, que são os componentes principais do sistema. Parafusos, porcas, arruelas e a carcaça do redutor são funções do painel da empresa e, portanto devem ser dimensionados de forma a se acoplar ao mesmo. Contudo, a parte de dimensionamento de componentes será feita em outra etapa do projeto e envolverá uma revisão sobre formas tradicionais de dimensionamento destes tipos de componentes.

2 CRITÉRIO DE AUTO-TRAVAMENTO PARA ROSCA SEM-FIM

De acordo com Norton (2006), parafusos de potência, fusos, engrenagens sem-fim e elementos com rosca do tipo sem-fim, tendo perfil quadrado ou trapezoidal são amplamente utilizados para movimentação de grandes carregamentos. Um exemplo bastante corriqueiro é o macaco, que é utilizado para levantar automóveis. Para que o automóvel possa ser levantado com segurança, é necessário um sistema que impeça que o mesmo desça, ou seja, que a manivela do macaco gire em sentido contrário a fim de aliviar a energia potencial armazenada no carro, que foi levantado pelo macaco. Tal sistema é possível se a geometria da rosca sem-fim for adequada e o atrito na mesma for suficiente para evitar que o torque em sentido contrário vença a inércia do sistema.

A Figura 12 mostra um parafuso de potência. É possível perceber que o apoio do parafuso sobre o componente com rosca interna pode de ser analisado por meio de um diagrama de corpo livre. Conforme mostrado na Figura 13 e na Figura 14, a base do triângulo mostrado representa uma volta no helicóide, ou seja, como se uma volta da rosca do parafuso fosse “desenrolada” e colocada no plano. Se cada trecho deste helicóide for analisado conforme estas figuras, o somatório das forças entre o parafuso e o componente de rosca interna em todos os trechos vai fornecer o valor resultante destas forças.

Se no parafuso da Figura 12, for colocada uma carga de peso P ter-se-á um torque T no sentido de fazer o parafuso descer, ou seja, um torque no sentido horário. Realizando-se o diagrama do corpo livre para o parafuso e a porca, conforme ilustrado na Figura 14, é possível observar a reação normal do último componente sobre o parafuso F_N e a força de atrito f no sentido de evitar que o parafuso desça. Todas estas interações são funções do ângulo de inclinação da rosca do parafuso, indicado pela letra λ . Este ângulo, por sua vez, é função do passo do parafuso, representado pela letra L , e do diâmetro do parafuso representado por d_P . No diagrama do corpo livre citado, a altura do triângulo representaria o passo da rosca e a base do triângulo, conforme explicado anteriormente, o comprimento de uma volta no helicóide da rosca.

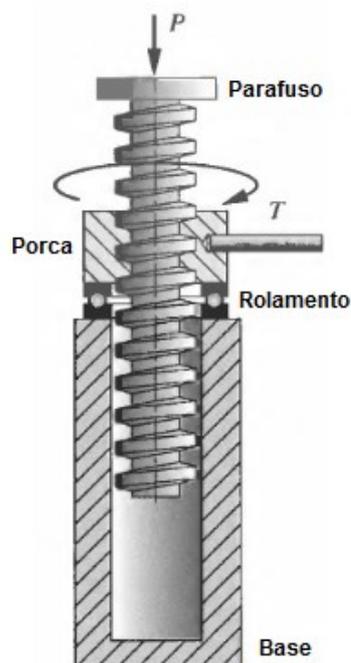


Figura 12 - Esquema de Carregamento Sobre um Parafuso de Potência

Fonte: Adaptado de Norton (2006).

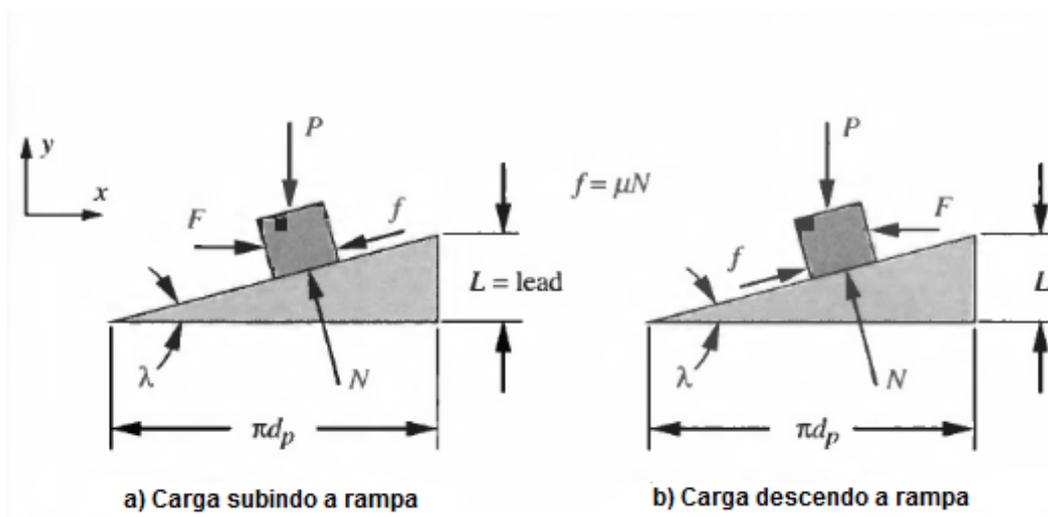


Figura 13 - Diagrama do Corpo Livre para Rosca de Perfil Quadrado

Fonte: Adaptado de Norton (2006).

Com relação aos diagramas do corpo livre é importante perceber que a Figura 13 é um caso especial da Figura 14, em que o perfil de rosca é quadrado e o ângulo indicado por α , que é a inclinação do perfil do trapézio, na última figura é nulo.

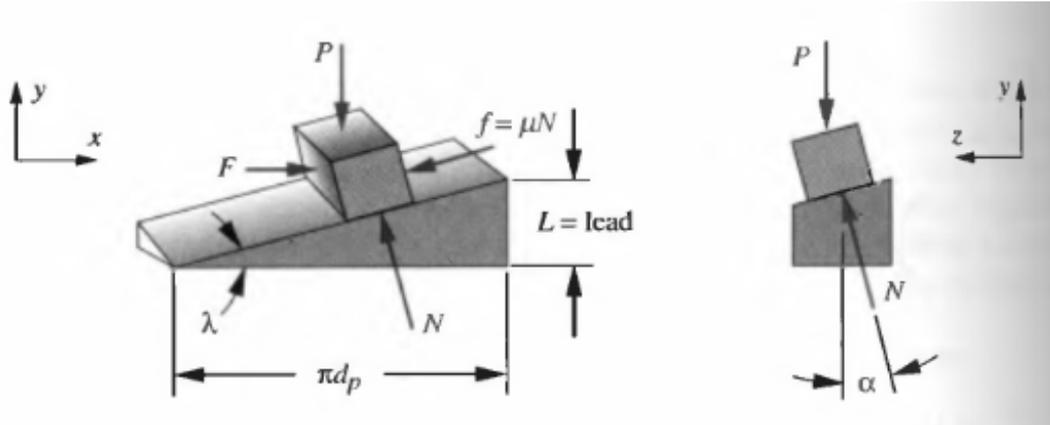


Figura 14 - Diagrama do Corpo Livre para Rosca de Perfil Trapezoidal
Fonte: Adaptado de Norton (2006).

Do diagrama do corpo livre da Figura 14, têm-se:

$$\operatorname{tg}(\lambda) = \frac{\operatorname{sen}(\lambda)}{\operatorname{cos}(\lambda)} = \frac{L}{\pi \cdot d_p} \quad (1)$$

E, também:

$$f = \mu \cdot F_N \quad (2)$$

Considerando-se o caso em que F , mostrado na Figura 14, seria o esforço necessário para rotacionar o parafuso fazendo com que a carga desça e realizando o somatório de forças em relação aos eixos X e Y para o equilíbrio (tendo em vista que os componentes das forças em relação ao eixo Z anulam-se mutuamente devido ao perfil circular do parafuso), tem-se que:

$$\sum (F_X) = F + F_N \cdot \operatorname{sen}(\lambda) \cdot \operatorname{cos}(\alpha) - f \cdot \operatorname{cos}(\lambda) = 0 \quad (3)$$

$$\sum (F_Y) = P - F_N \cdot \operatorname{cos}(\alpha) \cdot \operatorname{cos}(\lambda) - f \cdot \operatorname{sen}(\lambda) = 0 \quad (4)$$

Substituindo (2) em (3) e (4):

$$\sum (F_X) = F + F_N \cdot \operatorname{sen}(\lambda) \cdot \operatorname{cos}(\alpha) - \mu \cdot N \cdot \operatorname{cos}(\lambda) = 0 \quad (5)$$

$$\sum (F_y) = P - F_N \cdot \cos(\alpha) \cdot \cos(\lambda) - \mu \cdot N \cdot \text{sen}(\lambda) = 0 \quad (6)$$

Resolvendo a expressão (5) para F_N :

$$F_N = \frac{P}{(\cos(\alpha) \cdot \cos(\lambda) + \mu \cdot \text{sen}(\lambda))} \quad (7)$$

Substituindo (7) em (6):

$$F = P \cdot \frac{(\mu \cdot \cos(\lambda) - \text{sen}(\lambda) \cdot \cos(\alpha))}{(\cos(\alpha) \cdot \cos(\lambda) + \mu \cdot \text{sen}(\lambda))} \quad (8)$$

Denominando o torque necessário para rotacionar o parafuso T_{sd} e sabendo que o diâmetro do parafuso é d_p , a expressão para T_{sd} para a descida do parafuso é:

$$T_{sd} = F \cdot \frac{d_p}{2} = P \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \frac{(\mu \cdot \cos(\lambda) - \text{sen}(\lambda) \cdot \cos(\alpha))}{(\cos(\alpha) \cdot \cos(\lambda) + \mu \cdot \text{sen}(\lambda))} \quad (9)$$

De acordo com Norton (2006), é mais conveniente apresentar as expressões em função do passo do parafuso, portanto substituindo a relação (1) em (9) e rearranjando os termos:

$$T_{sd} = F \cdot \frac{d_p}{2} = P \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \frac{(\mu \cdot \pi \cdot d_p - L \cdot \cos(\alpha))}{(\pi \cdot d_p \cdot \cos(\alpha) + \mu \cdot L)} \quad (10)$$

Considerando-se agora o caso em que a força F seria a força necessária para rotacionar o parafuso e fazer com que a carga suba, têm-se o caso mostrado na Figura 14, sem alterar o sentido de nenhuma força. Aplicando-se o somatório de forças para esse diagrama e um desenvolvimento análogo ao anterior chega-se a:

$$T_{su} = F \cdot \frac{d_p}{2} = P \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \frac{(\mu \cdot \pi \cdot d_p + L \cdot \cos(\alpha))}{(\pi \cdot d_p \cdot \cos(\alpha) - \mu \cdot L)} \quad (11)$$

De acordo com Norton (2006), o torque referente ao rolamento mostrado na Figura 14, T_c , pode ser estimado como:

$$T_c = \mu_c \cdot P \cdot \frac{d_c}{2} \quad (12)$$

A expressão anterior decorre do fato que o rolamento não está em nenhum plano inclinado e, portanto, a reação normal da carga F_N , é igual em módulo à carga P , entretanto em sentido oposto, e considerando que o sistema está em equilíbrio. Para a expressão (12), μ é o coeficiente de atrito entre o parafuso e a porca, μ_c é o coeficiente de atrito entre o parafuso e o rolamento e d_c é o diâmetro do rolamento. Então, o torque total sobre o parafuso, T , necessário para rotacioná-lo, será a soma dos torques referentes ao atrito na descida ou na subida, equações (10) e (11), respectivamente, com o torque de atrito do rolamento, equação (12). Logo:

Torque total para descida do parafuso de potência.

$$T = T_{sd} + T_c = P \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \frac{(\mu \cdot \pi \cdot d_p - L \cdot \cos(\alpha))}{(\pi \cdot d_p \cdot \cos(\alpha) + \mu \cdot L)} + \mu_c \cdot P \cdot \frac{d_c}{2} \quad (13)$$

Torque total para subida do parafuso de potência.

$$T = T_{su} + T_c = P \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \frac{(\mu \cdot \pi \cdot d_p + L \cdot \cos(\alpha))}{(\pi \cdot d_p \cdot \cos(\alpha) - \mu \cdot L)} + \mu_c \cdot P \cdot \frac{d_c}{2} \quad (14)$$

Para o caso especial quando o ângulo α é 0° , têm-se as equações do torque de descida e subida do parafuso de potência para o perfil de rosca quadrada.

De acordo com Norton (2006), a condição de anti-retorno para rosca sem-fim é estabelecida quando a força necessária para rotacionar o parafuso F , no sentido de fazer a carga descer, é maior ou igual à zero. Substituindo-se, então, estas condições para F na equação (10), têm-se que:

Critério de auto-travamento para rosca sem-fim

$$\mu \geq \frac{L}{\pi \cdot d_p} \cdot \cos(\alpha) \quad (15)$$

Ou:

$$\mu \geq \operatorname{tg}(\lambda) \cdot \cos(\alpha) \quad (16)$$

Novamente, quando o ângulo α for 0° têm-se a condição de auto-travamento para rosca de perfil de rosca quadrado, sendo as equações (15) e (16) gerais, ou seja, para perfil trapezoidal.

De acordo com Norton (2006), Shigley *et al.* (2005), ANSI AGMA 6022-C93 e ANSI AGMA 6034-B92 esse mesmo critério também é usado para o sistema de anti-retorno de engrenamento entre parafuso sem-fim e coroa, entretanto para este sistema o ângulo α corresponde ao ângulo de pressão da engrenagem sem-fim. Um exemplo deste tipo de engrenamento é mostrado na Figura 15.



Figura 15 - Exemplo de Engrenamento de Engrenagem Sem-fim e Coroa
 Fonte: Adaptado de Norton (2006).

3 REQUISITOS DO SISTEMA DE REDUÇÃO

Conforme mencionado anteriormente, o sistema de redução deve possuir algumas propriedades fundamentais para se adequar às necessidades da empresa interessada no estudo, bem como, de uma boa relação custo-benefício:

- a) Mecanismo de acoplamento e desacoplamento para manivela.
- b) Mecanismo de liberação do eixo de entrada (que contém o motor elétrico acoplado) ao se inserir a manivela. Ou seja, liberar o primeiro estágio de redução e o motor elétrico do sistema ao se inserir a manivela. Conforme foi mencionado nas páginas 15 a 19.
- c) Deve possuir mais de um estágio de redução, devido à necessidade de acoplamento e desacoplamento mencionada no item anterior.
- d) Não pode exceder cinquenta voltas na manivela durante o acionamento manual (Imposição dos clientes).
- e) O tempo de acionamento das chaves seccionadoras deve estar dentro da faixa de 6 a 12 segundos.
- f) Os produtos da empresa interessada neste estudo necessitam de rotações na faixa de 60° a 115° no eixo de saída do redutor, mostrado na Figura 5 e na Figura 6, para funcionar. Ou seja, os produtos necessitam de uma rotação de 60 a 115° no mancal de rolamentos mostrado Figura 4, para fechar ou abrir. As posições de abertura e fechamento do produto podem ser vistas na Figura 1 e na Figura 2.
- g) O eixo de saída do redutor deve atravessar a caixa nos dois lados.
- h) O custo do redutor deve estar abaixo de R\$450,00. (Valor fixado pelos projetistas da empresa interessada no projeto).
- i) A potência máxima de entrada no redutor é de 0,5 [HP]. (De acordo com os motores elétricos comprados pela empresa).
- j) Ser auto-travante.

Conforme mencionado pelos projetistas da empresa interessada no projeto, um dos clientes da empresa tem como norma de operação um limite de cinquenta voltas na manivela para abrir/fechar a chave e, se esta norma não for respeitada, os produtos não são aprovados.

O tempo de seis a doze segundos para acionamento do produto está vinculado ao maior tempo possível para operação do produto, de forma que as descargas elétricas na região dos contatos não danifiquem os mesmos significativamente. E o tempo mínimo tem a ver com a transferência de momento linear durante o fechamento da chave, caso a chave opere muito rápido, o impulso transferido seria grande o suficiente para danificar o produto.

E por fim, o eixo de saída tem a necessidade de atravessar a caixa do redutor, para transferir a rotação aplicada ao produto a uma caixa de relés que transmite informação para os painéis de controle da subestação do cliente, assim à medida que o produto abra ou feche informações são enviadas para a central de controle.

Reunindo e organizando essas informações têm-se a matriz de necessidade do cliente mostrada na Tabela 2. Os números atribuídos às necessidades, quais sejam 1, 3 ou 9, representam o grau de importância das necessidades, sendo 1 menos importante e 9 o mais importante. Depois de atribuídos os graus de importância para as necessidades somam-se todos os valores da coluna a fim de obter o valor total atribuído à necessidade. E, por fim, as necessidades com maiores valores atribuídos são as mais críticas para o desenvolvimento do projeto.

Tabela 2 - Matriz de Necessidades do Cliente

MATRIZ DE NECESSIDADES DO CLIENTE		EIXO DE ENTRADA COM GEOMETRIA ADEQUADA PARA ACOPLAMENTO COM A MANIVELA	LIBERAÇÃO DA CHAVETA DA COROA DO PRIMEIRO PAR ENGENRADO	RETORNO DA CHAVETA APÓS A RETIRADA DA MANIVELA	MAIS DE UM PAR ENGENRADO	RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO ADEQUADA	EIXO DE SAÍDA DO REDUTOR MAIS COMPRIDO	DIMENSIONAR O SISTEMA PARA MELHOR CUSTO BENEFÍCIO	MATERIAIS E COMPONENTES MAIS BARATOS	ADEQUAÇÃO DO PROJETO PARA USO NÃO CONTÍNUO	ÂNGULO DE AVAÇO ADEQUADO
		1	2	3	5	6	7	8	9	10	11
MECANISMO DE ACOPLAMENTO E DESACOPLOAMENTO DA MANIVELA	1	9	3	-	3	-	-	-	-	-	-
MECANISMO DE LIBERAÇÃO DO EIXO DE ENTRADA DO MOTOR	2	1	9	9	3	-	-	-	-	-	-
MAIS DE UM ESTÁGIO DE REDUÇÃO	3	-	-	-	9	3	-	-	-	-	-
LIMITE DE 50 VOLTAS NA MANIVELA POR OPERAÇÃO	4	-	-	-	-	9	-	-	-	-	-
TEMPO DE ACIONAMENTO DE 6 À 12 SEGUNDOS	5	-	-	-	-	9	-	-	-	-	-
O DESLOCAMENTO ANGULAR DO EIXO DE SAÍDA DO REDUTOR DEVE ESTAR ENTRE 60 E 115°	6	-	-	-	-	9	-	-	-	-	-
EIXO DE SAÍDA DO REDUTOR DEVE ATRAVESSAR A CAIXA NOS DOIS LADOS	7	-	-	-	-	-	9	-	-	-	-
CUSTO DO REDUTOR INFERIOR A R\$450,00	8	-	-	-	-	3	-	9	9	9	-
POTÊNCIA MÁXIMA SUPOSTADA 0,5CV	9	1	-	-	1	9	-	9	9	9	-
SISTEMA DE AUTOTRAVAMENTO NO EIXO DE SAÍDA DO REDUTOR	10	-	-	-	-	9	-	-	-	-	9
TOTAL		11	12	9	16	51	9	18	18	18	9

Fonte: Autoria Própria.

Como se pode verificar na matriz de necessidades do cliente, o item com maior relevância para o desenvolvimento do projeto é a obtenção de uma relação de transmissão adequada. Seguido de melhor relação de custo benefício. Contudo, apesar de alguns itens possuírem classificação inferior à desses itens anteriormente comentados, são considerados igualmente importantes para o projeto visando satisfazer completamente as necessidades do cliente.

A partir dos dados fornecidos pela empresa, também contidos na matriz de necessidades do cliente, é obtida a relação de transmissão ideal para o sistema. Tendo em vista que se conhece os motores que serão acoplados ao eixo de entrada do redutor, o deslocamento angular do eixo de saída do redutor (item 6 da matriz de necessidades do cliente) e também, o tempo que o eixo de saída deve levar para rotacionar do ângulo desejado (item 5 da matriz de necessidades do cliente).

Com a relação de transmissão definida e conhecendo os dados do motor elétrico, que será acoplado ao eixo de entrada do redutor, é possível dimensionar os engrenamentos do redutor. Estes engrenamentos serão dimensionados, no próximo capítulo, de acordo com as normas AGMA. Todo dimensionamento é feito visando obter um sistema auto-travante.

Após os pares engrenados estarem devidamente dimensionados, é possível descobrir as forças atuantes no sistema, possibilitando realizar-se o dimensionamento dos eixos do sistema, dos rolamentos e também do lubrificante que deverá ser utilizado. Os eixos serão calculados de acordo com o método ASME. Os rolamentos serão escolhidos, conhecendo-se os esforços sobre os mesmos, de acordo com o catálogo do fabricante, no caso deste estudo, será utilizado o catálogo da SKF, que contém ferramentas para se calcular como os rolamentos irão se comportar no sistema. O fluido lubrificante a ser usado será escolhido de acordo com a norma ANSI AGMA 9005-E02.

E, por fim, finalizado o dimensionamento dos componentes do sistema de redução, será utilizado o método dos elementos finitos, contido no *software Solidworks* para se avaliar numericamente se o sistema satisfaz os propósitos para os quais foi dimensionado.

4 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

Após a seleção da melhor opção de sistema com auto-travamento, é possível começar o dimensionamento do mesmo, com base nas informações de necessidade do cliente e, também, nas restrições do projeto.

4.1 Cálculo da Relação de Transmissão

Com base nas informações contidas na matriz de necessidade do cliente, pode-se observar que o redutor deve possuir um tempo mínimo de operação de seis segundos e um máximo de doze segundos. E, ainda, necessitar de no máximo 50 voltas no eixo da manivela para acionar o produto.

Sabendo que o motor elétrico possui maior velocidade angular do que um ser humano poderia aplicar manualmente ao eixo de entrada, o mesmo será acoplado ao eixo de entrada do primeiro par engrenado, pois é necessário reduzir consideravelmente sua velocidade para que o redutor opere no tempo determinado pelo projeto. Desta maneira, a manivela será acoplada ao eixo de entrada do segundo par engrenado, e este segundo par engrenado poderá contar com, no máximo, cinquenta voltas no eixo de entrada para operar o produto.

Os motores elétricos usados pela empresa são de três modelos diferentes das marcas WEG, ROTOMAG e BALDOR. Apesar de todos possuírem 0,5 [HP] de potência, suas rotações são variadas. As características dos motores são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Características dos Motores Elétricos

Características dos motores				
Motores	Potência [HP]	Rotação de entrada [RPM]	Rendimento %	Torque no eixo entrada [N.m]
ROTOMAG	0,5	1500,0	82,5	2,4
WEG	0,5	1730,0	82,6	2,1
BALDOR	0,5	1800,0	82,5	2,0

Fonte: Autoria Própria.

Para o cálculo da velocidade angular do eixo de saída os requisitos de projeto considerados são o tempo de acionamento e o ângulo da abertura. Ambos apresentados na Tabela 4, com as respectivas velocidades de saída.

Tabela 4 - Requisitos de Velocidade Angular no Eixo de Saída

Ângulo de abertura [°]	60		115	
Tempo de acionamento [s]	6	12	6	12
Velocidade angular saída [RPM]	5/3	5/6	115/36	115/72

Fonte: Autoria Própria.

A partir das faixas de operação possíveis e das rotações dos motores elétricos, calcularam-se todas as relações de transmissões para cada caso. Utilizando-se como exemplo o primeiro cálculo: a velocidade de rotação de entrada é de 1500 [RPM]; o eixo de saída deve rotacionar 60° em 6 segundos, a velocidade de rotação de saída será $[(60^\circ/360^\circ = 1/6 \text{ rotação}) / 6 \text{ [s]}] * 60 \text{ [s / min]} = 5/3 \text{ [RPM]}$. A relação de transmissão por sua vez é definida, também, como a razão entre a velocidade angular na entrada e a velocidade angular na saída. A Tabela 5 apresenta as relações de transmissão calculadas.

Tabela 5 - Cálculo da Relação de Transmissão

ω_e [RPM]	ω_s [RPM]	i
1500	5/3	900,0
	5/6	1800,0
	115/36	469,6
	115/72	939,1
1730	5/3	1038,0
	5/6	2076,0
	115/36	541,6
	115/72	1083,1
1800	5/3	1080,0
	5/6	2160,0
	115/36	563,5
	115/72	1127,0
		$i_{\text{médio}} = 1148,2$

Fonte: Autoria Própria.

A partir destes resultados fez-se uma média para obter a relação de transmissão ideal e calculou-se o tempo corrigido para a rotação de cada motor e para os ângulos mínimo e máximo de operação. Os resultados estão na Tabela 6.

Tabela 6 - Tempos de Operação Corrigidos Considerando $i_{\text{médio}} = 1148,152$

MOTOR	ÂNGULO DE ABERTURA [°]	TEMPO [s]
ROTOMAG	60	7,7
	115	14,7
WEG	60	6,6
	115	12,7
BALDOR	60	6,4
	115	12,2

Fonte: Autoria Própria.

Observando a Tabela 6 é possível perceber que o valor médio de relação de transmissão levou a tempos de acionamento fora do intervalo de 6 a 12 segundos. E observou-se também, que não há valor que atenda a todas as especificações, ou seja, algum dos tempos passa dos 12 segundos ou torna-se menor do que 6 segundos. Sendo assim, foram definidos novos valores de relação de transmissão considerando aceitáveis variações menores do 0,5 segundos para mais do tempo máximo e para menos no tempo mínimo. Obteve-se então, que a relação de transmissão total do redutor se encontra no intervalo de 952 até 978.

Essas variações foram consideradas apenas para os motores WEG e ROTOMAG, haja vista que o motor BALDOR não está mais sendo usado pela empresa interessada na pesquisa e, portanto, encontra-se nos cálculos apenas como referência.

A nova definição de relação de transmissão traz a necessidade de correção dos tempos de acionamento. Os valores corrigidos estão na Tabela 7 e consideram relação de transmissão $i = 960$, que é a relação de transmissão que melhor se adequa às variações comentadas, ou seja, os tempos corrigidos para esta relação de transmissão são os mais adequados para o funcionamento do equipamento.

Tabela 7 - Tempos de Operação Corrigidos para $i = 960$

MOTOR	ÂNGULO DE ABERTURA [°]	TEMPO [s]
ROTOMAG	60	6,4
	115	12,3
WEG	60	5,5
	115	10,6
BALDOR	60	5,3
	115	10,2

Fonte: Autoria Própria.

Das especificações técnicas dos motores foram obtidos os torques de entrada aplicados pelos mesmos. Será usado para dimensionamento do redutor o motor que possui o maior torque de entrada, no caso o motor da marca ROTOMAG.

4.2 Dimensionamento das Engrenagens

Tendo sido definido a relação de transmissão do conjunto, o próximo passo é determinar a relação de transmissão de cada estágio e definir as engrenagens. O dimensionamento das engrenagens foi realizado seguindo as normas AGMA. As normas da AGMA referentes ao dimensionamento dos pares engrenados propriamente ditos e das características construtivas dos mesmos são as normas ANSI AGMA 6022-C93 e ANSI AGMA 6034-B92.

De acordo com essas normas, o diâmetro primitivo do sem-fim d_M , em [mm], deve ter valor dentro de um determinado intervalo para que o engrenamento funcione corretamente. Este intervalo, por sua vez, depende da distância entre centros entre o sem-fim e a coroa C em [mm] e é descrito, para as dimensões em milímetros, da seguinte maneira:

$$\frac{C^{0,875}}{1,07} \geq d_M \geq \frac{C^{0,875}}{2,00}$$

(17)

Também de acordo com a norma ANSI AGMA 6034-B92, a potência de entrada necessária para movimentar o sistema P_I é dada por:

$$P_I = \frac{n \cdot W_T \cdot D_M}{1,91 \cdot 10^7 \cdot i} + \frac{v \cdot W_F}{1000} \quad (18)$$

Em que n é a rotação de entrada no sem-fim, em [rpm], W_T é a força tangencial aplicada pelo sem-fim sobre a coroa, em [N], D_M é o diâmetro primitivo da coroa, em [mm], i é a relação de transmissão do par engrenado, v é a velocidade de deslizamento do sem-fim sobre a coroa, em [m/s], e por fim, W_F é a força de atrito devido ao deslizamento dos dentes do sem-fim sobre a coroa, em [N].

Contudo, a norma determina que a velocidade de deslizamento e a força de atrito podem ser obtidas pelas seguintes expressões, respectivamente:

$$v = \frac{n \cdot d_M}{19098 \cdot \cos(\lambda)} \quad (19)$$

E,

$$W_F = \frac{\mu \cdot W_T}{\cos(\lambda) \cdot \cos(\phi_N)} \quad (20)$$

Em que, μ é o coeficiente de atrito entre os dentes em contato durante o engrenamento, λ é o ângulo de avanço, ou seja, quanto, em graus, a coroa gira na região do diâmetro primitivo enquanto o sem-fim realiza uma volta completa. E, ϕ_N é o ângulo de pressão normal entre as engrenagens, cujo padrão é 20° , que será adotado também neste estudo, tendo em vista maior facilidade de se encontrar ferramentas para usinagem das engrenagens.

O ângulo de avanço, de acordo com as normas, é:

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi \cdot d_M}\right) \quad (21)$$

Em que, L é o avanço do sem-fim, em [mm], ou seja, quanto cada ponto contido no helicóide do sem-fim se desloca axialmente durante uma rotação completa do mesmo. O avanço por sua vez está relacionado com o número de entradas do sem-fim e com o módulo das engrenagens:

$$L = N_W \cdot \pi \cdot m \quad (22)$$

Em que, N_W é o número de entradas do sem-fim e m é o módulo das engrenagens, em [mm]. A norma diz, ainda, que o número de entradas do sem-fim pode ser escolhido de acordo com o número de dentes da coroa, da seguinte forma: uma entrada para coroas com número de dentes de 21 a 25, duas entradas para coroas com número de dentes entre 25 e 51, três entradas para coroas com número de dentes de 51 a 75 e quatro entradas para coroas com números de dentes entre 75 e 100. Além disso, a norma diz que em relações de transmissão acima de 30:1 utiliza-se roscas com uma entrada no sem-fim e em relações de transmissão menores do que 30:1 recomenda-se utilizar roscas múltiplas, ou mais de uma entrada no sem-fim. E, também, número mínimo de dentes para a coroa, recomendado pela norma, é de 21 (o menor considerado) para o ângulo de pressão de 20°. As Tabelas 8 e 9 resumem as recomendações da norma para definição do número de entradas do sem-fim considerando o número de dentes da coroa e a relação de transmissão, respectivamente.

Tabela 8 - Relação entre Número de Dentes da Coroa e de Entradas do Sem-Fim

NÚMERO DE DENTES DA COROA	NÚMERO DE ENTRADAS DO SEM-FIM
De 21 a 25	1
Entre 25 e 51	2
De 51 a 75	3
Entre 75 e 100	4

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 9 - Número de Entradas do Sem-Fim Considerando a Relação de Transmissão

RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	NÚMERO DE ENTRADAS DO SEM-FIM
>30:1	1
<30:1	Rosca múltipla

Fonte: Autoria Própria.

O número de entradas do sem-fim é definido considerando o número de dentes da coroa e a relação de transmissão desejada aplicados na lei fundamental do engrenamento:

$$i = \frac{N_G}{N_W} \quad (23)$$

A norma ainda faz referência à máxima força tangencial suportada pelos dentes da coroa, considerando-se tensões de contato, fadiga de contato e resistência ao desgaste:

$$W_T = \frac{C_S \cdot C_M \cdot C_V \cdot F_E \cdot D_M^{0,8}}{75,948} \quad (24)$$

Em que, “ C_S ” é o fator de material, “ C_M ” é o fator de correção de relação de transmissão, “ C_V ” é o fator de velocidade de deslizamento, “ F_E ” é a largura efetiva da coroa, que deve ser menor do que dois terços do diâmetro primitivo do sem-fim, ou seja:

$$F_E \leq \frac{2}{3} \cdot d_M \quad (25)$$

Fazendo então os denominadores da equação (17) iguais a uma constante a variando entre 1,07 e 2,00, obtém-se:

$$d_M = \frac{C^{0,875}}{a}, \quad 1,07 \leq a \leq 2,00 \quad (26)$$

Contudo, sabe-se que a distância entre centros de duas engrenagens deve ser igual à soma dos raios primitivos das mesmas, caso não haja nenhuma correção nos dentes das engrenagens, como é o caso aqui. Logo:

$$C = \frac{d_M + D_M}{2} \quad (27)$$

Substituindo a equação (26) na equação (27) e resolvendo para D_M , obtém-se:

$$D_M = 2 \cdot C - \left[\frac{C^{0,875}}{a} \right] \quad (28)$$

Substituindo-se as expressões (19), (20), (24), (25), (26) e (27) na expressão (18) e resolvendo a expressão resultante para C e para a obtém-se:

$$\left[\left(\frac{C^{0,875}}{a} \right) \cdot \left((2 \cdot C) - \frac{C^{0,875}}{a} \right)^{1,8} \cdot \cos^2(\lambda) \cdot \cos(\phi_N) \right] + \left[i \cdot \mu \cdot \left(\frac{C^{0,875}}{a} \right)^2 \cdot \left((2 \cdot C) - \frac{C^{0,875}}{a} \right)^{0,8} \right] = \left[\frac{P_I \cdot 4351364712 \cdot \cos^2(\lambda) \cdot \cos(\phi_N) \cdot i}{2 \cdot n \cdot C_S \cdot C_M \cdot C_V} \right] \quad (29)$$

As variáveis “ a ” e “ C ” são os parâmetros para calcular o diâmetro primitivo do sem-fim d_M , conforme a equação (26) e, também, o diâmetro primitivo da coroa D_M , conforme a equação (28). A relação de transmissão i depende do número de dentes da coroa e de entradas do sem-fim. Dessa forma é necessário arbitrar i e buscar valores de d_M e D_M que atendam à relação de transmissão arbitrada. Além disso, os valores arbitrados não podem violar a condição definida pela equação (17) ou (26) e a própria equação (29).

Os valores dos coeficientes de correção da norma (C_S , C_M e C_V) são definidos de acordo com D_M ou C , i e v , respectivamente. O coeficiente de atrito também é definido de acordo com v . A obtenção desses coeficientes é descrita na sequência.

O ângulo de pressão ϕ_N , a potência P_I e a rotação n são conhecidos, seus valores estão na Tabela 10.

Tabela 10 - Constantes da Expressão (29)

COMPONENTE	DESCRIÇÃO
“ ϕ_N ”	20°
“ P_I ”	0,5 [HP] = 372,850 [W]
“ n ”	1500 [rpm]

Fonte: Autoria própria.

A partir das informações sobre os fatores de correção e do coeficiente de atrito, fez-se a implementação destas expressões no software Excel e foi possível calcular uma faixa de valores para o qual o engrenamento funcionasse, ou seja, uma faixa de valores de C , da expressão (29), sabendo-se que a só pode variar no intervalo entre 1,07 e 2,00. Com isso, obtêm-se os valores possíveis de C e, conseqüentemente, de d_M e D_M , que atendam às equações anteriores. As opções geradas estão na Tabela 11.

Analisando-se os dados da Tabela 11, as melhores opções de transmissão, considerando a massa das coroas, seriam $i_1 = 30$ e $i_2 = 32$, $i_1 = 24$ e $i_2 = 40$, e $i_1 = 20$ e $i_2 = 48$. Os diâmetros desses três conjuntos foram arredondados para números inteiros e os coeficientes de segurança foram calculados. Os valores são apresentados na Tabela 12.

Observa-se na Tabela 12 que o coeficiente de segurança (C.S.1 e C.S.2) para os pares $i_1-i_2 = 24-40$ e $i_1-i_2 = 20-48$ fica abaixo do recomendado pela norma (1,5) para o uso do equipamento. O cálculo do coeficiente de segurança é feito dividindo-se a tensão máxima admissível considerando fadiga de flexão pela tensão de flexão na raiz do dente. O cálculo dessas tensões é detalhado na seção 4.2.3.

Tendo em vista que este projeto visa o melhor custo benefício possível, os pares engrenados foram dimensionados para se obter o menor custo e ao mesmo tempo atender às condições de auto-travamento necessárias para o sistema. A partir da implementação das equações no Excel, aliada com a modelagem do sistema no software *Solidworks*, foi possível obter o engrenamento que possibilitasse a menor quantidade de material, sem perder a característica de auto-travamento do sistema e sem deixar de atender aos requisitos de projeto. Tais relações de transmissão foram 30:1 para o par engrenado que será acoplado ao motor e 32:1 para o engrenamento ao qual pode ser acoplada a manivela para operação manual dos produtos da empresa.

Tabela 11 - Matriz de Relação Entre as Distâncias Entre Centros e as Massas das Coroas

i1	i2	C1 [mm]	C2 [mm]	a1	a2	DM1 [mm]	Largura da Coroa 1 [mm]	DM2 [mm]	Largura da Coroa 2 [mm]	Soma das Massas das Coroas [kg]
48	20	47,7	110,8	1,1	1,1	68,0	18,3	164,2	38,3	7,4
48	20	52,9	141,6	2,0	2,0	89,7	10,7	245,0	25,4	10,7
40	24	45,1	108,1	1,1	1,1	64,0	17,5	160,0	37,5	6,8
40	24	49,8	139,6	2,0	2,0	84,4	10,2	241,5	25,1	10,1
32	30	42,2	104,7	1,1	1,1	59,7	16,5	154,7	36,5	6,4
32	30	46,5	137,0	2,0	2,0	78,6	9,6	236,9	24,7	9,9
30	32	41,4	103,8	1,1	1,1	58,5	16,2	153,3	36,2	6,2
30	32	45,6	136,2	2,0	2,0	77,0	9,4	235,6	24,6	9,7
24	40	38,8	100,6	1,1	1,1	54,6	15,3	148,4	35,2	5,5
24	40	42,5	133,9	2,0	2,0	71,7	8,9	231,4	24,2	8,9
20	48	36,7	98,6	1,1	1,1	51,6	14,6	145,2	34,6	5,0
20	48	40,2	132,5	2,0	2,0	67,7	8,4	229,0	24,0	8,5

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 12 - Coeficientes de Segurança dos Conjuntos

i1	i2	C1 [mm]	C2 [mm]	a1	a2	DM1 [mm]	Largura da Coroa 1 [mm]	DM2 [mm]	Largura da Coroa 2 [mm]	Soma das Massas das Coroas [kg]	m2 [mm]	m1 [mm]	C. S. 2	C. S. 1
30	32	41,6	106,2	1,1	1,1	60,0	15,4	160,0	35,0	6,5	5,0	2,0	1,6	2,2
24	40	39,5	101,2	1,3	1,1	60,0	12,6	150,0	35,0	5,5	3,8	1,3	1,3	1,3
20	48	38,0	102,6	1,5	1,2	60,0	10,7	156,0	32,8	5,5	3,3	1,5	1,1	1,2

Fonte: Autoria Própria.

4.2.1 Cálculo dos Coeficientes de Correção

O primeiro dos fatores, C_S , é o fator do material e é definido pela norma ANSI AGMA 6034-B92 da seguinte maneira:

- Para o material da coroa fundido em caixa de areia:

$$C_S = \begin{cases} 1000, & \text{se } D_M \leq 63,5\text{mm} \\ 1189,6365 - 476,5454 \cdot \text{Log}_{10}(D_M), & \text{se } D_M > 63,5\text{mm} \end{cases} \quad (30)$$

- Para o material da coroa fundido com resfriamento:

$$C_S = \begin{cases} 1000, & \text{se } D_M \leq 203,2\text{mm} \\ 1411,6518 - 455,8259 \cdot \text{Log}_{10}(D_M), & \text{se } D_M > 203,2\text{mm} \end{cases} \quad (31)$$

- Para o material da coroa fundido com centrifugação:

$$C_S = \begin{cases} 1000, & \text{se } D_M \leq 635\text{mm} \\ 1251,2913 - 179,2503 \cdot \text{Log}_{10}(D_M), & \text{se } D_M > 635\text{mm} \end{cases} \quad (32)$$

Existe uma quarta equação para este fator, que relaciona C_S com a distância entre centros C .

- Para distância entre centros menor ou igual à 76,2mm:

$$C_S = 720 + 10,37 \cdot C^3 \quad (33)$$

Conforme especificado na norma, deve-se calcular C_S para algum dos três primeiros e também pelo quarto caso, comparar os valores obtidos e utilizar o menor. Nesse trabalho serão utilizadas coroas fundidas em caixa de areia, devido à maior maleabilidade das dimensões do fundido e menor custo.

Para o cálculo do C_S devem-se usar os valores de D_M e C em polegadas, haja vista que a norma é Norte Americana, local onde se usa o sistema imperial de unidades.

O próximo fator de correção previsto pela norma é o C_M , ou fator de correção de relação de transmissão:

- Para relações de transmissão entre 3 e 20:

$$C_M = 0,02 \cdot (-i^2 + 40 \cdot i - 76)^{0,5} - 0,46 \quad (34)$$

- Para relações de transmissão entre 20 e 76:

$$C_M = 0,0107 \cdot (-i^2 + 56 \cdot i + 5145)^{0,5} \quad (35)$$

- Para relações de transmissão maiores do que 76:

$$C_M = 1,1483 - 0,00658 \cdot i \quad (36)$$

O último fator, C_V , ou fator de correção de velocidade é definido pela norma ANSI AGMA 6034-B92, da seguinte maneira:

- Para velocidades de deslizamento de 0 até 700 [pés/minuto]

$$C_V = 0,659 \cdot e^{-0,0011 \cdot V} \quad (37)$$

- Para velocidades de deslizamento de 700 até 3000 [pés/minuto]

$$C_V = 13,31 \cdot V^{-0,571} \quad (38)$$

- Para velocidades de deslizamento maiores do que 3000 [pés/minuto]

$$C_V = 65,52 \cdot V^{-0,774} \quad (39)$$

E, por fim, o coeficiente de atrito durante o engrenamento é variável e depende da velocidade de deslizamento, a norma supracitada define o coeficiente de atrito μ como segue:

- Para velocidade de deslizamento de 0 [pé/minuto]

$$\mu = \mu_{Estático} = 0,15 \quad (40)$$

- Para velocidades de deslizamento entre 0 e 10 [pés/minuto]

$$\mu_{Cinético} = 0,124 \cdot e^{-0,074 \cdot V^{0,645}} \quad (41)$$

- Para velocidades de deslizamento maiores do que 10 [pés/minuto]

$$\mu_{Cinético} = (0,103 \cdot e^{-0,110 \cdot V^{0,450}}) + 0,012 \quad (42)$$

A Tabela 13, apresenta os valores encontrados dos coeficientes de correção e de atrito de cada estágio.

Tabela 13 - Coeficientes de Correção e de Atrito

	$\mu_{Cinético}$	C_S	C_M	C_V
Estágio 1	0,034	765,4	0,8	0,4
Estágio 2	0,075	808,7	0,8	0,6

Fonte: Autoria Própria.

4.2.2 Critério de Auto-Travamento para o Sistema de Redução, Norma ANSI AGMA 6034-B39

A cláusula número nove da norma ANSI AGMA 6034-B92 diz que um redutor de engrenamento sem-fim e coroa é dito auto-travante quando ao se aplicar torque no eixo de saída do engrenamento não resultar em rotação do eixo de entrada do mesmo. Essa condição, de acordo com a norma, se concretiza quando o ângulo de avanço do sem-fim for menor do que o ângulo de atrito estático para os materiais usados no engrenamento. A norma ANSI AGMA 6022-C93 define o ângulo de atrito estático entre as engrenagens como sendo:

$$\emptyset\mu = \cos(\emptyset_N) \cdot \tan(\lambda) \quad (43)$$

Portanto, de acordo com as normas, o engrenamento será auto-travante, se:

$$\mu_{Estático} \geq \cos(\phi_N) \cdot \tan(\lambda) \quad (44)$$

Este critério de auto-travamento concorda com o deduzido na equação (16), segundo Norton (2006).

Em que $\mu_{Estático}$ foi definido anteriormente para os materiais recomendados pela norma ANSI AGMA 6034-B92 e vale 0,15, para o engrenamento, ou seja, aço carbono temperado e revenido com dureza entre 58 e 62 HRc e a coroa fabricada em liga de bronze, que será especificada após se calcular a tensão de flexão nos dentes da mesma. Este critério de auto-travamento é aplicado para os dois estágios de transmissão propostos, se atende à expressão (44) é classificado como “Auto-travante”, caso contrário é classificado como “Não Auto-travante”.

A Tabela 14 apresenta os parâmetros necessários para o cálculo de λ , assim como seu valor e a verificação de auto-travamento.

Tabela 14 - Verificação do Auto-Travamento

	L [mm]	d _M [mm]	λ [°]	φ _N [°]	μ _{estático}	Classificação
Estágio 1	6,3	23,1	4,9	20	0,15	Auto-travante
Estágio 2	15,7	52,4	5,5	20	0,15	Auto-travante

Fonte: Autoria Própria.

4.2.3 Tensão de Flexão na Raiz dos Dentes da Coroa

De acordo com Shigley *et al.* (2005), a tensão de flexão nos dentes da coroa pode ser determinada de acordo com a seguinte expressão:

$$\sigma_B = \frac{W_T}{\pi \cdot m \cdot \cos(\lambda) \cdot F_E \cdot y} \quad (45)$$

Em que y é o fator de Lewis adaptado para esta expressão, que para o ângulo de pressão de 20° é igual a 0,125, conforme Shigley *et al.* (2005).

A resistência à fadiga de flexão para materiais é definida de acordo com Norton (2006), conforme segue:

$$S_{FB} = \frac{K_L}{K_{TE} \cdot K_R} \cdot S'_{FB} \quad (46)$$

Em que S'_{FB} é a resistência à fadiga de flexão do material, K_L é o fator de vida, K_{TE} é o fator de temperatura e K_R é o fator de confiabilidade.

Para o projeto, $K_{TE} = 1$, pois a temperatura de operação do redutor é baixa tendo em vista operações cíclicas e de baixa duração. Para a confiabilidade de 99% exigida para o projeto têm-se $K_R = 1$. Por fim, K_L é obtido pela seguinte expressão:

$$K_L = 2,3194 \cdot N^{-0,0538} \quad (47)$$

Em que, N é o número de ciclos. Para o projeto atual N é 10000 ciclos.

Para o nível de tensões obtido, selecionou-se para a coroa a liga de bronze UNS C86300, cuja resistência à fadiga por flexão é de 240 [MPa] para engrenagens fundidas. O cálculo de resistência do sem-fim foi desconsiderado conforme recomendações da norma, haja vista que o aço possui maior resistência do que o bronze. O material selecionado para o sem-fim foi o aço liga 4340 temperado e revenido, que é comercialmente mais fácil de encontrar e mais barato.

As Tabelas 15 e 16 apresentam as tensões de flexão e as tensões máximas admissíveis S_{FB} considerando fadiga de flexão.

Tabela 15 - Tensões de Flexão na Coroa

	y	m [mm]	W_T [N]	Fe [mm]	σ_B [MPa]
Estágio 1	0,125	2,0	1502,4	15,4	124,7
Estágio 2	0,125	5,0	11357,9	35,0	166,2

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 16 - Tensões Máximas Admissíveis S_{FB} Considerando Fadiga de Flexão

	S'_{FB} [MPa]	K_L	K_{TE}	K_R	S_{FB} [MPa]	CS
Estágio 1	240	1,4	1	1,25	271,3	2,2
Estágio 2	240	1,4	1	1,25	271,3	1,6

Fonte: Autoria Própria.

Com o sistema de engrenamento dimensionado, foi realizada a modelagem do sistema no *software Solidworks*. O sistema de engrenamento proposto é mostrado na Figura 16.

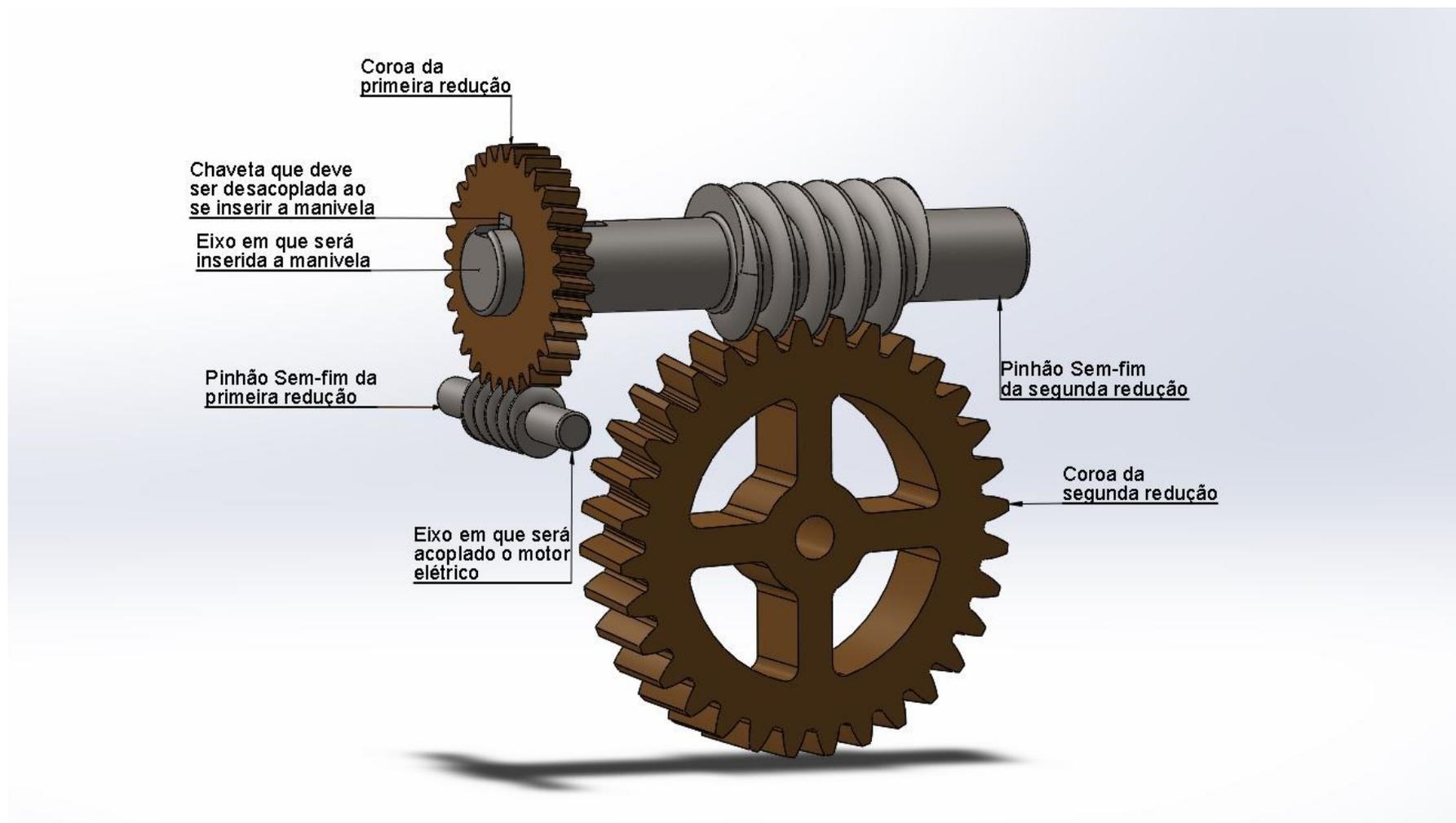


Figura 16 - Sistema de Redução Proposto.

Fonte: Autoria Própria.

4.3 Dimensionamento dos Eixos e Chavetas

O dimensionamento dos eixos do redutor foi realizado conforme a norma ANSI ASME B106.1M. Esta norma é aplicada para o dimensionamento de eixos cujo torque aplicado sobre os mesmos é constante e a tensão de flexão é alternada. Esse é o caso do sistema de redução que está sendo dimensionado neste trabalho, pois o torque aplicado pelo motor elétrico é constante e as tensões de flexão são alternadas, devido ao movimento de rotação das engrenagens.

A equação da norma citada anteriormente que define o menor diâmetro d para o eixo é mostrada a seguir:

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_F}{\pi} \cdot \left[\left(K_F \cdot \frac{M_A}{S_{FE}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_M}{S_Y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (48)$$

Em que, N_F é o coeficiente de segurança ou fator de serviço, K_F é o fator de concentração de tensões em fadiga, M_A é o módulo do momento fletor alternado no eixo, S_{FE} é a resistência à fadiga por flexão alternada estimada do material, T_M é o torque médio aplicado ao sistema, que é constante para o motor elétrico e, por último, S_Y é a tensão limite de escoamento do material.

O material a ser empregado nos eixos do redutor é o aço SAE liga 4340, temperado e revenido entre 58 e 62 HRC, que é compatível com o número de ciclos reduzido em que o redutor será solicitado. A tensão limite de escoamento para este material é de $S_Y = 1586$ [MPa]. Estes dados são encontrados no apêndice C do livro de Norton (2006).

A norma ANSI AGMA 6034-B92 considera que o sistema de engrenamento deve ter coeficiente de segurança maior ou igual a 1,5 para o tipo de aplicação deste sistema de redução. As chavetas são os componentes que devem falhar antes dos eixos e engrenagens, logo o coeficiente de segurança delas deve ser o menor. Nesse trabalho adota-se 1,5 como coeficiente de segurança para chavetas e 1,6 para eixo e engrenagens. Este valor está de acordo com o coeficiente de segurança do segundo engrenamento, cujo valor encontrado na Tabela 16 é de 1,6.

De acordo com Norton (2006), a resistência à fadiga por flexão alternada estimada para o material S_{FE} é obtida de acordo com a seguinte expressão:

$$S_{FE} = C_{CARREGAMENTO} \cdot C_{TAMANHO} \cdot C_{SUPERFÍCIE} \cdot C_{TEMPERATURA} \cdot C_{CONFIABILIDADE} \cdot S_F \quad (49)$$

Onde S_F é a resistência à fadiga por flexão do material.

De acordo com Norton (2006), para eixos contendo carga axial atuante, $C_{CARREGAMENTO} = 0,7$. A confiabilidade previamente estabelecida para este estudo é de 99%, que implica em $C_{CONFIABILIDADE} = 1$. $C_{TEMPERATURA} = 1$, para temperaturas abaixo de 450 [°C] que é o caso deste sistema. Os valores de $C_{TAMANHO}$ e $C_{SUPERFÍCIE}$ são obtidos, de acordo com Norton (2006), conforme as equações (50) e (51), respectivamente.

$$C_{TAMANHO} = 1,189 \cdot d^{-0.097} \quad (50)$$

Em que d é o diâmetro do eixo.

$$C_{SUPERFÍCIE} = A \cdot S_{UT}^b \quad (51)$$

Em que A e b são constantes obtidas de acordo com a Tabela 17, conforme Norton (2006):

Tabela 17 - Valores das Constantes "A" e "b"

Acabamento Superficial	A [MPa]	b [MPa]
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265

Fonte: Autoria Própria.

Os dois primeiros eixos devem ser retificados, pois necessitam de maior precisão dimensional devido à presença do sem-fim, já o terceiro eixo ou eixo de saída do redutor, pode ser apenas usinado. O valor do concentrador de tensões K_F por sua vez é obtido de acordo com seguinte expressão, conforme Norton (2006):

$$K_F = 1 + q \cdot (K_T - 1) \quad (52)$$

Em que q é o fator de sensibilidade ao entalhe e K_T é o fator de concentração de tensões, que no caso dos eixos é referente aos rasgos de chaveta. Os fatores q e K_T são obtidos, de acordo com o Norton (2006), conforme mostrado a seguir:

$$q = \frac{1}{1 + \left(\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}\right)} \quad (53)$$

Em que \sqrt{a} é o valor da constante de Neuber obtida através da Tabela 18, conforme Norton (2006), r é o raio de arredondamento do entalhe e d é o diâmetro do eixo. A relação r/d utilizada foi a recomendada pela norma ANSI, e está destacada no gráfico da Figura 17, pela linha vermelha tracejada. Desta forma, a partir de uma estimativa do valor do diâmetro do eixo, para a primeira etapa do cálculo iterativo, obtém-se o valor respectivo de do raio de arredondamento r e posteriormente à medida que o cálculo iterativo convergir para um valor final do diâmetro do eixo, obtém-se o valor final recomendado para o raio do entalhe.

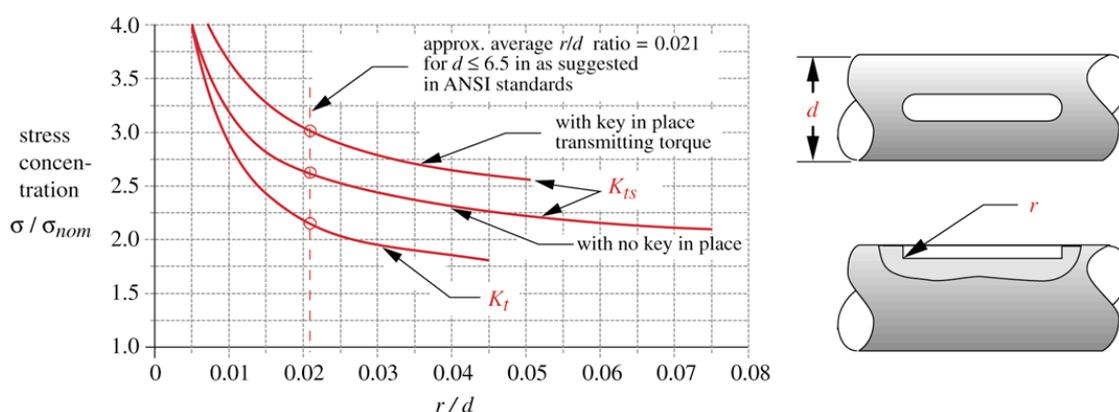


Figura 17 - Fator de Concentrador de Tensões "K"

Fonte: Norton (2006).

Tabela 18 - Valores da Constante de Neuber para Aços

S_{UT} [kpsi]	\sqrt{a} [$\sqrt{\text{pol.}}$]
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Fonte: Adaptado de Norton (2006).

O coeficiente $C_{TAMANHO}$ necessita de um valor prévio para o diâmetro do eixo, este valor deve ser estimado e posteriormente recalculado, através de cálculos iterativos. Ou seja, obtendo-se valores de diâmetros pela equação (48), através do valor estimado do diâmetro utilizado para se obter os coeficientes; e recalculando os coeficientes na sequência com o novo valor do diâmetro, até que este valor convirja. Esse cálculo iterativo pode ser mais bem compreendido analisando a Figura 18.

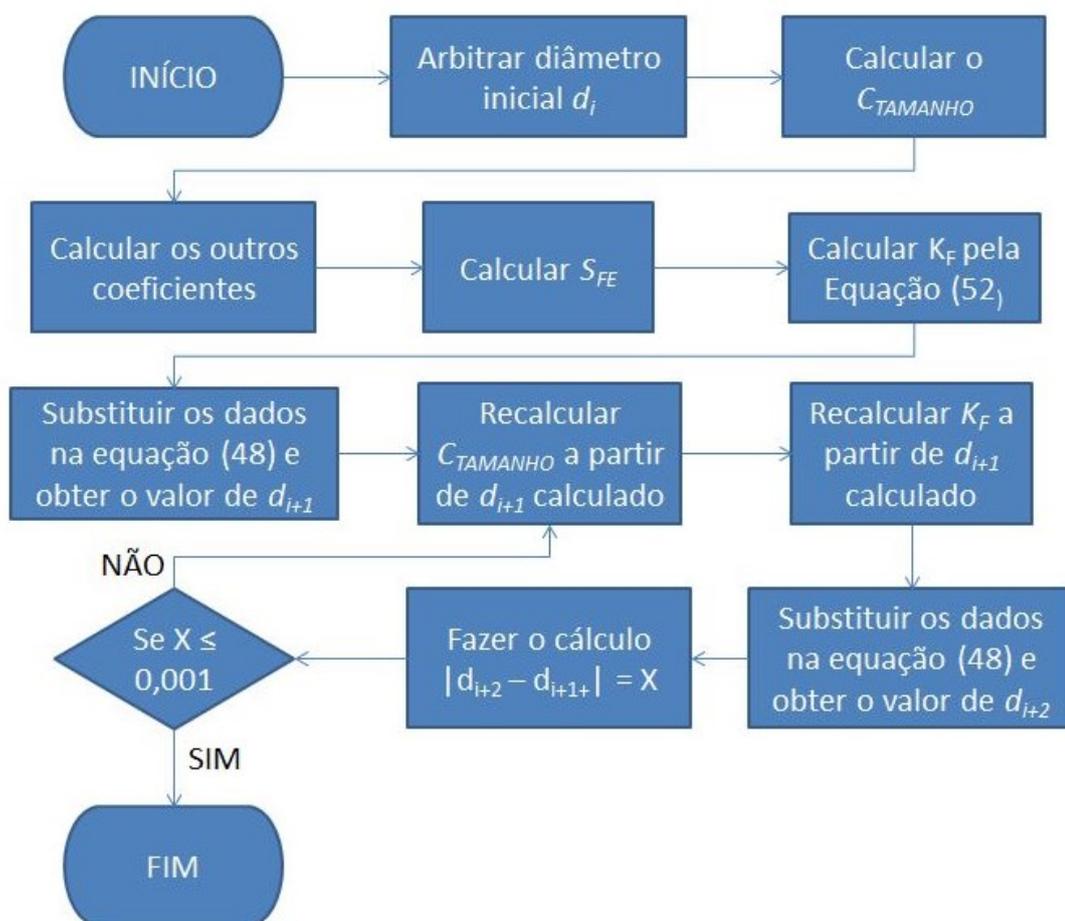


Figura 18 - Fluxograma para Cálculo dos Diâmetros dos Eixos

Fonte: Autoria Própria.

O último termo a ser determinado para ser possível dimensionar os eixos é o momento fletor alternado que atua sobre os mesmos. O momento fletor, bem como a força cortante e o deslocamento dos eixos foram calculados através do *Software MDSOLIDS*. Para se calcular estas grandezas vetoriais, primeiramente é preciso se conhecer as componentes das forças aplicadas sobre os eixos através do engrenamento.

De acordo com Shigley *et al.* (2005), as componentes das forças sobre o sem-fim no par engrenado são representadas pelas seguintes expressões:

$$\begin{cases} F_X = W \cdot (\cos(\phi_N) \cdot \text{sen}(\lambda) + \mu \cdot \cos(\lambda)) \\ F_Y = W \cdot \text{sen}(\phi_N) \\ F_Z = W \cdot (\cos(\phi_N) \cdot \cos(\lambda) - \mu \cdot \text{sen}(\lambda)) \end{cases} \quad (54)$$

Em que W é obtida pela expressão a seguir:

$$W = \frac{W_F}{\mu} \quad (55)$$

Em que W_F é a força de atrito, obtida pela equação (20).

Para ilustrar melhor como as forças atuam no sistema de engrenamento, foi adicionada abaixo a Figura 19, que mostra a ação das forças mostradas no sistema de Equações (54).

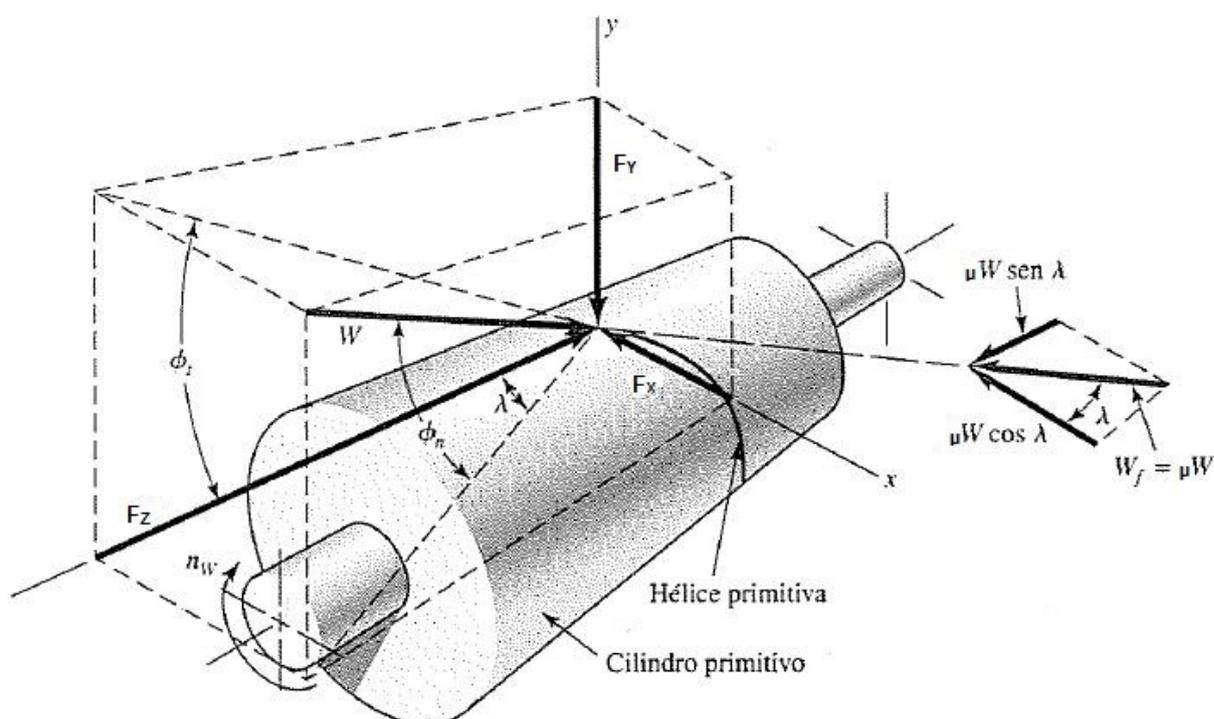


Figura 19 – Forças atuantes no Engrenamento

Fonte: Adaptado de Shigley *et al.* (2005).

A fim de facilitar o entendimento dos diagramas e seus carregamentos foram elaboradas tabelas com as componentes das forças dos engrenamentos e, também, as forças atuantes em cada eixo (em módulo):

Tabela 19 - Forças Atuantes nos Engrenamentos, em Módulo

Primeiro Engrenamento					
Forças Atuantes na Coroa			Forças Atuantes no Pinhão		
F_{AXIAL} [N]	F_{RADIAL} [N]	$F_{TANGENCIAL}$ [N]	F_X [N]	F_Y [N]	F_Z [N]
375,1	556,6	1502,4	375,1	556,6	1502,4
Segundo Engrenamento					
Forças Atuantes na Coroa			Forças Atuantes no Pinhão		
F_{AXIAL} [N]	F_{RADIAL} [N]	$F_{TANGENCIAL}$ [N]	F_X [N]	F_Y [N]	F_Z [N]
2940,9	4216,9	11357,9	2940,9	4216,9	11357,9

Fonte: Autoria Própria.

As componentes das forças mostradas na Tabela 19 foram obtidas considerando-se o sistema de referência próprio de cada eixo, em que a componente Z da força é axial ao eixo e as componentes X e Y são radiais aos eixos. Esses sistemas de coordenadas próprios ficam mais bem ilustrados nas Figuras 20 a 22.

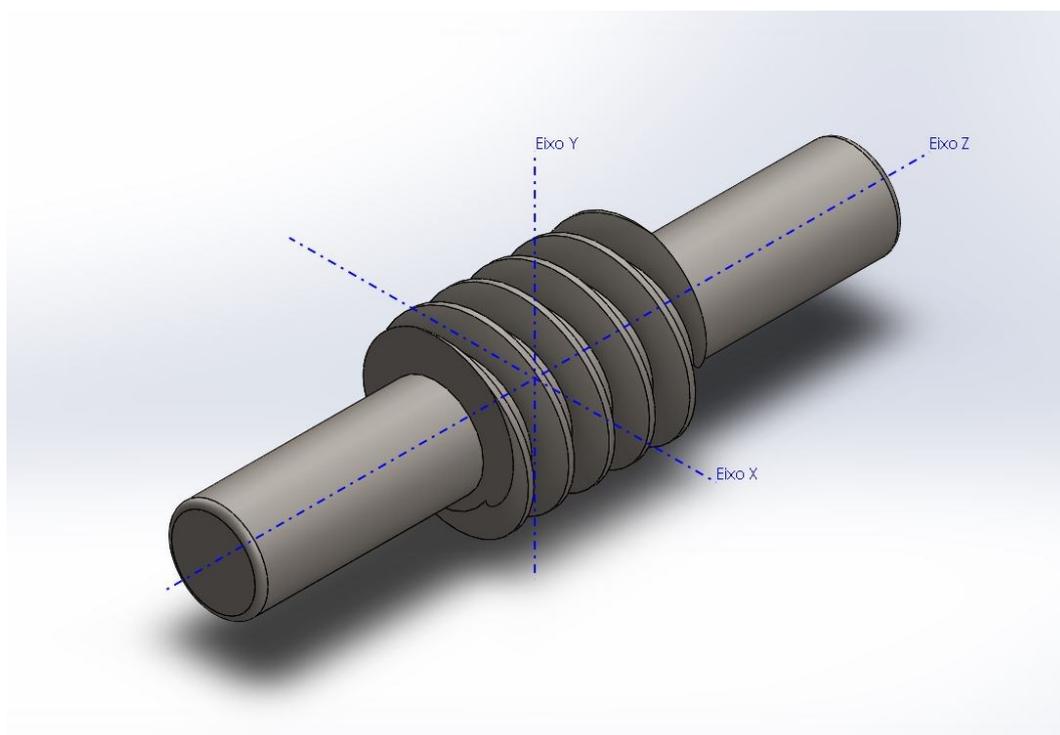


Figura 20 - Sistema de Coordenadas Utilizado para o Primeiro Eixo

Fonte: Autoria Própria.

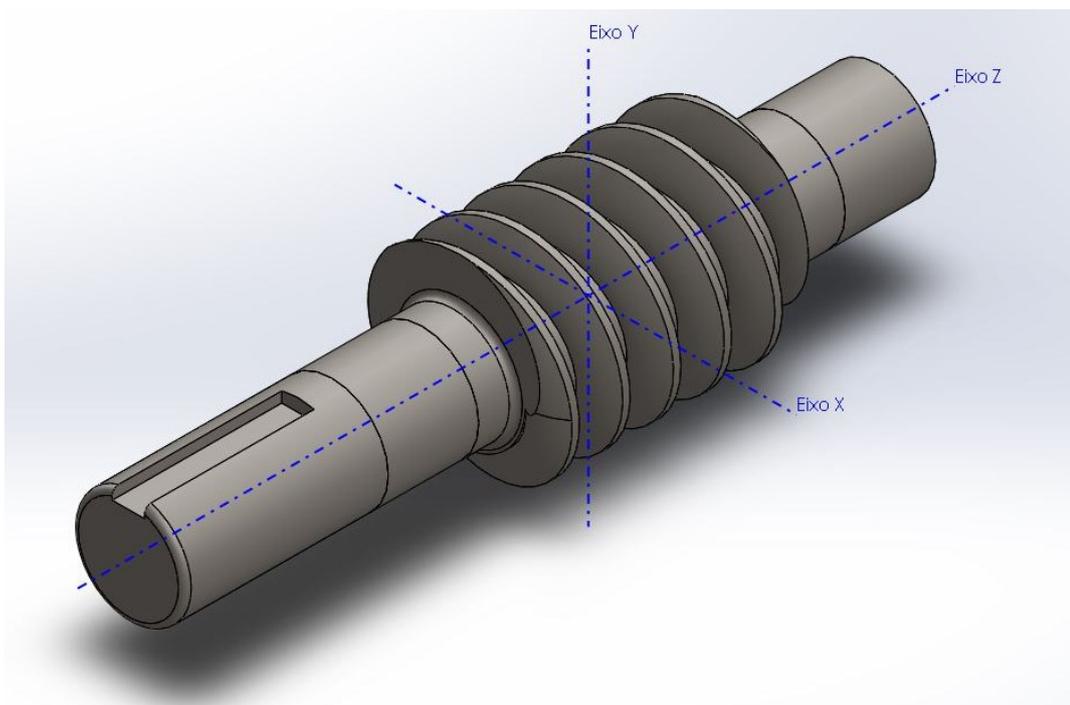


Figura 21 - Sistema de Coordenadas Utilizado para o Segundo Eixo
Fonte: Autoria Própria.

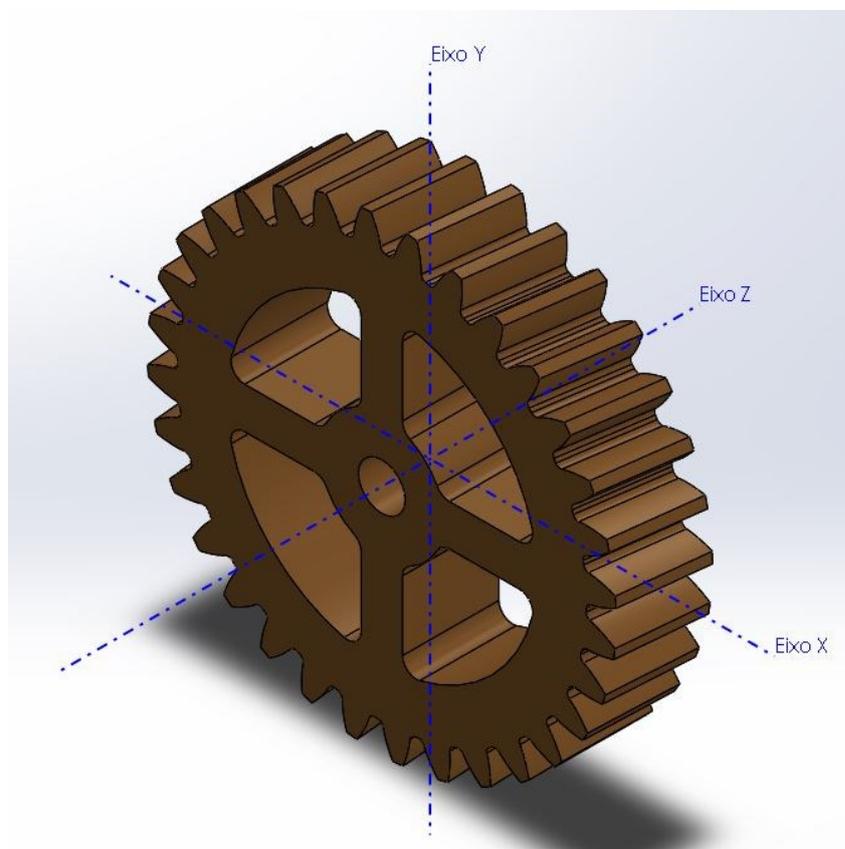


Figura 22 - Sistema de Coordenada Utilizado para o Terceiro Eixo
Fonte: Autoria Própria.

Como se pode perceber na Figura 22, o sistema de coordenadas foi traçado sobre a coroa do segundo engrenamento. Contudo, verificando os eixos é possível notar que o sistema de coordenadas é análogo ao dos outros eixos, pois o terceiro eixo do redutor estaria localizado no centro da coroa do segundo engrenamento e por essa região passa o eixo Z do sistema de coordenada, concordando com as considerações feitas para os outros dois eixos.

Tabela 20 - Módulo dos Carregamentos Sobre os Eixos

Carregamentos nos Eixos				
Eixo	Plano XZ			
	Carga Distribuída w1 [N/mm]	Carga Distribuída w2 [N/mm]		
1	12,1	-		
2	97,6	36,8		
3	324,9	-		
Eixo	Plano YZ			
	Carga Distribuída w1 [N/mm]	Carga Distribuída w2 [N/mm]	Momento M1 [N.m]	Momento M2 [N.m]
1	18,0	-	17,4	-
2	36,1	52,7	11,3	297,8
3	120,6	-	235,3	-

Fonte: Autorial Própria.

Os valores de carregamento da Tabela 20 foram obtidos a partir das componentes da Tabela 19 e analisando-se o engrenamento mostrado na Figura 16. Os carregamentos distribuídos foram calculados pela razão entre a componente da força atuante e a largura da engrenagem em questão. Como exemplo para a primeira carga distribuída no Plano YZ do primeiro eixo, a carga atuante era F_Y , do primeiro par engrenado e engrenagem que estava suportando essa carga era o primeiro sem-fim, logo: $556,6[\text{N}] / 31,0[\text{mm}] = 18,0[\text{N/mm}]$. Já os momentos foram obtidos multiplicando-se a componente atuante pelo raio da engrenagem em questão. Aplicando-se estes carregamentos no *Software MDSOLIDS* com o sentido correto das componentes atuantes, para o primeiro sem-fim girando no sentido horário, obtém-se os diagramas que seguem:

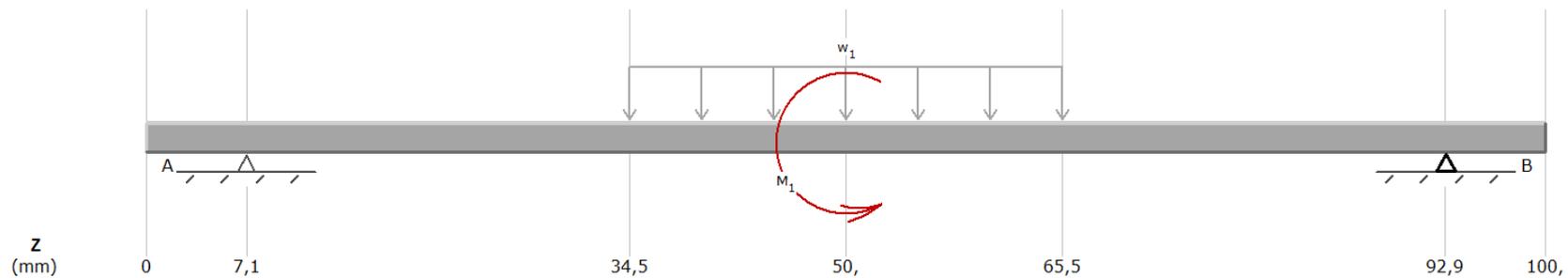


Figura 23 - Diagrama de Carregamentos no Plano YZ do Primeiro Eixo

Fonte: Autoria Própria.

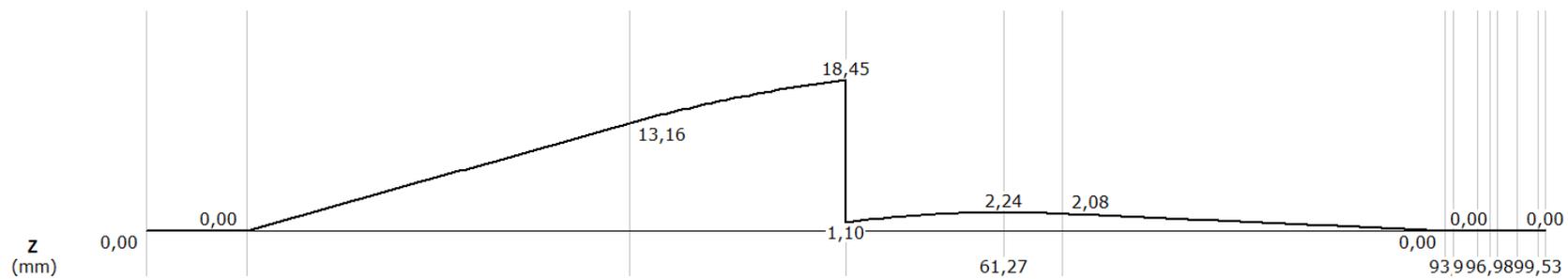


Figura 24 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano YZ do Primeiro Eixo

Fonte: Autoria Própria.

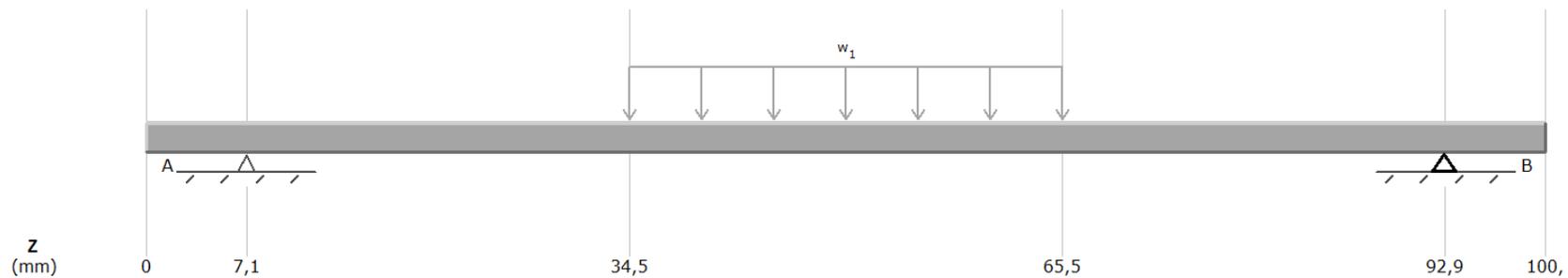


Figura 25 - Diagrama de Carregamentos no Plano XZ para o Primeiro Eixo

Fonte: Autoria Própria.

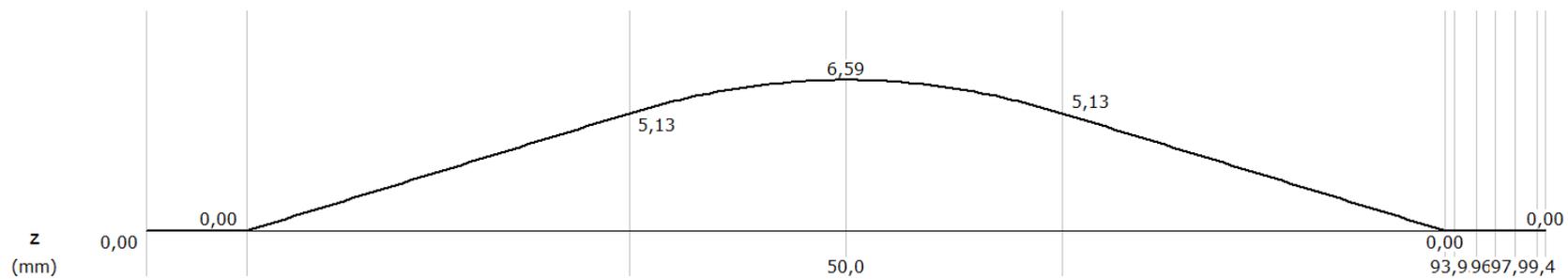


Figura 26 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano XZ para o Primeiro Eixo.

Fonte: Autoria Própria.

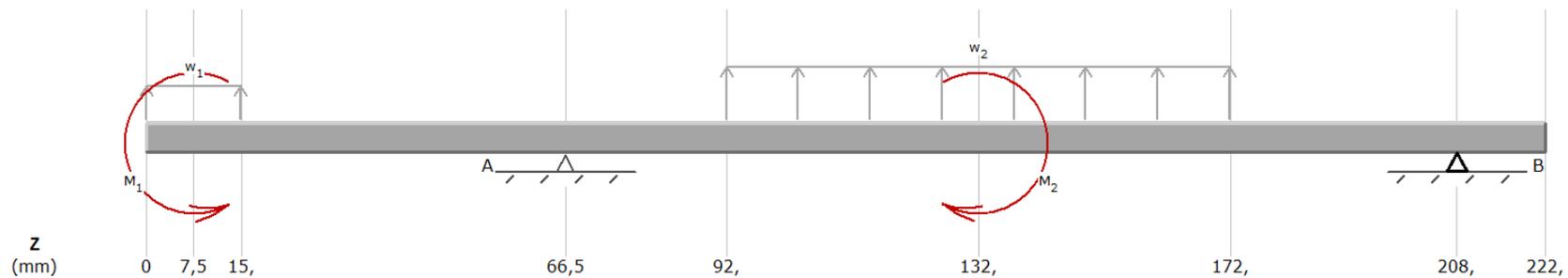


Figura 27 - Diagrama de Carregamentos no Plano YZ para o Segundo Eixo

Fonte: Autoria Própria.

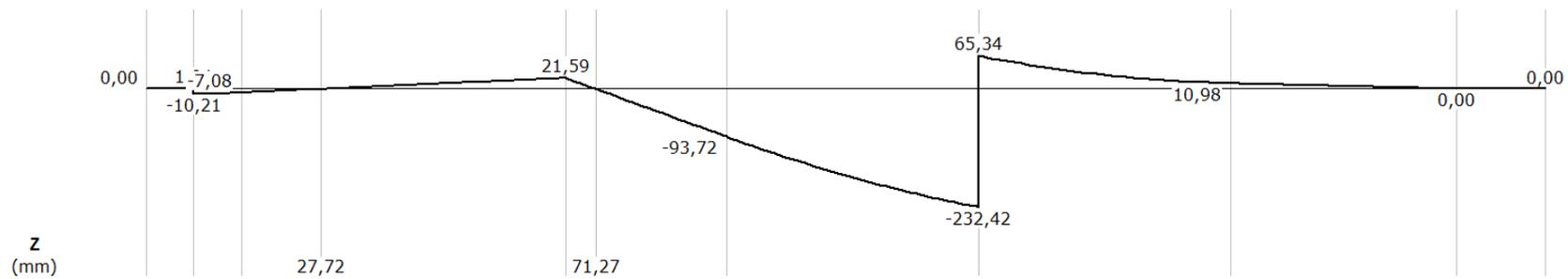


Figura 28 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano YZ para o Segundo Eixo

Fonte: Autoria Própria.

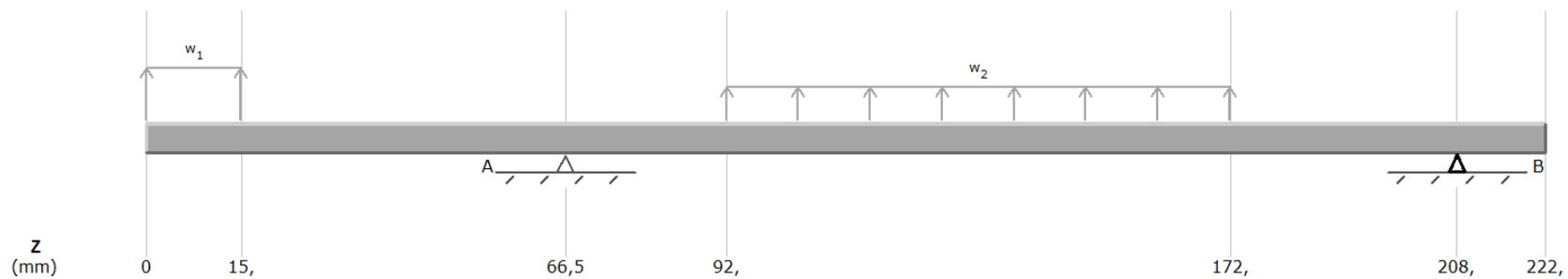


Figura 29 - Diagrama de Carregamentos no Plano XZ para o Segundo Eixo

Fonte: Autoria Própria.

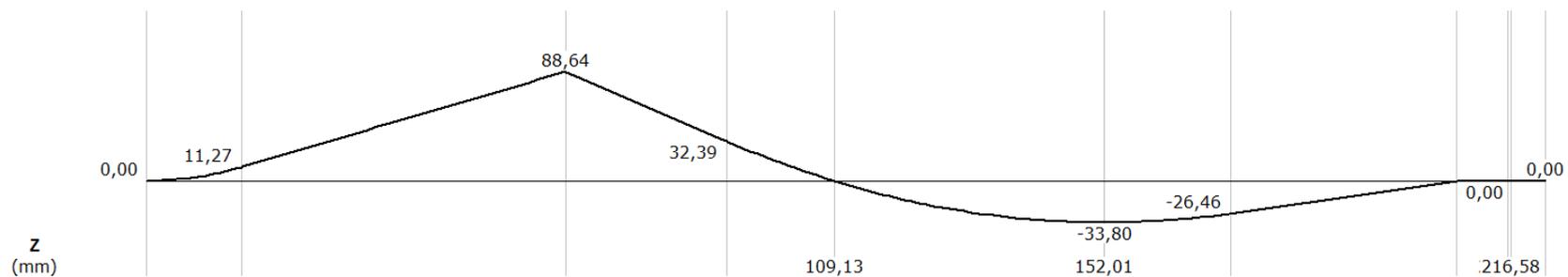


Figura 30 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano XZ para o Segundo Eixo

Fonte: Autoria Própria.

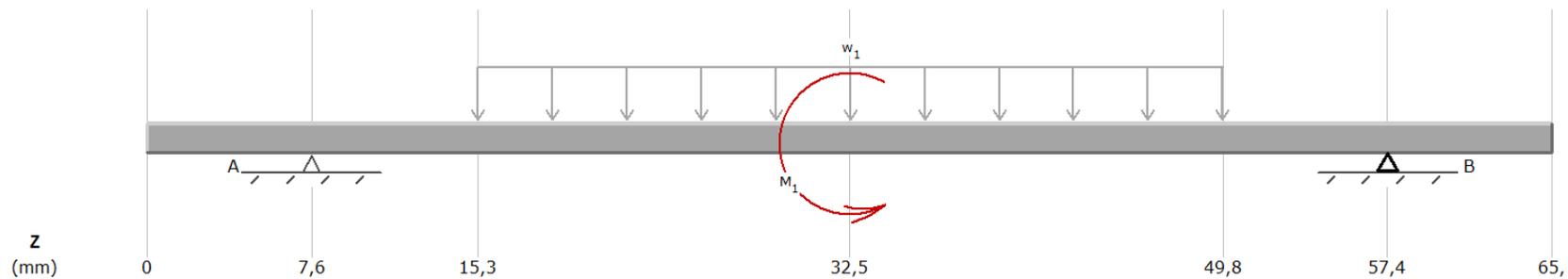


Figura 31 - Diagrama de Carregamentos no Plano YZ para o Terceiro Eixo

Fonte: Autoria Própria.

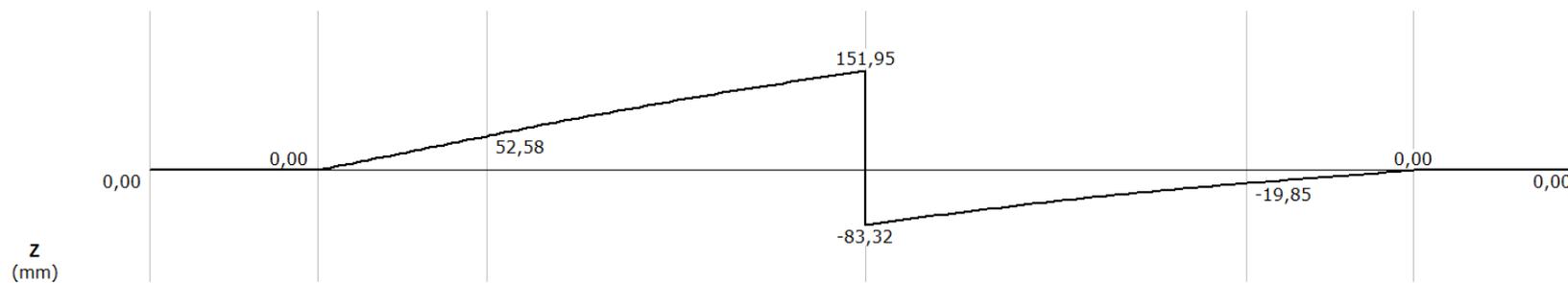


Figura 32 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano YZ para o Terceiro Eixo

Fonte: Autoria Própria.

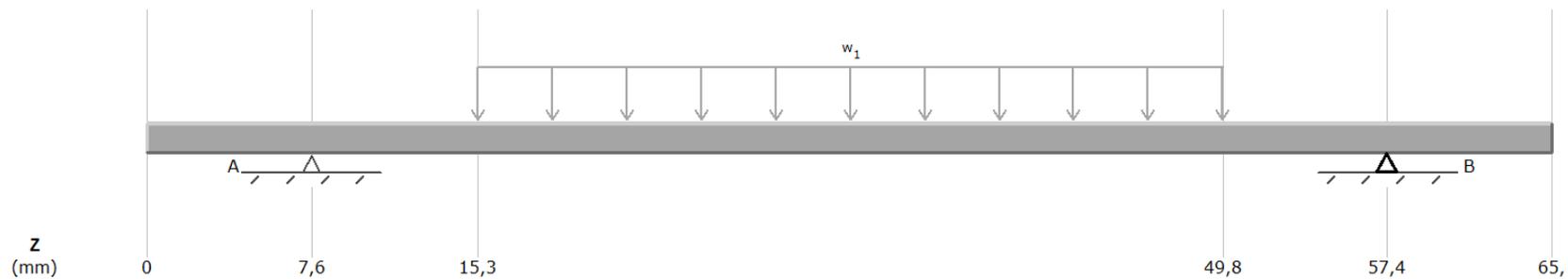


Figura 33 - Diagrama de Carregamentos no Plano XZ para o Terceiro Eixo

Fonte: Autoria Própria.

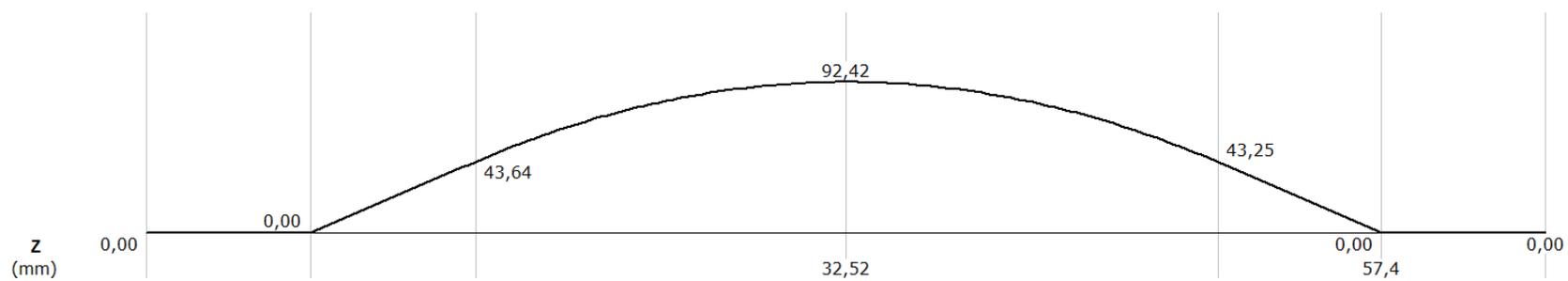


Figura 34 - Diagrama de Momentos Fletores no Plano XZ para o Terceiro Eixo

Fonte: Autoria Própria.

A Tabela 21 mostra os valores de momento fletor utilizados para se calcular o diâmetro mínimo dos eixos do redutor.

Tabela 21 - Momentos Fletores Máximos Para Cada Eixo

EIXO	MOMENTO FLETOR MÁXIMO [N.m]
1	20,0
2	233,9
3	177,8

Fonte: Autoria Própria.

A partir destes diagramas e de seus valores, foram calculados os diâmetros mínimos para os eixos, conforme mencionado anteriormente. Contudo, juntamente com os eixos foram calculadas as chavetas para os mesmos. Estas chavetas foram calculadas considerando-se o coeficiente de segurança do sistema, pelos critérios de cisalhamento e de esmagamento.

De acordo com Norton (2006) o critério de esmagamento para as chavetas é obtido pelas seguintes expressões:

$$\sigma_{ESMAGAMENTO} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot A_{ESMAGAMENTO}} \quad (56)$$

E,

$$\tau_{CISALHAMENTO} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot A_{CISALHAMENTO}} \quad (57)$$

Em que T é o torque no eixo, d é o diâmetro do eixo e $A_{ESMAGAMENTO}$ e $A_{CISALHAMENTO}$ são as áreas de esmagamento e cisalhamento, respectivamente.

Para se calcular o coeficiente de segurança para as chavetas, faz-se a razão entre as tensões obtidas pelas expressões (56) e (57), por suas respectivas tensões limites de escoamento para esmagamento e cisalhamento. Este coeficiente de segurança, conforme mencionado anteriormente, deve ser igual a 1,5.

Dessa maneira, conhecendo-se o diâmetro do eixo, a seção da chaveta é determinada para este diâmetro conforme as normas ANSI e a única incógnita restante é o comprimento da chaveta.

Após o dimensionamento dos eixos e chavetas, e posterior seleção dos rolamentos, o limitante do diâmetro do eixo passou a ser o diâmetro interno dos rolamentos, haja vista serem catalogados, e, portanto, a

Tabela 22 serviu apenas para mostrar que os eixos não irão falhar durante sua utilização no sistema.

Implementando-se essas equações no *Software Excel* e realizando-se as iterações necessárias, obtém-se a seguinte tabela contendo os diâmetros mínimos dos eixos e os comprimentos mínimos das chavetas.

Tabela 22 - Dimensionamento dos Eixos e Chavetas

Eixo	Material dos Eixos	Acabamento Superficial	Confiabilidade	S _{UT} [MPa]	S _{UT} [ksi]	S _F [MPa]	S _F [ksi]	Rigidez E [GPa]	Poisson ν
1	Aço ABNT Liga 4340 Temperado e Revenido à 50 HRC	Retificado	99%	1855,0	269,0	700,0	100,0	196,0	0,3
2	Aço ABNT Liga 4340 Temperado e Revenido à 50 HRC	Retificado	99%	1855,0	269,0	700,0	100,0	196,0	0,3
3	Aço ABNT Liga 4340 Temperado e Revenido à 50 HRC	Usinado	99%	1855,0	269,0	700,0	100,0	196,0	0,3
Eixo	Coeficientes					S _F	Coeficiente de Segurança	Torque no Eixo [N.m]	
	C _{Carregamento}	C _{Tamanho}	C _{Superfície}	C _{Temperatura}	C _{Confiabilidade}				
1	0,7	1,0	0,8	1,0	0,8	324,2	1,6	2,1	
2	0,7	0,9	0,8	1,0	0,8	299,3	1,6	33,2	
3	0,7	0,9	0,6	1,0	0,8	219,3	1,6	635,6	
Eixo	Concentrador de Tensão				Momento Fleitor Máximo [N.m]	Diâmetro mínimo (Método ASME) [mm]	Diâmetro nos Apoios (Método ASME) [mm]	Chaveta Eixo 2 [mm]	Chaveita Eixo 3 [mm]
	va	q	K _T	K _F					
1	0,009	0,8	2,1	1,9	19,6	7,7	2,5	AISI 1020	AISI 1020
2	0,009	0,8	2,1	1,9	233,9	17,6	6,3	10 X 8	6 X 6
3	0,009	0,8	2,1	1,9	177,8	18,5	16,9	5,0	15,0

Fonte: Autoria Própria.

4.4 Seleção dos Rolamentos

Os rolamentos do sistema foram selecionados a partir do site da SKF. No site desta empresa, existem programas para seleção dos rolamentos baseados nas forças axiais e radiais atuantes nos mesmos, bem como na viscosidade do lubrificante, que será explorada no próximo tópico. As forças axiais e radiais foram obtidas pelo Software *MDSolids*. Os dados de entrada para seleção dos rolamentos são apresentados na Tabela 23 para os eixos 1, 2 e 3, respectivamente.

Tabela 23 - Dados de Entrada para Seleção dos Rolamentos

EIXO	Viscosidade do Lubrificante [mm ² /s]	Velocidade Angular do Eixo [rpm]	Força Radial [N]	Força Axial [N]
1	680	1500	516,0	1502,4
2	680	50	6288,2	11357,9
3	680	1,5625	8874,1	2941,9

Fonte: Autoria Própria.

Aplicando-se então os dados no software da SKF foram obtidos os rolamentos apresentados nas Figuras 39 a 41.



Tapered roller bearings, single row

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	T	dynamic C	static C0	Reference speed	Limiting speed	
mm			kN		r/min		* SKF Explorer bearing
15	42	14,25	22,4	20	13000	18000	30302 J2

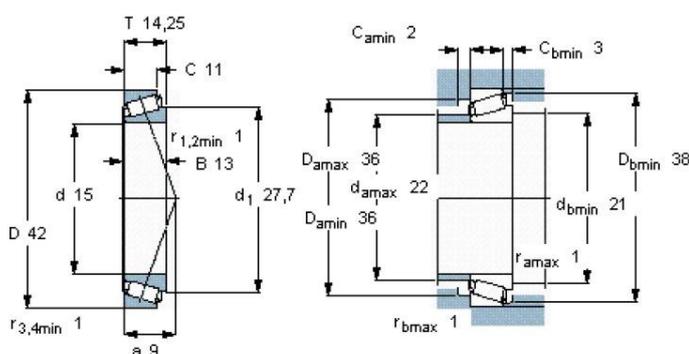


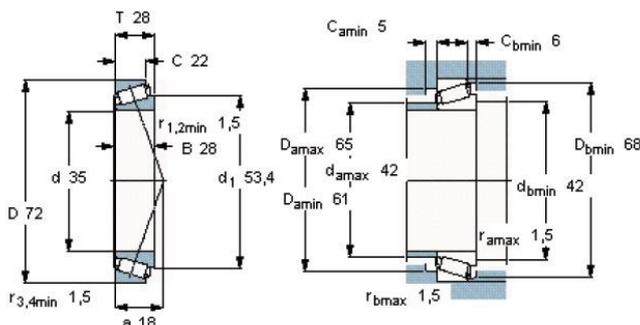
Figura 35 - Rolamentos do Primeiro Eixo

Fonte: Catálogo Eletrônico SKF.



Rolamentos de rolos cônicos, uma carreira

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
d	D	T	dinâmica C	estática C0	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
mm			kN		r/min		* Rolamento SKF Explorer
35	72	28	84,2	106	6300	9500	33207/Q



Fatores de cálculo
 $e = 0,35$
 $Y = 1,7$
 $Y_0 = 0,9$

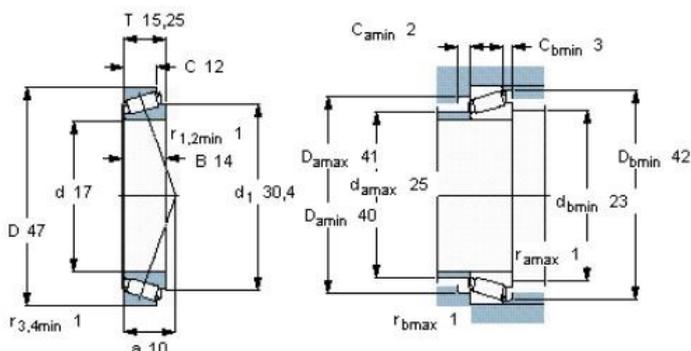
Figura 36 - Rolamentos do Segundo Eixo

Fonte: Catálogo Eletrônico SKF.



Tapered roller bearings, single row

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings	Limiting speed	Designation
d	D	T	dinamic C	static C0	Reference speed		
mm			kN		r/min		* SKF Explorer bearing
17	47	15,25	28,1	25	12000	16000	30303 J2



Calculation factors
 $e = 0,28$
 $Y = 2,1$
 $Y_0 = 1,1$

Figura 37 - Rolamentos do Terceiro Eixo

Fonte: Catálogo Eletrônico SKF.

Os resultados das perdas nos rolamentos obtidos acima são mostrados na Tabela 24. As perdas foram utilizadas para se corrigir os engrenamentos. Na equação (29), onde se tem o valor da potência de entrada para os engrenamentos P_i , foram descontados estes valores de perdas e corrigidos os cálculos.

Tabela 24 - Perda de Potência nos Rolamentos

ROLAMENTOS DE ROLOS CÔNICOS	PERDA DE POTÊNCIA POR ROLAMENTO [W]
30302 J2	30
33207 / Q	19
30303 J2	7

Fonte: Aatoria Própria.

Tendo em vista as correções na equação (29) dos engrenamentos, as componentes das forças atuantes sobre os eixos sofreram pequenas alterações, que também levaram a correções nos cálculos dos eixos. As tabelas de valores mostrados anteriormente já contêm os resultados corrigidos.

O tipo de montagem dos rolamentos nos eixos do redutor escolhido foi a montagem em “X”, haja vista a presença de cargas axiais em ambos os sentidos no sistema, considerando que o redutor vai ser operado em ambos os sentidos de rotação no eixo de entrada.

A Figura 38 ilustra a forma de montagem dos rolamentos no redutor. Os rolamentos estarão apoiados sobre a caixa do redutor, portanto as forças irão ser resistidas pelos rolamentos, em ambos os sentidos, ora por um rolamento, ora por outro.

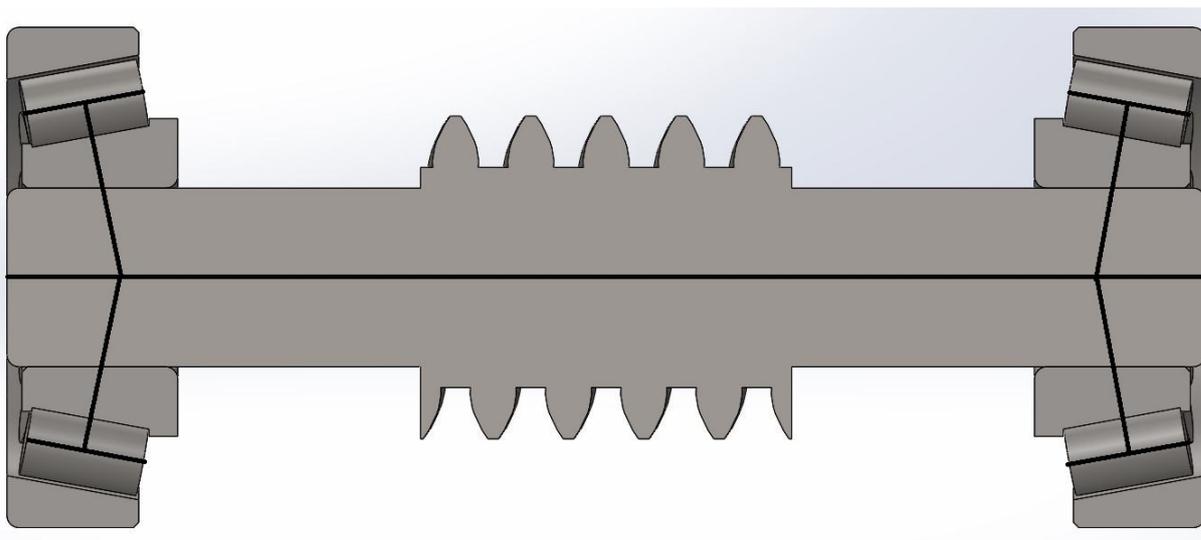


Figura 38 - Montagem dos Rolamentos nos Eixos

Fonte: Aatoria Própria.

4.5 Seleção do Lubrificante

O fluido lubrificante a ser usado no sistema foi especificado de acordo com a norma ANSI AGMA 9005 – E02, que especifica a viscosidade mínima do lubrificante a ser usado. Para o sistema em questão, a viscosidade mínima recomendada é de 680 [mm²/s].

A Figura 39 foi obtida da norma citada anteriormente e ilustra como é feita a seleção do lubrificante com base na velocidade de deslizamento do último estágio de redução e, também, com base na temperatura de operação do equipamento, que para o sistema aqui desenvolvido foi admitida entre 10°C e 55°C, conforme informações fornecidas pela empresa interessada no projeto.

Pitch line velocity of final reduction stage	ISO viscosity grades		
	Ambient temperature, °C		
	-40 to -10	-10 to +10	+10 to +55
Less than 2.25 m/s	220	460	680
Above 2.25 m/s	220	460	460

NOTES:

¹⁾ Wormgear applications involving temperatures outside the limits shown above, or speeds exceeding 2400 rpm or 10 m/s sliding velocity should be addressed by the manufacturer. In general, for higher speeds a pressurized lubrication system is required along with adjustments in the recommended viscosity grade.

²⁾ This table applies to lubricants with viscosity index of 100 or less. For lubricants with viscosity index greater than 100, wider temperature ranges may apply. Consult the lubricant supplier.

Figura 39 - Tabela de Seleção do Lubrificante

Fonte: Adaptado de ANSI AGMA 9005 – E02.

A velocidade de deslizamento no último par engrenado é obtida substituindo os dados referentes ao último par engrenado na Equação (19).

$$v = \frac{n \cdot d_M}{19098 \cdot \cos(\lambda)} = \frac{50 \cdot 52,4}{19098 \cdot \cos(5,5^\circ)} = 0,14 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Portanto, a viscosidade indicada para o lubrificante a ser utilizado é de 680 [mm²/s], conforme mencionado anteriormente.

O tipo de lubrificação recomendado pela norma ANSI AGMA 9005 – E02 para esta velocidade de deslizamento é banho de óleo por imersão, contendo no mínimo um terço da altura dos dentes da engrenagem coberta pelo lubrificante.

4.6 Validação Numérica

A validação numérica do sistema consistiu em efetuar a análise por elementos finitos no sistema desenvolvido e comparar com os dados analíticos calculados, de forma a se verificar se o sistema se comporta como o esperado.

A análise foi feita utilizando-se o módulo de simulação do *Software Solidworks*. Foi realizada a montagem dos componentes do segundo par engrenado, que foi o mais crítico do sistema quanto ao coeficiente de segurança (devido aos carregamentos mais severos) e realizada a análise.

O módulo de simulação permite uma série de recursos de restrição, de contato, aplicação de forças, torque, entre outras coisas. Para o sistema a ser analisado foi utilizado o recurso de fixação por rolamentos no eixo do sem-fim e fixação por geometria fixa na coroa. De forma que a coroa ficasse fixa no sistema e o sem-fim tivesse apenas o movimento de rotação permitido. Posteriormente foi aplicado um torque no sem-fim, correspondente ao torque calculado analiticamente, aplicada a condição de contorno de atrito estático obtido pela equação (40) e realizada a análise.

Após a aplicação destas restrições ao sistema foram realizadas várias simulações, cada simulação continha um determinado número de elementos finitos. Este número de elementos finitos foi sendo aumentado a cada simulação, ou seja, a malha foi sendo refinada a cada simulação a fim de se observar como se comportavam os valores de tensões obtidos. O Objetivo desta validação é que durante as simulações os valores de tensões obtidos convirjam para um valor final, próximo do valor obtido analiticamente. Dessa forma mostrando que o modelo é coerente e que os valores obtidos são válidos.

Na Figura 40 é mostrado o gráfico da análise de convergência do sistema. O valor da tensão de flexão no dente para a malha mais fina foi de 118,0 [MPa], abaixo do valor calculado analiticamente (166,2 [MPa]), mostrado na Tabela 15. Contudo, de acordo com Shighley *et al.* (2005) o cálculo analítico para tensões de flexão mostrado na Equação (45) é bastante conservador, fato evidenciado pela análise numérica.

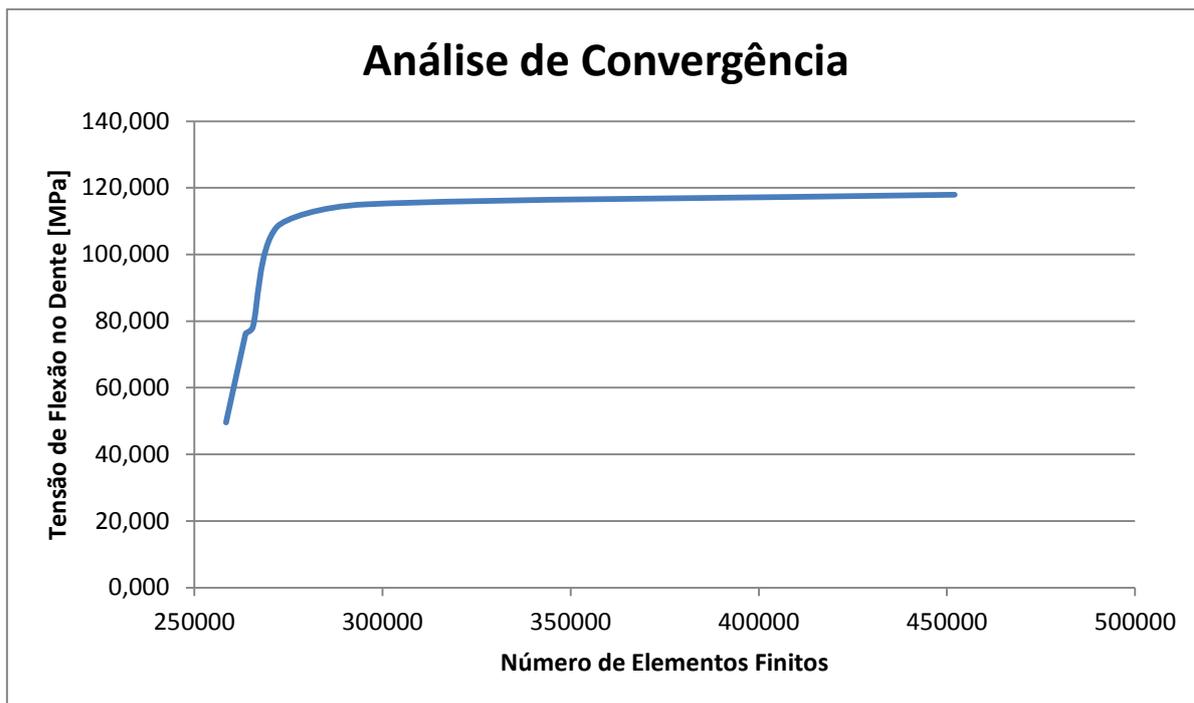


Figura 40 - Gráfico de Convergência de Tensões de Flexão na Raiz dos Dentes da Coroa
Fonte: Autoria Própria.

Na Figura 41 é mostrado o sistema com a aplicação do torque no sem-fim, bem como com os recursos de fixação mencionados anteriormente. O torque está sendo mostrado pelas setas de cor rosa, os recursos de fixação no sem-fim pelas setas de cor azul escuro e, por fim, o recurso de fixação da coroa pelas setas de cor verde.

Na Figura 42 é possível observar mais detalhadamente as regiões mais tensionadas no dente mais solicitado. Na Figura 43 é possível observar o nível de tensões no dente mais solicitado.

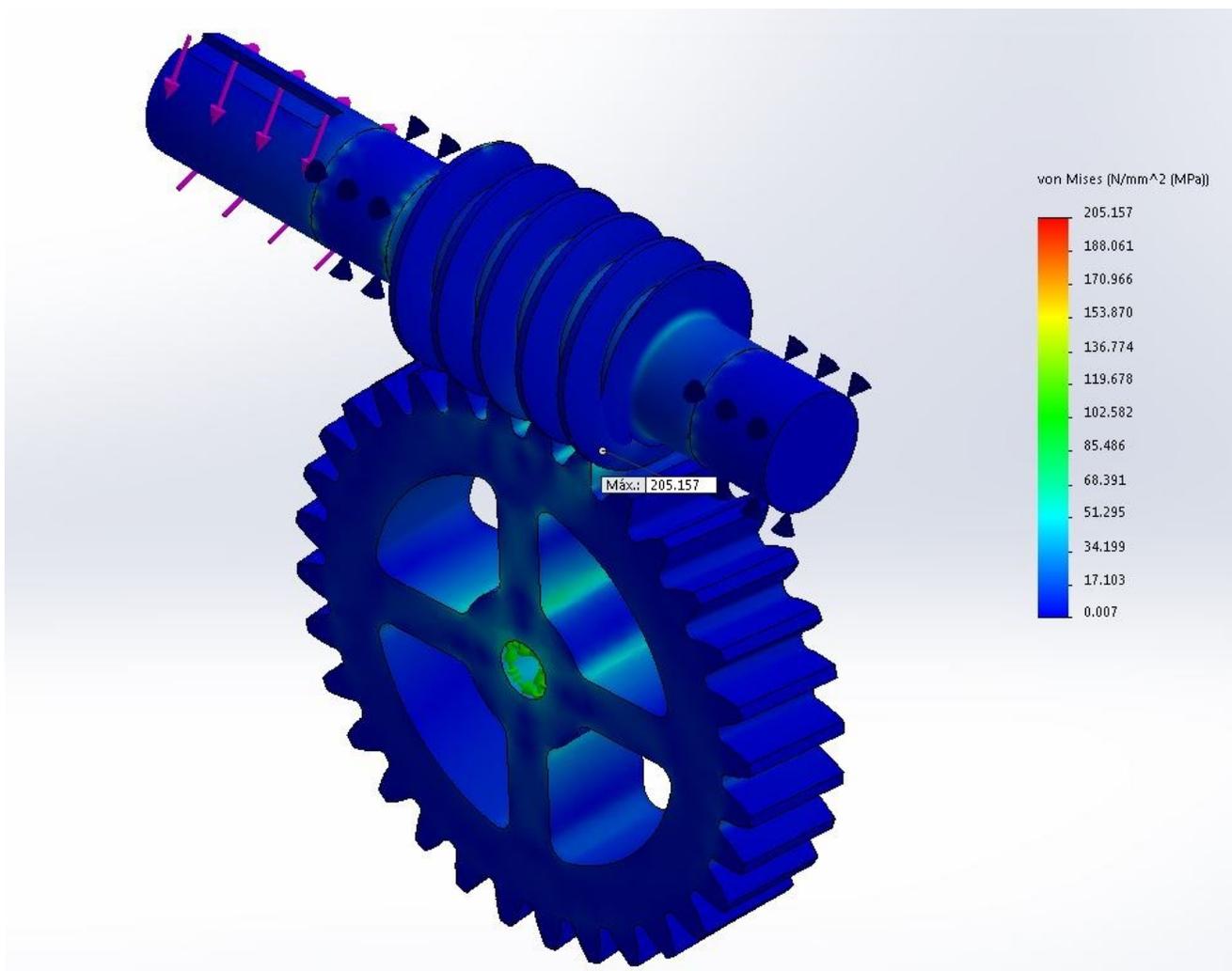


Figura 41 - Análise de Tensões para a Malha Intermediária

Fonte: Autoria Própria.

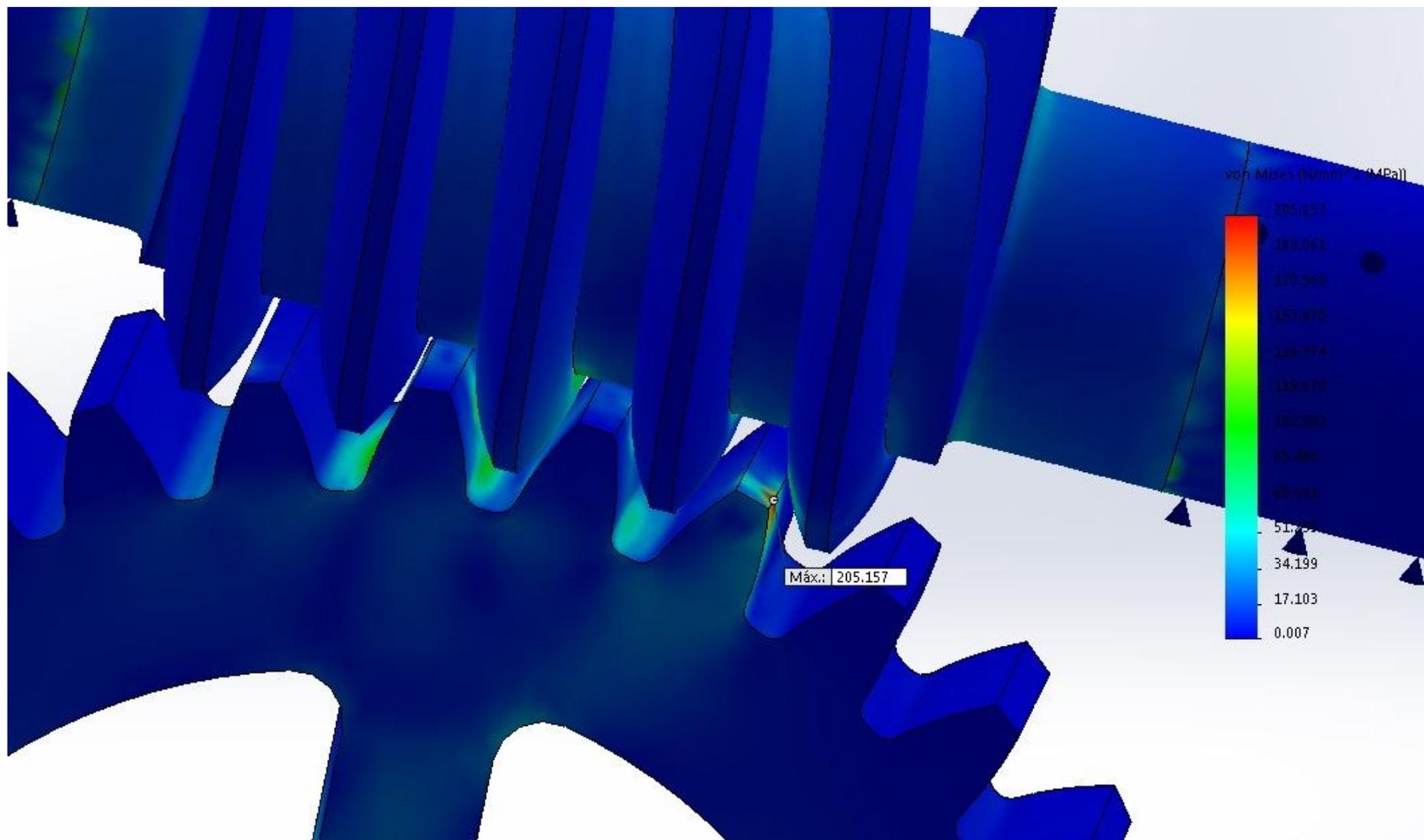


Figura 42 - Detalhe das Tensões nos Dentes Solicitados

Fonte: Autoria Própria.

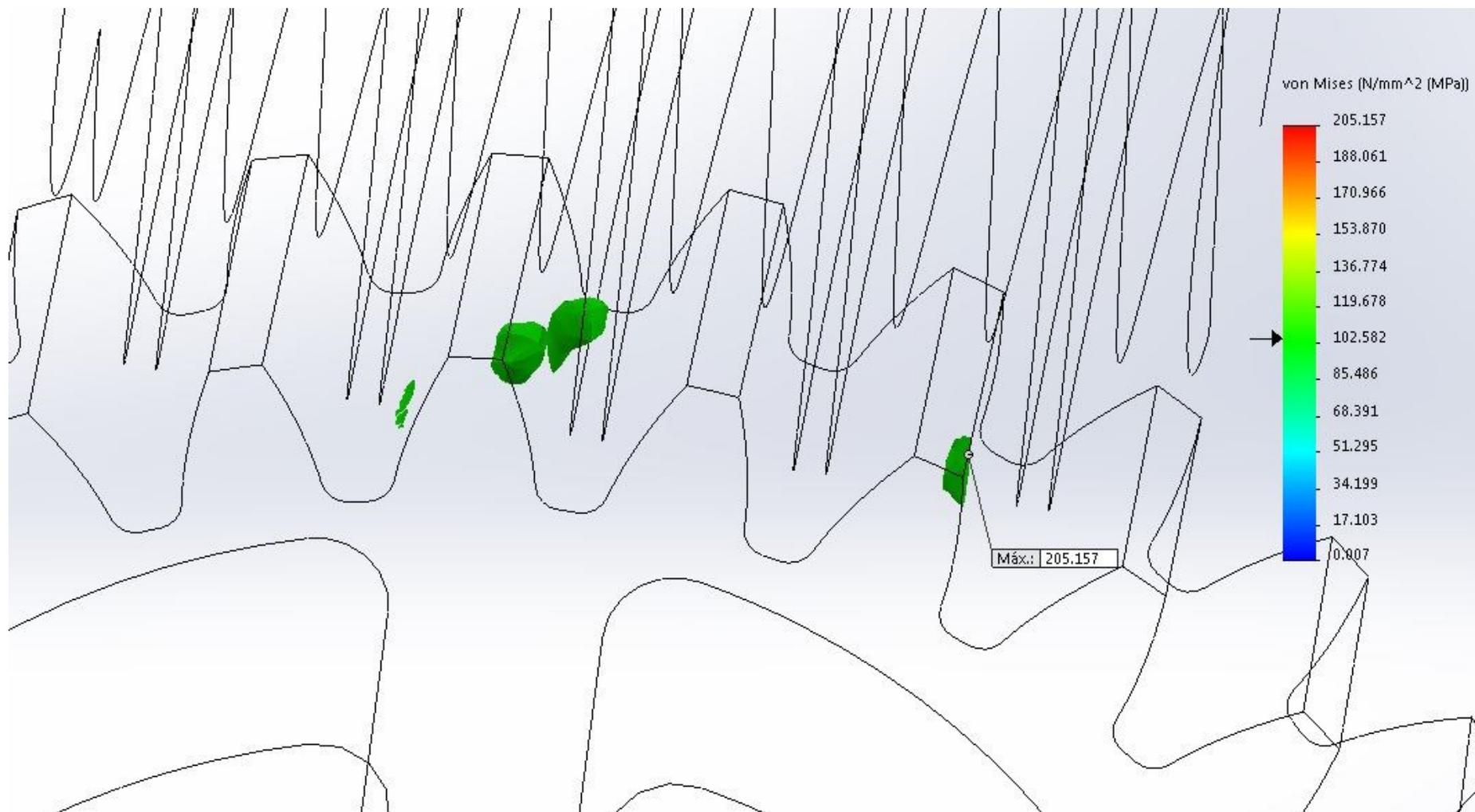


Figura 43 - Nível de Tensões nos Dentes Solicitados

Fonte: Autoria Própria.

4.7 Custo Estimado do Sistema

Para se realizar a estimativa do custo do sistema, foi requerido ao setor comercial da empresa interessada no projeto o preço das matérias-primas a serem utilizadas para a confecção das engrenagens, bem como o preço dos rolamentos e da matéria-prima utilizada para se fabricar os eixos e a caixa do sistema. O custo do lubrificante foi desconsiderado devido à falta de informações. Na Tabela 25 é mostrada a estimativa de custo do sistema.

Tabela 25 - Custo Estimado do Sistema

Matérias-primas	Preço [R\$/kg de material]	
Bronze Liga UNS C86300	37,00	
Aço Liga 4340	9,10	
Alumínio Comercial	17,00	
Massa das Coroas [kg]	5,00	R\$ 185,00
Massa dos Eixos [kg]	5,50	R\$ 50,05
Estimativa da massa da Caixa [kg]	2,00	R\$ 34,00
Preço Total de Matérias-Primas [R\$]	269,05	R\$ 269,05
Rolamentos	Preço [R\$ / Unidade]	
30302 J2	42,00	
33207 / Q	76,00	
30303 J2	45,00	
Preço Total dos Rolamentos [R\$]	326,00	
Preço Estimado Total do Sistema [R\$]	595,05	

Fonte: A autoria Própria.

O custo de usinagem das peças foi desconsiderado, haja vista que a empresa possui um setor de usinagem, que seria responsável por confeccionar as peças do redutor. Da mesma maneira o custo de montagem do equipamento foi desconsiderado, porque a mão de obra dos funcionários da empresa não seria alterada considerando que os mesmos são remunerados mensalmente.

E por fim, a massa das coroas utilizadas nesta tabela de custo difere um pouco do valor mostrado na Tabela 12. Isso ocorre porque para efeito de comparação das massas as coroas foram consideradas maciças, já nesta tabela foi obtido o valor da massa calculado do modelo do *Software Solidworks*, sendo, portanto, mais próximo da realidade.

5 CONCLUSÕES

O atual sistema de redução da empresa consiste em um redutor com dois estágios de redução, cada um deles contendo um sem-fim e uma coroa. As relações de transmissão são de 20:1 no primeiro estágio e 40:1 no segundo estágio, totalizando uma redução de 800:1. Este tipo de sistema conforme verificado no decorrer do trabalho é o sistema com auto-travamento mais eficiente. Contudo, as relações de transmissão utilizadas no mesmo sugerem que o sistema não possui a melhor solução para reduzir as massas das coroas de bronze, pois conforme verificado na Tabela 11, quanto maior a relação de transmissão no primeiro estágio e menor no segundo estágio, menor a massa total das coroas. Este critério não foi levado conta no atual sistema, considerando que a relação de transmissão do segundo estágio, que deveria ser a menor possível, é o dobro da relação de transmissão do primeiro estágio, levando a concluir que esse sistema possui coroas com muita massa e, portanto, deverá ter um custo mais elevado. Outro fator de relevância ao se verificar o atual sistema da empresa, é que o mesmo não atende às necessidades de projeto com relação aos tempos de acionamento dos produtos da empresa, que devem se encontrar na faixa de 6 a 12 segundos, pois sua relação de transmissão total é muito baixa, conforme é possível verificar no tópico referente ao cálculo da relação de transmissão ideal para o sistema. Para o atual sistema da empresa os materiais empregados são também os recomendados pela norma: aço liga endurecido para os pinhões e coroas de bronze. Contudo, o que difere mais nesse sistema é que ele se utiliza de rolamentos de esferas e não de rolos cônicos, indicando a possibilidade de se averiguar rolamentos de esferas que suportem cargas axiais e estudar substituir os de rolos cônicos, pois são mais caros.

Logo, conclui-se que o sistema desenvolvido no presente trabalho é mais racional quanto às escolhas de relação de transmissão e quantidade de matérias-primas utilizadas. Contudo, falha na necessidade de projeto referente ao custo e acaba superando o custo especificado de R\$ 450,00. Porém analisando-se o atual sistema da empresa verifica-se uma oportunidade de otimização do redutor aqui desenvolvido com relação aos rolamentos. E por fim, apesar de seu custo estar acima do esperado o mesmo ainda é mais vantajoso e econômico para empresa interessada na pesquisa, considerando que o atual sistema utilizado custa em torno de R\$ 1250,00.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

_____. **ANSI AGMA 6022-C93**: Design Manual for Cylindrical Wormgearing. Virginia, 1993.

_____. **ANSI AGMA 6034-B92**: Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors. Virginia, 1992.

_____. **ANSI AGMA 9005-E02**: Industrial Gear Lubrication. Virginia, 2002.

_____. **ANSI ASME B106.1M**: Design of Transmission Shafting. Englewood, 1985.

_____. **CEI / IEC 60050-441**: International Electrotechnical Vocabulary. Switchgear, controlgear and fuses. Genebra, 1984.

_____. **CEI / IEC 62271-102**: High-voltage switchgear and controlgear – Alternating current disconnectors and earthing switches. Genebra, 2003.

_____. **NBR IEC 60694**: Especificações comuns para normas de equipamento de manobra de alta-tensão e mecanismos de comando. Rio de Janeiro, 2006.

Catálogo Eletrônico SKF. Disponível em: <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html>. Acesso em: 05/05/2015.

NORTON, Robert L. **Machine Design An Integrated Approach**. 3. ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2006.

OLEDZKI, A. A. Modeling and Simulation of Self-locking devices. **Mech. Mach. Theory**, Warsaw, v. 30, n.6, p. 929-942, fev. 1995.

Pesquisa em Propriedade Industrial. Disponível em: <https://gru.inpi.gov.br/pPI/>. Acesso em: 24/06/2014.

Screws of a twin screw compressor. Disponível em:
<http://www.jabelufiroz.hubpages.com/hub/compressors>. Acesso em: 30/06/2014.

Sistema de Ponto Morto. Disponível em:
<http://www.mjvail.com/destaco/intropage3.html>. Acesso em: 25/06/2015

SHIGLEY, Joseph E; MISCHKE, Charles R; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. New York: The McGraw-Hill Companies, 2005.

Torque. Disponível em:
www.southeastern.edu/Academics/Faculty/rallain/plab193/page1/page40/page40.html.
Acesso em: 07/06/2015