



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO PARA UMA BANCADA DE
TRANSPORTADORES DE CORREIA PARA MANUSEIO DE MINÉRIO**

MAYCON MAGALHÃES CASTRO

**TUCURUÍ
2020**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO PARA UMA BANCADA DE
TRANSPORTADORES DE CORREIA PARA MANUSEIO DE MINÉRIO.**

MAYCON MAGALHÃES CASTRO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica, do Campus Universitário de Tucuruí, da Universidade Federal do Pará, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof.º Dr.º André Luiz Amarantes Mesquita

Coorientador:

Prof.º Me.º Walter dos Santos Sousa

TUCURUÍ / PA
2020



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO PARA UMA BANCADA DE
TRANSPORTADORES DE CORREIA PARA MANUSEIO DE MINÉRIO.**

MAYCON MAGALHÃES CASTRO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica, do Campus Universitário de Tucuruí, da Universidade Federal do Pará, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Prof^o Dr.^o André Luiz Amarantes Mesquita
FEM/CAMTUC/UFPA

Membro Interno: Prof^o Me. Walter dos Santos Sousa
FEM/CAMTUC/UFPA

Membro Interno: Prof^o Ayrton José Taveira de Souza
FEM/CAMTUC/UFPA

Conceito_____

Tucuruí, 18 de fevereiro de 2020

A minha mãe Maria Perpetua do Socorro, ao meu pai Joselino Portal e a minha avó Nazaré Cardoso, pelo imenso apoio que me deram ao longo de toda essa caminhada. Vocês sempre estiveram ao meu lado em todas as etapas da minha vida e sem vocês, muito provavelmente não estaria onde estou.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, Joselino Portal de Sousa e Maria Perpétua, aos meus irmãos Madson Magalhães e Laíse Magalhães e a minha avó Nazaré Cardoso. Sem vocês nada das minhas conquistas seriam possíveis. Amo vocês.

A Universidade Federal do Pará e a todos os colaboradores do Campus de Tucuruí, pela oportunidade de ter me graduado como Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aos professores da faculdade de Engenharia Mecânica, em especial Jessé Padilha, Walter Santos, Maciel Furtado, Adry Lima, Ayrton José, Paulo Machado, Ezequiel Belo, Bruno Wallace, Ronaldo Raposo, Douglas Garcias, Leopoldo Bastos, Wassim Raja e André Mesquita por me ensinarem tudo o que sei sobre engenharia.

Ao Professor André Mesquita pela orientação nesse trabalho bem como em vários outros que realizei durante o meu tempo de graduação como bolsista. Uma ótima pessoa e um ótimo engenheiro, espero poder trabalhar mais vezes ainda.

Aos meus colegas da turma Mec 15 que com muito esforço, dedicação e principalmente muita paciência que tiveram uns com os outros para que terminássemos o curso de Engenharia.

Aos meus amigos João Vitor e Alex Cunha pela amizade que obtive durante a graduação e que sempre que eu precisava, e precisei muito, me ajudava no que fosse e sei que essa amizade durará por muito tempo.

Ao meu amigo Emerson Braga pela enorme amizade que obtive na graduação, agradeço pelos conselhos, críticas e discussões que me fizeram aprender muito e espero que nossa amizade pendure por muito tempo.

Aos meus amigos, Magson Araújo, Kauê Jhonata, Cloves Junior, Pedro Ribeiro, Victor Sousa, Marcos César, Thelri Aguiar, Ernandez Tadeu, Caio Rodrigo e Marcelo Henrique pela oportunidade que tive de conhecer nesses anos da graduação e principalmente pela parceria e rolês da vida, e ao Rômulo Airan também.

Aos meus parceiros de empreitada do laboratório FluidPar, Pedro Macias, Ítalo José, Jefferson, Ronaldo Menezes, Danilo Santos, Gabriel Guedes, Elivelton André, Alex Cunha, Igor Galvão, Arthur Fontana, Artur Cunha e João Ramalho, excelentes pessoas e excelentes amigos, faremos um churrasco sempre que possível.

A minha amiga, parceira e namorada Larissa Grasielly por ser uma excelente conselheira, pelo amor e companheirismo durante o último período de graduação.

“Aprendizado sem reflexão é trabalho perdido; reflexão sem aprendizado é perigoso”
(Confúcio, século VI a.c.)

PROJETO DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO PARA UMA BANCADA DE TRANSPORTADORES DE CORREIA PARA MANUSEIO DE MINÉRIO

RESUMO

O presente trabalho trata do projeto de um sistema de levantamento e inclinação de um transportador de correia em escala para o Laboratório de Fluidodinâmica e Particulados (FluidPar) do Departamento do Tecnólogo, em parceria com a Universidade Federal do Pará / Campus Tucuruí. A partir da análise metodológica com conceitos de projetos mecânicos de diferentes autores, bem como da análise da atual situação do laboratório e suas bancadas, avalia-se as possíveis soluções disponíveis em termos de sistemas de elevação e movimentação de carga que possam atender ao projeto em questão. Dentre as soluções avaliadas, optou-se por um sistema de elevação por fuso trapezoidal ACME como solução de maior potencial de sucesso. A geometria do projeto é estabelecida, os cálculos da potência necessária do motor são apresentados, bem como as solicitações possíveis sobre fuso e é desenvolvido o projeto mecânico da solução. Finalmente, são apresentadas as especificações dos componentes, os resultados e o projeto final da bancada.

Palavra-chave: *Transportador de Correia, Sistema de Elevação, Transporte de Minério.*

ABSTRACT

The present work deals with the design of a system for lifting and tilting a belt conveyor in scale for the Fluid Dynamics and Particulate Laboratory (FluidPar) of the Tecnológico Department, in partnership with the Federal University of Pará / Campus Tucuruí. From the methodological analysis with concepts of mechanical projects from different authors, as well as the analysis of the current situation of the laboratory and its benches, the possible solutions available in terms of lifting and handling systems that can meet the project in question are evaluated. Among the solutions evaluated, an ACME trapezoidal spindle lifting system was chosen as the solution with the greatest potential for success. The geometry of the project is established, the calculations of the required motor power are presented, as well as the possible requests on the spindle and the mechanical design of the solution is developed. Finally, the specifications of the components, the results and the final design of the bench are presented.

Keyword: *Belt Conveyor, Lifting System, Ore Transport.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Comparação do tamanho de pó suspenso, respirável e fino.	13
Figura 2. Ângulo de sobrecarga para (a) uma correia convexa, (b) um alimentador vertical e (c) uma correia plana.	17
Figura 3. Ângulo de repouso derramado.	18
Figura 4. Componentes comuns em um transportador de correia.	21
Figura 5. Secção da correia de um transportador carregado.	21
Figura 6. Sistema pinhão-cremalheira.	26
Figura 7. Macaco de cremalheira e pinhão.	27
Figura 8. Características de alguns tipos comuns de correia.	28
Figura 9. Carrinho de ponte rolante.	28
Figura 10. Estrutura geral do cabo de aço.	29
Figura 11. Roscas quadrada, Acme e de botaréu.	32
Figura 12. Dimensões principais de roscas padrão Acme americano.	33
Figura 13. Pressão de suporte de parafuso Pb.	34
Figura 14. Coeficiente de fricção f para pares rosqueados.	34
Figura 15. Coeficiente de fricção de colar axial.	34
Figura 16. Porção do parafuso de potência.	35
Figura 17. Perfil de rosca desenrolado.	35
Figura 18. Diagrama de Corpo Livre para Subida do Parafuso de Potência.	36
Figura 19. Diagrama de Corpo Livre para Descida do Parafuso de Potência.	37
Figura 20. Colar de empuxo (a) componente normal da força de rosca aumenta com o ângulo α (b) colar axial.	39
Figura 21. Diagrama de forças para rosca ACME.	40
Figura 22. Geometria da rosca quadrada útil, para identificação de tensões atuantes no corpo do parafuso e raiz de sua rosca.	42
Figura 23. Transportador com altura variável: a) vista lateral; b) vista isométrica.	45
Figura 24. Vista lateral do transportador e o diagrama de corpo livre.	47
Figura 25. Conjunto de potência.	55
Figura 26. Ligação entre as porcas e o eixo de sustentação.	55
Figura 27. Motorreductor de rosca se fim.	56
Figura 28. Conjunto sistema de elevação.	56
Figura 29. Acoplamentos elásticos: a) de garras; b) de pinos.	57
Figura 30. Caixa de transmissão.	58
Figura 31. Caixa de transmissão sendo utilizada no sistema de elevação por fuso.	58
Figura 32. Mancal de rolamento modelo UCP200.	59
Figura 33. Conjunto eixo mancal.	59
Figura 34. Proteção de segurança do fuso.	60
Figura 35. Transportador na configuração: a) Horizontal – 1500 mm; b) Inclinação de 20° - 1500mm.	61

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AA	Alma de Aço
AACI	Alma de Aço formada por Cabo Independente
AF	Alma de Fibra
AFA	Alma de Fibra Artificial
CAD	Computer Aided Design
EPA	Environmental Protection Agency
FOFO	Ferro Fundido
FLUIDPAR	Laboratório de Fluidodinâmica e Particulados
PM _{2,5}	Particulate Matter 2,5
PM ₁₀	Particulate Matter 10
TC	Transportador de Correia
3D	Três Dimensões
UFPA	Universidade Federal do Pará

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição
G	Aceração da Gravidade
d_m	Altura do Perfil de Pilha de Material
ψ	Ângulo
λ	Ângulo de Avanço
ϕ	Ângulo de Repouso
2α	Ângulo de Rosca
θ	Ângulo de Sobre Carga ou Sobretaxa
β	Ângulo dos Roletes
A_{sc}	Área de Secção da Correia em Escala
L	Avanço
P_{cr}	Carga Crítica imediatamente antes da Flambagem
μ	Coefficiente de Atrito
μ_c	Coefficiente de Atrito do Colar
c	Comprimento
L_e	Comprimento da Coluna sem Apoio
ρ_s	Densidade Aparente do Granel
ρ_b	Densidade do Granel
d_r	Diâmetro de Raiz da Rosca
d_p	Diâmetro Médio
d	Diâmetro Nominal
d_c	Diâmetro Nominal do Colar
D_{Elev}	Distância de Elevação
ε	Eficiência do Parafuso
η	Eficiência do Redutor
F	Força Aplicada para Gerar o Torque
P	Força Axial
P_1	Força Axial para um Parafuso
f	Força de Atrito
F_L	Força de Descida
RA	Força de Reação no Ponto A
RB	Força de Reação no Ponto B
F_R	Força de Subida
F_x	Força na Direção x
F_y	Força na Direção y
N	Força Normal
b_{we}	Largura da Extremidade da Correia
b_c	Largura da Parte Central da Correia
b_w	Largura da Parte Lateral da Correia
b_{wme}	Largura Lateral da Correia com o Material
m	Massa de Água Presente na Amostra
M_{Granel}	Massa de Minério a Granel
M_{TC}	Massa do Transportador de Correia
M	Massa Total da Amostra
ρ	Menor Raio de Giração da Coluna
E	Módulo de Elasticidade do Material

W_T	Módulo de Resistência à Torção
I	Momento de Inércia de Área
M_A	Momento de Inércia no Ponto A
M_B	Momento de Inércia no Ponto B
M	Momento Fletor
n_t	Número de Filetes Acoplados
p	Passo
%	Porcentagem
P_{Motor}	Potência do Motor
r_{sch}	Raio de Acomodação
S_{ut}	Resistência Máxima em Tração
n	Rotação de Saída do Fuso
n_{motor}	Rotação Nominal do Motor
A	Seção de Área
t	Tempo de Deslocamento
σ	Tensão Axial
σ_z	Tensão Axial no Corpo do Fuso
S_{cr}	Tensão Crítica imediatamente antes da Flambagem
τ_{xy}	Tensão de Cisalhamento no Plano xy
τ_{yz}	Tensão de Cisalhamento no Plano yz
τ_{zx}	Tensão de Cisalhamento no Plano zx
S_y	Tensão de Escoamento
σ_b	Tensão de Flexão
σ'	Tensão de Von Mises
$\tau_{máx}$	Tensão Máxima de Cisalhamento
σ_x	Tensão Normal na Direção x
σ_y	Tensão Normal na Direção y
σ_1	Tensão Principal 1
σ_2	Tensão Principal 2
σ_3	Tensão Principal 3
σ_B	Tensão Superficial
τ	Tensão Transversal de Cisalhamento
T	Torque Axial
T_L	Torque de Descida
T_R	Torque de Subida
T_C	Torque do Colar
T_{Motor}	Torque do Motor
T_o	Torque Ideal
T_{Total}	Torque Total
w	Umidade
ω	Velocidade Angular
v	Velocidade de Deslocamento

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVOS	14
1.1.1	Objetivos geral	14
1.1.2	Objetivos específicos	14
1.2	JUSTIFICATIVA	15
1.3	ESTRUTURAÇÃO DO TRABALHO	15
2	MANUSEIO DE MINÉRIO ATRAVÉS DE TRANSPORTADORES DE CORREIA	16
2.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	16
2.2	PROPRIEDADE DE MATERIAIS GRANULADOS	16
2.2.1	Densidade do Granel (ρ_b)	16
2.2.2	Densidade Aparente do Granel (ρ_s)	17
2.2.3	Ângulo de Sobre Carga ou Sobretaxa (θ)	17
2.2.4	Ângulo de Repouso (ϕ)	18
2.2.5	Granulometria	18
2.2.6	Umidade (w)	19
2.3	DEFINIÇÕES E DIMENSIONAMENTO BÁSICO DE TRANSPORTADORES	19
2.4	DEFINIÇÕES E DIMENSIONAMENTO BÁSICO DE CHUTES DE TRANSFERÊNCIA	22
2.5	OPERAÇÃO DE EMPILHAMENTO	23
3	SISTEMAS DE ELEVAÇÃO	24
3.1	PINHÃO E CREMALHEIRA	25
3.2	CORREIAS E POLIAS	27
3.3	CABOS DE AÇO (CORDAS DE FIOS)	28
3.4	CORRENTES	30
3.5	PARAFUSO DE POTÊNCIA (FUSO DE ROSCA)	31
3.5.1	Modelagem física e matemática	35
3.5.1.1	Cálculo de forças e momentos no parafuso	36
3.5.1.2	Cálculo de eficiência do parafuso de potência	38
3.5.1.3	Adição de um “colar” axial	39
3.5.1.4	Mecanismo de operação para rosca ACME	39

3.5.1.5 Cargas e tensões atuantes	41
3.5.1.6 Tensões atuantes no parafuso.....	41
3.5.2 Cálculo da tensão devido à torção no corpo	42
3.5.3 Cálculo da tensão axial no corpo	42
3.5.4 Cálculo da tensão superficial na rosca	43
3.5.5 Cálculo da tensão de flexão na rosca	43
3.5.6 Cálculo da tensão transversal de cisalhamento	44
3.5.7 Análise de tensões por Von Mises	44
4 DETALHAMENTO DO PROJETO DE ELEVAÇÃO	45
4.1 PROJETO EXISTENTE DO TRANSPORTADOR.....	45
4.2 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DO PROTÓTIPO	46
4.2.1 Dados de entrada.....	46
4.2.2 Hipóteses assumidas.....	46
4.2.3 Determinação da distribuição de carga sobre os fusos	47
4.2.4 Seleção do fuso.....	48
4.2.5 Dimensionamento do sistema de elevação	49
4.3 CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES SOBRE O FUSO.....	51
5 PROJETO E ESPECIFICAÇÕES	54
5.1 PROJETO.....	54
5.1.1 Fuso de potência - porca	54
5.1.2 Motorreductor.....	55
5.1.3 Acoplamentos elásticos	57
5.1.4 Caixa de transmissão angular	57
5.1.5 Mancal de rolamento radial	59
5.1.6 Proteções de partes rotativas.....	60
5.2 APRESENTAÇÃO DO EQUIPAMENTO FINAL	61
5.3 CUSTO DO PROJETO	61
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS	62
6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	62
REFERÊNCIAS	63
APÊNDICE A – Configurações possíveis do Projeto final de elevação.....	66
APÊNDICE B – Desenho técnico dos componentes que serão fabricados.....	68
ANEXO A – Dimensões de fusos trapezoidais conforme norma DIN 103.	72

ANEXO B – Tabela de fuso de rosca do - Catálogo BIMECCANICA.	73
ANEXO C – Propriedades mecânicas de alguns aços_carbono – Norton, L. Robert.	74
ANEXO D – Mancais em ferro fundido UCP 200 – Catálogo TIMKEN.	75
ANEXO E – Dados técnicos e dimensionais dos motores CA Série DR - catálogo SEW.	76
ANEXO F – Desenho técnico do transportador de correia – Catálogo IMEPEL.	77
ANEXO G – Dados técnicos do acoplamento elástico - ROTEX.	78

1 INTRODUÇÃO

Os processos como o manuseio, transporte e estocagem de materiais a granel têm se tornado uma das maiores preocupações para a indústria e a comunidade, em relação a saúde, devido a emissão de poeiras oriunda dessas atividades (WANGCHAI; HASTIE; WYPYCH, 2013). Fuga de material é um problema nas fábricas desde as primeiras operações com transporte de materiais e, por um longo período, ele foi aceito como parte dos negócios. Mas como o pó disperso no ar pode ser espalhado mais longe do que outros tipos de materiais fugitivos e por criar riscos sérios a segurança e a saúde, o pó atraiu mais a atenção de governos e agências reguladoras em todo o mundo (SWINDERMAN *et al.*, 2012).

Em função do risco associado à inalação de pó, a regulamentação da qualidade do ar tem estabelecido padrões cada vez mais rígidos. A agência de proteção ambiental dos Estados Unidos (EPA), estabelece padrões para regular a concentração de particulados menores que 10 μm de diâmetro (PM_{10} ou Pó respirável) desde 1987. Estudos posteriores apontaram que os maiores riscos à saúde não vêm apenas das partículas que são facilmente inaláveis, mas daquelas que chegam diretamente aos pulmões e se propagam até a corrente sanguínea e por isso são consideradas hoje como principal indicador dos danos que a poluição provoca na saúde. A EPA, em 1997, propôs os primeiros padrões para material particulado com diâmetro igual ou inferior a 2,5 μm ($\text{PM}_{2,5}$), sob a alegação de que estas partículas ficam retidas no tecido pulmonar, causando irritação ou necrose (SANTOS JÚNIOR, 2018). Na **Figura 1** é mostrado a comparação do pó suspenso, pó PM_{10} e $\text{PM}_{2,5}$.

Figura 1. Comparação do tamanho de pó suspenso, respirável e fino.



Fonte: Swinderman *et al.*, (2012).

Perda de material, derramamento, emissões, diminuição de fluxo e bloqueios podem ocorrer durante o processo de manuseio, resultando na perda de produção e, assim, causando outros problemas associados. Tais problemas custarão bilhões de dólares por ano para as indústrias que trabalham com manuseio de materiais a granel em todo mundo. Para combater com sucesso o incômodo crescente de pó, é preciso entender como o pó é gerado, quais são suas consequências, como elas são medidas e quais são os métodos disponíveis para combatê-lo. Se houver controle do pó e do vazamento de material, a operação será mais limpa, segura e produtiva.

Segundo Cema (2007), para que o projeto de uma correia transportadora seja bem-sucedido ele deve começar com uma avaliação precisa das características do material a ser transportado. Como se comporta e o estado do granel dependem da porcentagem de umidade e da distribuição do tamanho de partícula do material.

Grandes variações no comportamento do material e no estado da densidade aparente com a umidade e o tamanho das partículas podem levar a problemas inesperados de carregamento, derramamento excessivo, acúmulo de material, mau funcionamento e conseqüentemente a falha do equipamento.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos geral

Projetar um sistema de elevação e inclinação de um transportador de correia (TC) em escala que será utilizado para experimentos científicos e acadêmicos no laboratório de fluidodinâmica e particulados (FLUIDPAR) no campus da Universidade Federal do Pará (UFPA) de Tucuruí, afim de diminuir o tempo de preparação dos experimentos quando comparado ao trabalho manual existente e conseqüentemente a exposição do colaborador ao ambiente.

1.1.2 Objetivos específicos

- Realizar o projeto de automação para elevação e inclinação de um transportador de correia;
- Desenvolver o memorial de cálculo da transmissão do sistema de elevação;
- Desenvolver o projeto geométrico referente à implementação do sistema de elevação;
- Especificar componentes motorreductor, fuso de potência e reductor para o sistema de elevação.

1.2 JUSTIFICATIVA

O laboratório de fluidodinâmica e particulados, da UFPA do campus de Tucuruí, possui uma bancada didática de transportadores de correia em escala onde realiza-se ensaios experimentais que permitem estudar o comportamento de chutes de transferência em escala e operações de empilhamento de materiais a granel, tendo em vista que as configurações do transportador permite o estudos de escoamento em vários tipos de chutes, pois o transportador possui a altura ajustável de 1000 mm até 2500 mm em comparação ao nível do chão e além disso pode-se variar a inclinação do transportador de 0 à 20°, conforme mostrado no Anexo F.

Conforme já foi mencionado essas configurações permitem inúmeros estudos e pesquisas relacionadas ao transporte de minérios, escoabilidade, chutes de transferência e empilhamento de materiais a granel, além dos estudos de alinhamento de correias, emissão de particulados durante o empilhamento de minério e melhores arranjos e posicionamento de bicos para aspersão sobre correia e empilhamento.

Sendo assim, ouve a necessidade de o laboratório automatizar a elevação e inclinação do transportador, permitindo a diminuição do tempo de preparação dos ensaios experimentais quando comparado ao trabalho existente e conseqüentemente a exposição insegura do colaborador.

1.3 ESTRUTURAÇÃO DO TRABALHO

Após a introdução, na seção 2 é feita uma revisão bibliográfica sobre o estado das propriedades dos materiais a granel e como se comportam durante o transporte por correia. Além disso, todos os componentes básicos e suas definições tanto do transportador de correia e do chute de transferência são descritos nesta seção, como também as operações de empilhamento que é a finalidade do transportador.

Na seção 3 é realizado uma revisão bibliográfica sobre os sistemas de elevação disponíveis no mercado e que poderia ser utilizado no projeto.

A seção 4 mostra o projeto existente, detalhamento e cálculos para seleção da potência do motor e esforços do sistema de elevação do transportador.

A seção 5 trata das especificações dos componentes utilizados, os custos do projeto e a visualização da bancada final com o sistema de elevação.

Por fim, na seção 6, são feitas as considerações e conclusões finais do trabalho.

2 MANUSEIO DE MINÉRIO ATRAVÉS DE TRANSPORTADORES DE CORREIA

2.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Para que o projeto de uma transportadora por correia tenha êxito, deve-se iniciar com uma avaliação precisa das características do material a ser transportado. O estado dos materiais a granel e como se comportam depende muito do teor de umidade e da distribuição do tamanho de partícula do granel. Modificações no comportamento do material, na densidade aparente com a umidade e o tamanho das partículas podem levar a problemas inesperados de carregamento ou capacidade, derramamento excessivo e/ou acúmulo de material, mau funcionamento e/ou falha do equipamento ou sistema (CEMA, 2007).

2.2 PROPRIEDADE DE MATERIAIS GRANULADOS

Conhecer a natureza de um sólido a granel, descrito em termos de características apropriadas de como se comporta ao ser processado, transportado ou armazenado é essencial para o projeto e dimensionamento adequado de equipamentos industriais, tais como alimentadores de materiais, transportadores, silos, tremonhas, moegas e entre outros. Existem inúmeros exemplos na indústria de problemas que foram atribuídos à atenção insuficiente prestada às propriedades do sólido a granel envolvido. A falha no escoamento de um material na descarga de um silo de armazenamento, a estanqueidade de uma linha de transporte pneumático e o escoamento incontrolável de material através de um alimentador de pesagem são típicos desses problemas (WOODCOCK; MASON, 1987).

Algumas das propriedades mais prontamente determináveis do material serão discutidas em mais detalhes aqui, pois são indicativas do comportamento do material em uma correia transportadora, mas é importante perceber que a verdadeira natureza e comportamento do material não é totalmente descrito por esses parâmetros (CEMA, 2007).

2.2.1 Densidade do Granel (ρ_b)

A densidade (ρ_b) do material granulado é a massa do material dividido pelo volume que o mesmo ocupa. McGlinchey (2008) afirma que a densidade das partículas contidas em um material granulado não varia, mas o volume do material varia conforme a quantidade de vazios entre as partículas que o compõe. Assim, a densidade do material varia dependendo das condições a que o mesmo está sendo submetido. A variação entre um material bastante

comprimido e o mesmo em um estado muito pouco comprimido pode chegar à metade do volume anterior. Haverá diferenças na densidade a granel se o teor de umidade variar e o material percorrendo por uma correia transportadora for compactado devido à vibração da correia (SWINDERMAN *et al.*, 2012).

2.2.2 Densidade Aparente do Granel (ρ_s)

A densidade aparente (ρ_s) de um material a granel pode ser definido como o peso por unidade de volume que foi medido quando a amostra estava em condições não compactadas ou de inconsistência.

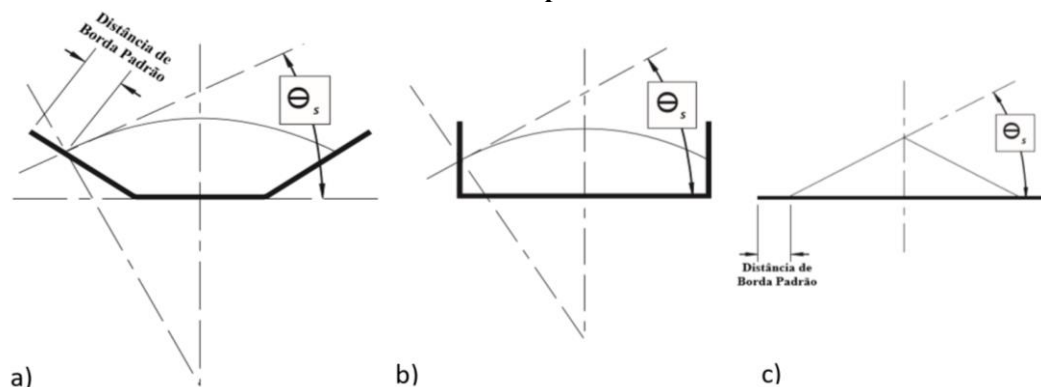
Na prática, para quantificar a densidade aparente do material, basta colocar uma quantidade do granel dentro de um recipiente de massa conhecida e volume de vazio conhecido (o volume vazio deve ser completamente preenchido pelo material), e em seguida, medir a massa total do recipiente e material. A densidade aparente do granel é obtida subtraindo a massa do recipiente vazio da massa total do recipiente cheio e o resultado divide-se pelo volume de vazio que foi preenchido pelo material.

A densidade aparente do granel é usada na elaboração dos chutes de transferência e/ou na área de carregamento devido ao aumento de volume no estado de inconsistência.

2.2.3 Ângulo de Sobre Carga ou Sobretaxa (θ)

O ângulo de sobre carga (θ), ou sobretaxa ou ainda de acomodação, de um material é o ângulo em relação à horizontal, formado com a reta tangente a superfície da pilha do material, assume enquanto o material está em repouso em uma correia transportadora em movimento, conforme a **Figura 2**.

Figura 2. Ângulo de sobrecarga para (a) uma correia convexa, (b) um alimentador vertical e (c) uma correia plana.



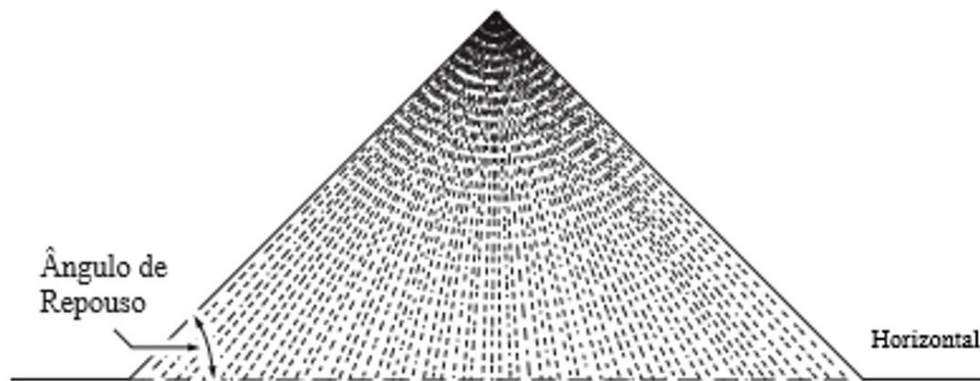
Fonte: Adaptado de Swinderman *et al.*, (2012).

2.2.4 Ângulo de Repouso (ϕ)

O ângulo de repouso de um material é o ângulo formado naturalmente pela deposição por gravidade do material e é medido a partir de um eixo horizontal paralelo a base, mostrado na **Figura 3**. Esse ângulo geralmente é de 5 a 15 graus maior que o ângulo de acomodação, embora em alguns materiais possa ser até 20 graus a mais.

Mesmo que um determinado material não mude, o ângulo de repouso não é constante pois, depende de como a pilha é formada. Existem três formas de quantificar o mesmo: o ângulo de repouso drenado (*drained angle of repose*), o ângulo de repouso derramado (*poured angle of repose*) e o ângulo de repouso dinâmico (*dynamic angle of repose*) (MCGLINCHEY, 2008).

Figura 3. Ângulo de repouso derramado.



Fonte: Swinderman *et al.*, (2012).

2.2.5 Granulometria

A granulometria do material a granel normalmente é descrita usando tanto o tamanho máximo da massa como a porcentagem de partículas que passam por uma série de obstáculos definidos através de um processo geralmente chamado de triagem pelo método de peneiramento. As duas medidas são importantes para um projeto do transportador por correia.

Para a classificação da granulometria das partículas constituintes do granel, utiliza-se a escala granulométrica da ABNT (NBR 6502/95). É importante mencionar que a condição do fluxo de um material que contém diferentes tamanhos (partículas finas e grossas) é governada pelas propriedades de fluxo das menores partículas. As partículas mais grossas afetarão a tendência de agrupamento na saída de descarga e o impacto pode causar compactação do material a granel, ao longo do canal de fluxo (TEIXEIRA, 2006).

2.2.6 Umidade (w)

A umidade é definida como a massa de água contida no minério, isto é, a razão entre a água de superfície e massa do minério úmido logo, o teor de umidade é a quantidade total de água presente em um material a granel. Palma (2005) afirma que a capacidade de fluir (fluidez) de certos materiais granulados, geralmente grãos finos (PM_{10} e $PM_{2,5}$), torna-se pior com o incremento de umidade, um exemplo de material é a areia, nela pode-se observar perfeitamente a dificuldade em escoar de acordo com o aumento de sua umidade. Porém, Naka, (2010) em sua pesquisa ressalta que, em certas condições, o aumento do teor de umidade pode ser um facilitador de escoamento do material uma vez que pode atuar como um lubrificante ou inibir a formação de forças de atração eletrostática entre as partículas, reduzindo a coesividade e o atrito interno evitando a interrupção do escoamento.

Para encontrar o valor da umidade deve-se medir a massa de um material granulado úmido (m) e seca-lo em uma estufa com temperatura em torno de 105°C a 110°C por pouco mais de 24 horas. Vale ressaltar que, em tratamento de minérios, a umidade é definida em base seca e em base úmida. O cálculo da umidade, expresso em (%), é feito com auxílio da eq. (1).

$$w(\%) = \frac{m}{M} 100 \quad (1)$$

Sendo (m), massa de água presente na amostra, medida em gramas e (M) a massa total da amostra medida em gramas.

2.3 DEFINIÇÕES E DIMENSIONAMENTO BÁSICO DE TRANSPORTADORES

Devido à resistência encontrada na indústria de mineração por parte dos engenheiros, por terem experiência de longas datas em problemas relacionados ao transporte de minérios, é cada vez mais importante um estudo a fim de diminuir as perdas inerentes do processo, essas perdas concentram-se no chute de transferência de transportadores contínuos, devido a sua geometria, o que pode causar diminuição da vida útil do transportador de correia, e aumento no número de paradas para manutenções as vezes excessivas por falta de um estudo aprofundado que possa fazer com que diminua o impacto na saída do chute de transferência e deixe o alinhamento em níveis aceitáveis.

Transportadores de correia vêm sendo utilizados há décadas, em sua maioria em materiais para transportes á longas distâncias. Os transportadores provaram ser um método

confiável e econômico para movimento de cargas pois, eles podem transportar materiais subindo inclinações íngremes, contornando cantos, sobre montanhas e vales, através de cursos de rios e sob o chão. Os transportadores se interagem bem a outros processos, como britagem, peneiramento, carregamento, recuperação, descarregamento de vagões e navios e operações de empilhamento (SWINDERMAN *et al.*, 2012). Quando se fala em transportadores de correia tem-se logo em mente movimentação de granulados de pequenas a longas distâncias, de forma rápida e segura.

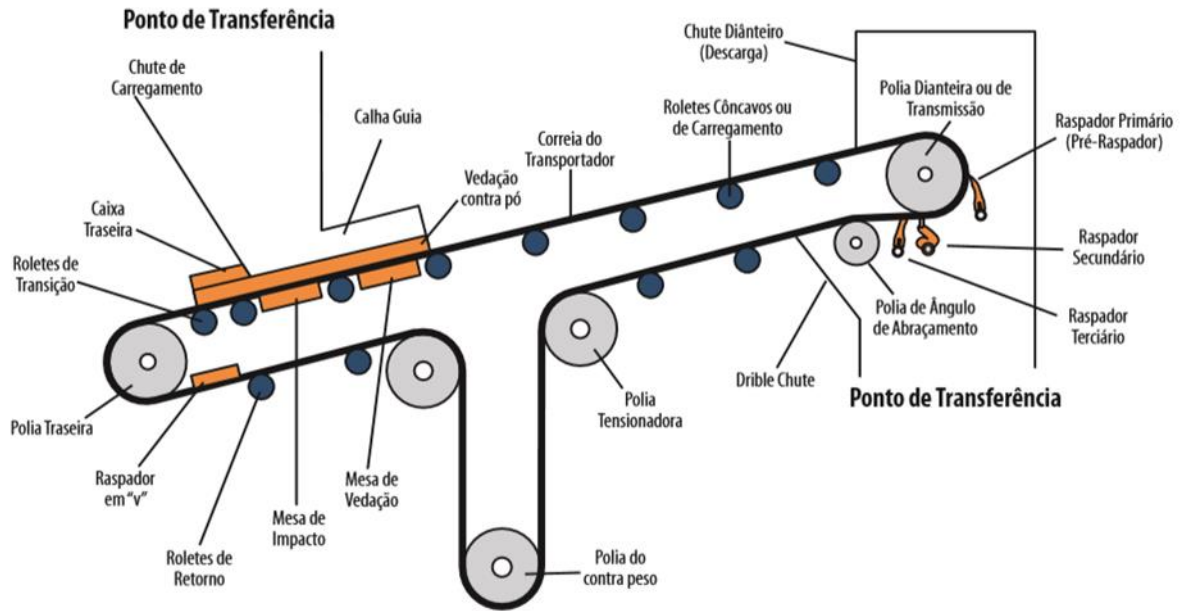
Os transportadores são estruturas de alta eficiência mecânica em que os danos por atrito ou impacto só ocorrem, eventualmente, durante a carga ou na descarga e são compostos de uma polia motora, uma polia-guia com esticador, roletes ou plataforma de deslizamento, chassis ou estruturas de suporte para carga ou descarga. São de instalações e operações simples, e são usadas para transportes leves (frutas, legumes) ou mais pesados (grãos, brita, minérios) (SILVA *et al.*, 2000).

Segundo Swinderman *et al.* (2012), todo transportador por correia para manuseio de material a granel é composto de seis elementos principais são eles.

- Correia – Forma a superfície móvel sobre a qual o material viaja;
- Polias – Sustentam e movem a correia, controlando sua tensão;
- Transmissão – Fornece energia para uma ou mais polias para mover a correia;
- Estrutura – Suporta e alinha os componentes rolantes;
- Sistemas de suporte da correia – Sustenta os filamentos de carregamento e retorno da correia;
- Pontos de transferência – Carregam e descarregam os materiais do transportador (Chutes de transferência).

Outra parte comum de um transportador é o sistema auxiliar instalado para melhorar o funcionamento do sistema, conforme mostrado na Figura 4, ele inclui componentes como tensores, raspadores, detectores de fragmentos de ferro, calhas de transferência, vedações, sistemas de suporte, alinhamento da correia, corda de emergência, sistemas de supressão e captação de pó, e além do sistema de freios de emergência e sistemas de proteção climáticos.

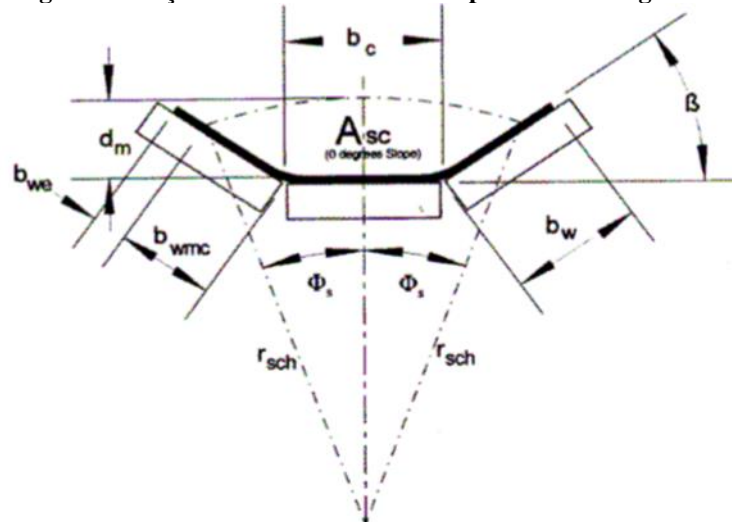
Figura 4. Componentes comuns em um transportador de correia.



Fonte: Swinderman *et al.*, (2012).

Segundo CEMA, (2007) sabendo a área de seção da correia em escala (A_{sc}), conforme mostrado na Figura 5, e multiplicando essa área com a velocidade e densidade do material pode-se saber a capacidade da correia em escala, e dividindo a capacidade da correia em escala pela capacidade obtida pelas leis de Similaridade temos o grau de enchimento da correia. O grau de enchimento da correia é o que diz se a correia de baixo vai transbordar, sendo assim, para valores acima de 1 (um) ocorre o transbordamento da correia de recebimento.

Figura 5. Seção da correia de um transportador carregado.



Fonte: Piquet (2015).

2.4 DEFINIÇÕES E DIMENSIONAMENTO BÁSICO DE CHUTES DE TRANSFERÊNCIA

É evidente que a indústria de mineração na região norte do Brasil é destaque no cenário nacional e também internacional, isso só é possível pela sua capacidade de produção em larga escala, em decorrência da crescente quantidade e variedade de minérios em manuseio nessa região. Porém, o estudo da simulação numérica do escoamento de sólidos granulados tem sido pouco aplicado em projeto de transportadores de correia e chutes de transferência, sendo assim, os problemas que aparecem no manuseio de minério, ainda são atacados intensamente pela manutenção corretiva e/ou preventiva. Deste modo, percebe-se a necessidade da aplicação de ferramentas para os equipamentos de manuseios de sólidos a granel, a fim de compreender como intervir na linha de processo, possibilitando o seu correto funcionamento, maior confiabilidade e conseqüentemente maior competitividade da mineradora no mercado (LEYVA; DENSSAUNE, 2007).

Em particular, pode-se falar sobre a operação de transporte contínuo, que é uma das operações na linha de processo de uma mineradora. Nesta operação, o manuseio de volumes de material é enorme, ou seja, continuamente ocorre o transporte de material a granel logo, a parada e conseqüente perda de produção dependem diretamente do desempenho dessa operação e são fatores primordiais para maior competitividade no mercado.

A engenharia de sistemas de manuseio de graneis foi amplamente baseada em experiência e palpites. Porém, com os avanços, os computadores sofisticados e pacotes de softwares proporcionam tecnologias de desenho e modelagem que permitem melhor compreensão e organização do fluxo de materiais. Esses sistemas de software e hardware permitem ao projetista trabalhar por meio de uma gama de interações que determinam como um sistema irá se comportar com um material específico, em várias condições, do melhor ao pior cenário (SWINDERMAN *et al.*, 2012).

Sendo assim, é nesse contexto que estão inseridos dois equipamentos importantes e que influenciam significativamente no desempenho da operação de transporte contínuo sendo eles, transportadores de correia e chutes de transferência. Essa influência consiste na relação direta que ocorre entre a geometria de chutes de transferência e a vida útil dos transportadores de correia. Logo, isso significa que nos sistemas de transportadores de correia, os atrasos e a perda de produção relacionados à manutenção excessiva, tem causa: o desenho e a característica funcional dos chutes de transferência, pois o seu projeto impacta a vida útil dos componentes

do sistema de transporte, bem como a manutenção e produtividade do sistema de modo geral (LEYVA; DENSSAUNE, 2007).

Segundo Swinderman *et al.* (2012), é de tradição haver poucas considerações destinadas ao fluxo de materiais por meio do chute, para garantir que o mesmo seja grande o suficiente para acomodar o fluxo do material, minimizando o seu uso. É uma prática comum que os chutes sejam genéricos em tamanho para reduzir o entupimento e controlar a emissão de pó, porém, isso representa um inconveniente na metodologia do projeto.

Sendo assim, os problemas determinantes estendem-se desde o entupimento do chute, desalinhamento na correia, derramamento, emissão de poeira, fissuras em componentes devido a elevada carga de impacto, desgaste excessivo de acessórios, até falhas bem mais graves como rompimento de correias e conseqüentemente a paralização da produção. Portanto, não é de se estranhar, que para solucionar ou melhor prever os problemas relatados, estudos computacionais e um grande avanço na área de simulação numérica de escoamento de sólidos granulados precisa ser direcionado para dimensionamento de transportadores de correia e para o projeto de chutes de transferência.

2.5 OPERAÇÃO DE EMPILHAMENTO

Na indústria em geral a formação de estoques de matéria-prima de produtos acabados, ou ainda, de produtos intermediários acaba sendo necessária, por diversas razões que podem ser: Formação de estoques de segurança para operação; Suportar a falta de coordenação de suprimento e demanda entre processos; Aguardar chegada do meio de transporte (trem ou navio) para poder embarcar a produção (JULIÁ, 2010).

A estocagem, por empilhamento, de sólidos a granel geralmente pode ser efetuada de duas formas, em silo ou em pátios, e pode ser dividida em estocagem a céu aberto ou estocagem em galpões (FERREIRA, 1989).

A estocagem em pilhas a céu aberto, em questão o minério de ferro, é o método mais amplamente utilizado mesmo assim esse método exige regras e tem limitações sérias quanto, à perecibilidade do material e à sua granulometria (para evitar perdas pela ação do calor, do vento, e da chuva, além da contaminação por outros materiais), que exigem cuidados especiais no projeto do pátio (ZADOR, 1991).

As pilhas de material a granel possuem a vantagem sobre os outros processos de permitir a estocagem de grandes quantidades de material, por longos períodos de tempo e a custo relativamente baixo comparado aos outros. As pilhas podem ter formatos diversificados,

dependendo das características do granel e as disponibilidades de espaço e equipamento: cônica, prismáticas, prismas de secção trapezoidal, prismas com eixo circular ou semicircular e outros. A altura dependerá da degradação mecânica do material sobre o peso das camadas sobrejacentes, das características do solo utilizado para estocagem, além do equipamento disponível.

Segundo Leal Filho (1994), o processo de estocagem em pilhas apresenta uma série de problemas, que devem ser levadas em consideração para o bom sucesso da instalação. Os problemas típicos da estocagem em pilhas em pátios a céu aberto podem ser: Desprendimento de poeiras; Segregação granulométrica; Compactação; Umidade excessiva e Morto. Por esses e outros motivos deve-se estudar formas de empilhamento, retomada das pilhas, suas características e limitações relacionadas ao processo.

3 SISTEMAS DE ELEVAÇÃO

As máquinas de elevação são indispensáveis no comércio e principalmente na indústria, pois são responsáveis por mover cargas pesadas em distâncias relativamente curtas. Essas máquinas asseguram a transferência de carga entre dois ou mais pontos na atividade proposta. O movimento de carga em diferentes operações oferece condições de contorno específicas e cabe ao projetista do transportador adaptar-se a elas enquanto segue as normas que determinam o projeto, o funcionamento, a inspeção e a manutenção da máquina em questão.

Segundo Wichrowski (2015), existe três parâmetros no projeto de sistema de máquinas de elevação e movimentação de carga que definem seu funcionamento: o manuseio, a carga a ser elevada e o movimento desejado. O manuseio pode ser do tipo contínuo, normalmente são sistemas onde utiliza-se para carregamento ou descarregamento de material em fluxo, ou descontínuo, onde a movimentação de carga é unitária mediante sua ativação e geralmente controlada por um usuário. Já as cargas são divididas entre cargas a granel ou unitárias. Cargas unitárias podem diferir amplamente em forma e peso, como mercadorias desembarcadas em um porto ou em desembarque de malas em um aeroporto.

Os materiais manuseados a granel são compostos por um grande número de partículas homogêneas, como no caso de minérios. As máquinas contínuas trabalham em regime permanente, possuindo assim um fluxo ininterrupto de carga transportada e são utilizados em larga escala para o transporte de materiais a granel.

Os movimentos dessas máquinas são preestabelecidos ao longo de um caminho fixo e executam operações similares de trabalho. Em geral, quando há alguma possibilidade de

controle, somente a velocidade de operação pode ser alterada e para isso pode-se utilizar inversores de frequência. Vários movimentos podem ser exigidos e dependerão das direções envolvidas pela trajetória da carga: movimento de translação, rotação, movimento vertical e movimento horizontal. São utilizados mecanismos independentes para cada movimento, que podem ser automatizados ou não, dependendo das exigências de tempo e esforço.

A norma NBR 8400 rege os projetos de máquinas de elevação e transporte. Ela estabelece as considerações básicas para projetar equipamentos ou partes de equipamentos de elevação de carga, bem como as condições de resistência e estabilidade a serem observadas para as várias combinações de carga.

Para a escolha de projeto, há a possibilidade de classificar os sistemas de elevação segundo várias características, como finalidade e tipos de movimentos. Isso ocorre devido à grande diversidade de sistemas, o que impede que haja uma classificação muito específica segundo um só parâmetro.

Segundo Rudenko (1976), nas classificações feitas com base nas características cinemáticas, considera-se o carregamento como uma massa concentrada em seu centro de gravidade e analisa-se o movimento descrito pelo sistema. Levando em consideração a finalidade de cada sistema de elevação, são classificadas de acordo com condições específicas de operação, como os sistemas encontrados em guindastes de construção civil ou elevadores hidráulicos (ou mecânicos) de veículos automotivos.

Serão classificados os sistemas de elevação neste trabalho segundo suas características de projeto. Dentre os sistemas alguns se apresentam como possíveis soluções para o problema abordado.

3.1 PINHÃO E CREMALHEIRA

Aumentando o diâmetro da circunferência de base de uma engrenagem infinitamente, a circunferência se transformará em uma linha reta e pivotando ela no infinito geraria uma involuta que seria uma linha reta, onde essa engrenagem reta é chamada de cremalheira. Na Figura 6 são mostrados uma cremalheira e um pinhão, seus dentes são trapezoidais, mas são verdadeiras involutas (NORTON, 2013).

Figura 6. Sistema pinhão-cremalheira.



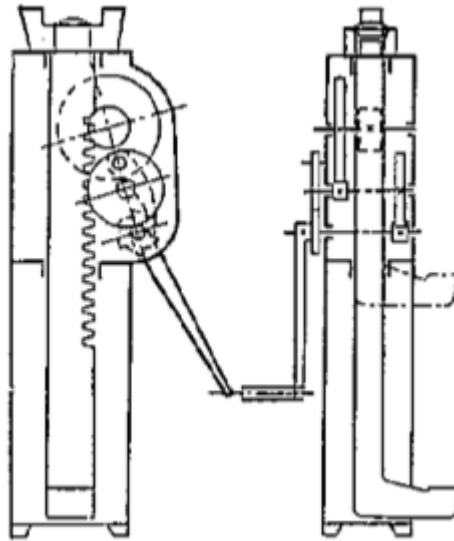
Fonte: Norton (2013).

O sistema cremalheira e pinhão é mais comumente utilizado na conversão de movimento rotativo do pinhão em movimento linear da cremalheira e vice-versa. Ela pode ser movida em ambas as direções, portanto requer um freio que seja usado para suportar uma carga, o que muitas das vezes pode encarecer o projeto.

Em direções de automóveis pode-se ver um exemplo dessa aplicação onde, o pinhão é fixo à extremidade mais baixa da coluna de direção e roda com o volante de direção. A cremalheira engrena com o pinhão e está livre para mover-se no sentido da esquerda ou direita em resposta ao ângulo imposto no volante de direção. A cremalheira é também um elo em uma conexão de múltiplas barras, que converte a translação linear da cremalheira para a quantidade apropriada de movimento angular de um elo, em balanço, atado ao conjunto da roda da frente a fim de girar a roda do carro.

O sistema pinhão e cremalheira também é comumente utilizado em projetos de elevações como por exemplo no caso dos macacos, onde a rotação da manivela é transferida por uma redução à cremalheira, que se move linearmente na vertical, elevando assim a carga conforme mostrado na Figura 7 a seguir.

Figura 7. Macaco de cremalheira e pinhão.



Fonte: Rudenko (1976).

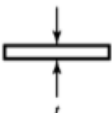

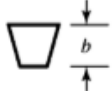
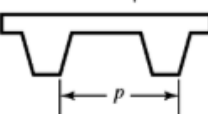
3.2 CORREIAS E POLIAS

O sistema de transmissão de potência no conjunto correia e polia, só se verifica possível em decorrência do atrito existente entre polia e correia. Para se obter este atrito, deve-se montar o conjunto com uma tensão inicial que comprimirá a correia sobre a polia de forma uniforme. Em sua forma mais simples a transmissão por correias é composta por um par de polias, uma motriz (fixada ao eixo do motor) e outra conduzida ou movida, e uma ou mais correias.

A correia é um elemento de ligação entre a polia motora e a polia movida. Construída de material flexível, tem a árdua função de transmitir potência e movimentos, suportar choques e sobrecargas, sem falhar ou se deformar. As correias podem ser contínuas ou com emendas, que podem ser de couro, tecido de lona, sisal e borracha com fibra de algodão e seda.

As polias são elementos mecânicos circulares, com ou sem canais periféricos, acopladas a eixos motores e movidas por máquinas e equipamentos. Há vários tipos de polias, e, para cada tipo existe uma correia que se acopla perfeitamente a ela. Os quatro tipos de correias principais e com algumas de suas características são mostrados na Figura 8.

Figura 8. Características de alguns tipos comuns de correia.

Tipo de correia	Figura	Junta	Intervalo de tamanho	Distância entre centros
Plana		Sim	$t = 0,75 \text{ mm a } 5 \text{ mm}$	Sem limite superior
Redonda		Sim	$d = 10 \text{ mm a } 20 \text{ mm}$	Sem limite superior
V		Nenhuma	$b = 8 \text{ mm a } 9 \text{ mm}$	Limitada
Sincronizadora		Nenhuma	$p = 2 \text{ mm}$	Limitada

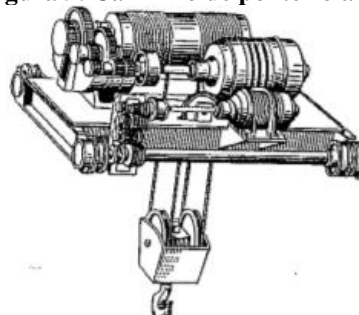
Fonte: Shigley; Mischke; Budynas (2005)

Segundo Shigley; Mischke; Budynas (2005), os eixos de polia devem ser separados por uma distância mínima, que varia de acordo com o tipo de correia e tamanho, para que possa operar sem falha prematura. Em certos casos, pode-se introduzir no sistema uma polia intermediária (polia de tração) para evitar ajustes de distância entre centros, isso acontece por causa da idade ou instalação de novas correias.

3.3 CABOS DE AÇO (CORDAS DE FIOS)

Os sistemas de elevação por cabo de aço permitem o uso de motores com menor potência e, conseqüentemente, menor custo, pois é possível a utilização de contrapesos. Porém com a utilização de polias aumenta-se as perdas energéticas. Além disso, para que a parte superior do palco não seja obstruída pelo acionamento é necessário a criação de uma estrutura de plataforma mais complexa. Esse tipo de configuração é mais instável em função da utilização de cabos flexíveis para que esses não sejam danificados no enrolamento, pode-se verificar essa necessidade na Figura 9.

Figura 9. Carrinho de ponte rolante.



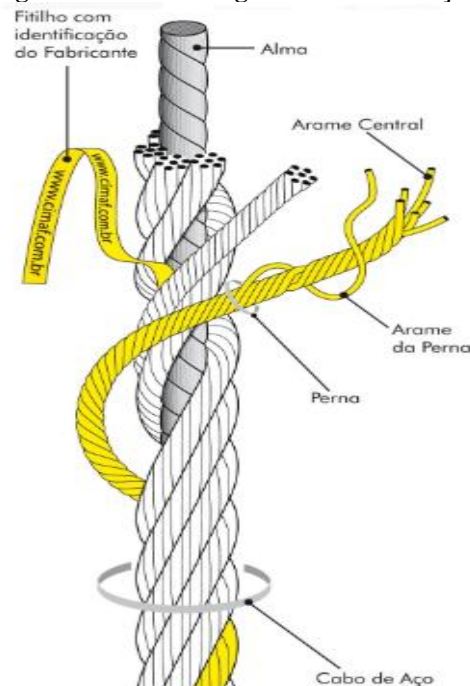
Fonte: Rudenko (1976).

Cabos são elementos de transmissão que trabalham sob tensão e têm a função de sustentar ou elevar cargas deslocando-as na posição horizontal, vertical ou em plano inclinado. Os cabos são muito empregados em equipamentos de transporte e na elevação de cargas, como em elevadores, escavadeiras, pontes rolantes. Eles estão sujeitos aos esforços que trabalham com sustentação que são submetidos a uma solicitação estática, devendo ser dimensionados como elementos estruturais e os que se movimentam durante o ciclo de trabalho, sofrem desgaste por atrito e devem ser dimensionados como elementos de máquinas submetidos à fadiga. A norma brasileira que contém especificações sobre cabos de aço é a NBR-6327.

Shigley; Mischke; Budynas (2005) alerta que os cabos de aços, ou como ele chama “corda de fio”, quando passa por uma roldana, ocorre uma certa quantidade de reajuste dos elementos e cada um dos arames devem deslizar sobre outros e, presumivelmente, algo de flexão individual ocorre e provavelmente deve existir alguma concentração de tensão nesse movimento.

Os cabos de aço são fabricados por máquinas especiais, onde primeiro os fios (arames) de aço separados são torcidos em pernas e estas são torcidas em cabos cilíndricos. A constituição geral dos cabos de aço pode ser vista na Figura 10.

Figura 10. Estrutura geral do cabo de aço.



Fonte: Pinheiro (2015).

A classificação é feita da seguinte forma: $p \times a \ TTT$; sendo p o número de pernas, a o número de arames por perna e TTT tipo de alma e outras qualificações que variam de fabricante para fabricante. Os cabos também podem variar o material das almas, que podem ser geralmente de fibra ou de aço.

As almas de fibra em geral dão maior flexibilidade ao cabo de aço. Os cabos de aço CIMAF podem ter almas de fibras naturais (AF) ou de fibras artificiais (AFA). As almas de fibras naturais são normalmente de sisal, e as almas de fibras artificiais são geralmente de polipropileno.

As almas de aço garantem maior resistência ao amassamento e aumentam a resistência à tração, pode ser formada por uma perna de cabo (AA) ou por um cabo de aço independente (AACI), sendo esta última modalidade preferida quando se exige do cabo maior flexibilidade, combinada com alta resistência à tração. Com exceção dos cabos até 8,0 mm, todos os cabos de aço da CIMAF, quando fornecidos com alma de aço, são do tipo AACI.

3.4 CORRENTES

O sistema por corrente é aplicado onde os sistemas de elevação por correia ou cabo de aço não são possíveis e houver a necessidade de acionamento de vários eixos por um único eixo motor, para isso torna-se fundamental que todas as rodas dentadas pertençam a um mesmo plano.

As características básicas, segundo Shigley; Mischke; Budynas (2005), incluem a razão constante pois, uma vez que nenhum escorregamento nem fluência estão ocorrendo; vida longa em relação aos outros sistemas e também como já foi mencionado, a capacidade de acionar vários eixos a partir de uma única fonte de potência.

Segundo Melconian (2009), o desgaste é o principal critério que deve ser considerado nas transmissões por corrente, pois os valores encontrados para a roda dentada e a corrente nesse critério assegura o funcionamento perfeito do sistema. Sendo assim, considera-se que ocorreu o desgaste quando o alongamento provocado pelo estiramento das talas e o desgaste das articulações, no momento em que o estiramento atingir aproximadamente 3% do comprimento original.

3.5 PARAFUSO DE POTÊNCIA (FUSO DE ROSCA)

Parafusos de potência, também conhecidos como parafusos de avanço, podem ser definidos como sendo aqueles cujo princípio básico de funcionamento é de conversão do movimento angular em movimento lento e linear do componente acoplado ao eixo do parafuso e, usualmente, para transmitir potência. Aplicações familiares incluem atuadores, os parafusos de avanço de tornos mecânicos e parafusos de morsas, prensas, macacos entre várias outras aplicações (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Segundo Norton (2013), os parafusos de avanço são capazes de fornecer grande vantagem mecânica e, portanto, podem levantar e mover enormes capacidades de cargas, porém nesses casos, uma rosca muito forte é necessária ou então pode ocorrer falha do equipamento.

Juvinall e Marshek (2008), complementa que o objetivo de alguns parafusos de potência variam de acordo com a aplicação no projeto, como para aplicações com a obtenção de um grande aproveitamento na operação de elevação de uma carga, como o obtido nos macacos mecânicos com parafuso, ou exercer forças de valor elevado, como nas prensas e nas máquinas de ensaio de tração, nos compactadores de lixo residenciais e nos tornos manuais do tipo C. Outras aplicações como os parafusos dos micrômetros ou os parafusos de avanço dos tornos, exige a obtenção de um posicionamento preciso para o componente com movimento axial.

No que diz respeito aos modos de falha de um parafuso de potência, pode-se afirmar que eles estão intimamente relacionados aos outros elementos de máquinas que se associam com o próprio parafuso. Algumas das falhas que pode ocorrer estão listadas a seguir:

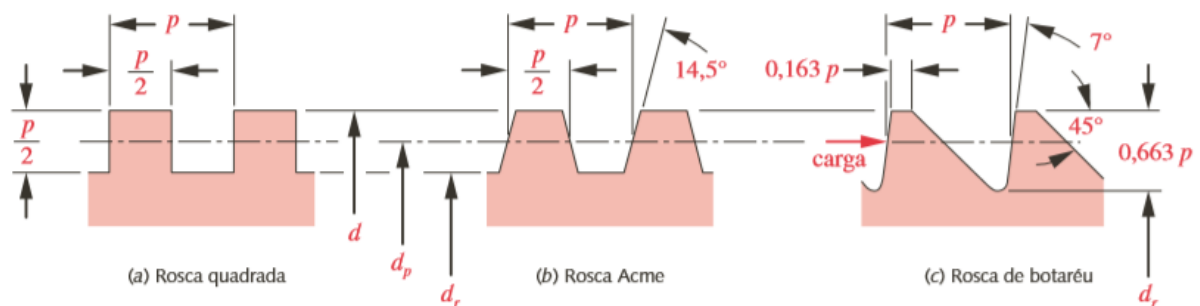
- Falha por escoamento - Ocorre falha por escoamento a partir do momento que se inicia a deformação plástica, a qual pode comprometer o contato dos filetes da rosca e impedir o deslocamento axial do parafuso.
- Falha por fadiga - Parafusos submetidos a cargas cíclicas de tensão apresentam vida menor que aqueles submetidos a cargas monotônicas, podendo perder sua funcionalidade com o surgimento de micro trincas por fadiga.
- Falhas superficiais - Dependendo do acabamento superficial da peça pode ocorrer o fenômeno de concentração de tensões, o qual também é favorável ao surgimento de micro trincas que degradam as propriedades mecânicas do material.
- Desgaste por contato - Com o tempo pode haver desgaste devido ao contato entre as superfícies do parafuso e da superfície da peça com rosqueamento interno, que pode fazer com que o parafuso deixe de ajustar-se e comece a “girar em falso”.

- Corrosão - Dependendo dos materiais envolvidos pode ocorrer o fenômeno de corrosão, seja devido à oxidação pelo ar e umidade como também corrosão galvânica pela presença de determinados materiais na superfície da peça. Nesse caso acabam se formando depósitos de óxidos metálicos que desgastam as superfícies e levam ao mesmo problema do item anterior.
- Flambagem/Instabilidade elástica ou por tensão normal - Em casos de cargas de compressão atuantes é possível que apareça o fenômeno de flambagem ou instabilidade elástica, com o material se deformando para tentar atingir um estado de equilíbrio. Nesses casos fica inviabilizado o movimento axial do parafuso porque ele adquire um eixo curvo que pode não se adaptar ao furo roscado do componente mecânico.

Embora existem formas padrão adequadas para uso em parafusos fixadores, elas podem não ser fortes o suficiente para todas as aplicações relacionadas ao uso de parafusos de potência sendo assim, outros perfis de rosca foram padronizados para essas aplicações.

Para os parafusos de potência, em geral são utilizados perfis de filete trapezoidais (ACME) que devem carregar cargas em ambas as direções, é bem mais fácil de fabricar do que as outras e também permite o uso de uma porca partida, que pode ser apertada radialmente contra o parafuso para consumir qualquer desgaste existente, têm-se também os perfis quadrados que provê máxima eficiência e rigidez e também elimina qualquer componente de força radial entre o parafuso e a porca porém, sua fabricação é mais difícil devido à sua face perpendicular e se a carga axial na rosca for unidirecional, a rosca de botaréu pode ser utilizada para obter maior resistência na raiz que a presente nas outras roscas mostradas, tais perfis podem ser vistos a seguir na Figura 11:

Figura 11. Roscas quadrada, Acme e de botaréu.



Fonte: Norton (2013).

Para cada diâmetro nominal, para roscas ACME padronizadas, existem valores de passos comuns utilizados, mostrados na Figura 12 a seguir.

Figura 12. Dimensões principais de roscas padrão Acme americano.

Diâmetro maior (in)	Roscas por polegada	Passo de rosca (in)	Diâmetro primitivo (in)	Diâmetro menor (in)	Área sob tração (in²)
0,250	16	0,063	0,219	0,188	0,032
0,313	14	0,071	0,277	0,241	0,053
0,375	12	0,083	0,333	0,292	0,077
0,438	12	0,083	0,396	0,354	0,110
0,500	10	0,100	0,450	0,400	0,142
0,625	8	0,125	0,563	0,500	0,222
0,750	6	0,167	0,667	0,583	0,307
0,875	6	0,167	0,792	0,708	0,442
1,000	5	0,200	0,900	0,800	0,568
1,125	5	0,200	1,025	0,925	0,747
1,250	5	0,200	1,150	1,050	0,950
1,375	4	0,250	1,250	1,125	1,108
1,500	4	0,250	1,375	1,250	1,353
1,750	4	0,250	1,625	1,500	1,918
2,000	4	0,250	1,875	1,750	2,580
2,250	3	0,333	2,083	1,917	3,142
2,500	3	0,333	2,333	2,167	3,976
2,750	3	0,333	2,583	2,417	4,909
3,000	2	0,500	2,750	2,500	5,412
3,500	2	0,500	3,250	3,000	7,670
4,000	2	0,500	3,750	3,500	10,321
4,500	2	0,500	4,250	4,000	13,364
5,000	2	0,500	4,750	4,500	16,800

Fonte: Norton (2013).

Tendo em vista alguns dos problemas detalhados anteriormente, algumas indicações para materiais do conjunto porca-parafuso são feitas para garantir uma boa resistência à compressão e à fadiga, ductilidade e boa condutividade térmica.

Materiais comumente utilizados para os parafusos seria o aço de baixo carbono com revestimento superficial de cementação, para agregar dureza e resistência ao material, mantendo sua ductilidade nas porções mais internas.

Já para as porcas indica-se materiais com maior ductilidade que a dos parafusos, uma vez que assim estariam mais suscetíveis a falhas nos carregamentos e, sendo menos críticas, poderiam ser substituídas com maior facilidade. Nesse caso indicam-se ligas como de bronze, bronze-chumbo, bronze-alumínio e sinterizados para lubrificação.

No caso de fusos de esferas recirculantes, como os valores para atrito entre os fusos e as esferas deve ser bem baixo, recomenda-se fazer tratamentos térmicos superficiais.

No que diz respeito ao atrito entre o parafuso e a porca com uso de óleo lubrificante, temos que foram obtidos valores experimentais na faixa do intervalo entre 0,15 - 0,25.

Já no caso do atrito entre um parafuso e um mancal de deslizamento temos que seu valor é aproximadamente o mesmo que para roscas de porcas e parafusos. Materiais comuns para combinações de mancal-pista são aço sobre bronze ou ferro fundido (FoFo).

Se for utilizado um mancal de elementos rolantes o valor para o coeficiente de atrito chega a 1/10 dos valores para mancais de deslizamento, tornando necessário o uso de freios que controlem a velocidade de operação do parafuso de potência.

Alguns valores para tensão de esmagamento/pressão superficial (p_b) seguras de suporte em roscas para proteger as superfícies móveis do desgaste anormal podem ser vistos na Figura 13. Coeficientes de atrito (μ) de fricção de deslizamento para pares comuns de materiais e os coeficientes de fricção de começo e de funcionamento para pares comuns de materiais, podem ser encontrados na Figura 14 e Figura 15, respectivamente.

Figura 13. Pressão de suporte de parafuso P_b .

Material do parafuso	Material de porca	p_b seguro, MPa	Notas
Aço	Bronze	17,2–24,1	Baixa velocidade
Aço	Bronze	11,0–17,2	50 mm/s
	Ferro fundido	6,9–17,2	40 mm/s
Aço	Bronze	5,5–9,7	100–200 mm/s
	Ferro fundido	4,1–6,9	100–200 mm/s
Aço	Bronze	1,0–1,7	250 mm/s

Fonte: Shigley; Mischke; Budynas (2005).

Figura 14. Coeficiente de fricção f para pares rosqueados.

Material do parafuso	Material de porca			Ferro fundido
	Aço	Bronze	Latão	
Aço, seco	0,15–0,25	0,15–0,23	0,15–0,19	0,15–0,25
Aço, óleo de máquina	0,11–0,17	0,10–0,16	0,10–0,15	0,11–0,17
Bronze	0,08–0,12	0,04–0,06	—	0,06–0,09

Fonte: Shigley; Mischke; Budynas (2005).

Figura 15. Coeficiente de fricção de colar axial.

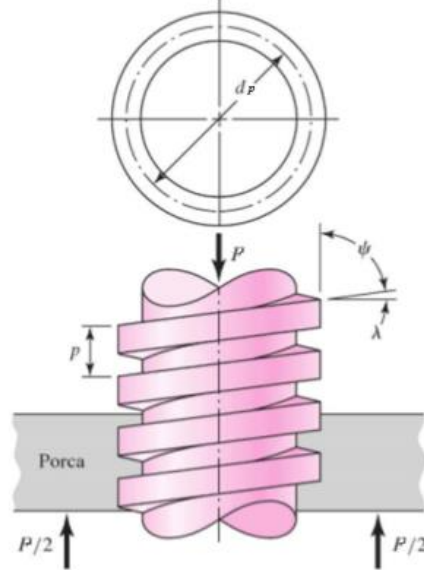
Combinação	Funcionamento	Partida
Aço mole em ferro fundido	0,12	0,17
Aço duro em ferro fundido	0,09	0,15
Aço mole em bronze	0,08	0,10
Aço duro em bronze	0,06	0,08

Fonte: Shigley; Mischke; Budynas (2005).

3.5.1 Modelagem física e matemática

Segundo Norton (2013), um dos modelos para cálculo dos esforços em um parafuso de potência de rosca quadrada admite que sobre seu eixo seja aplicada uma força (P), que o passo da rosca seja p , o ângulo (ψ) formado entre o eixo e o filete da rosca em um plano axial e seu ângulo complementar, chamado ângulo de avanço (λ). Na Figura 16 a seguir estão indicados tais parâmetros:

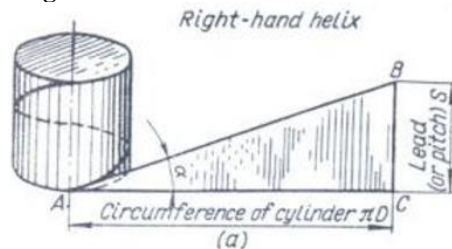
Figura 16. Porção do parafuso de potência.



Fonte: Adaptado de Shigley; Mischke; Budynas (2005).

Considerando o perfil de um filete desenrolado de rosca quadrada, conforme mostrado na Figura 17, é possível fazer um diagrama de corpo livre e encontrar os valores para forças e potências desenvolvidas em uma volta:

Figura 17. Perfil de rosca desenrolado.



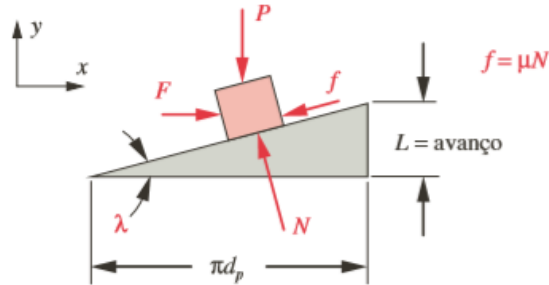
Fonte: Silveira (2013).

Nota-se que, para o parafuso da figura acima, de rosca quadrada e sentido de hélice à direita, é formado um triângulo com o cateto maior de dimensão do perímetro da circunferência. O cateto menor sendo o avanço ao longo do eixo e o ângulo agudo sendo o de avanço λ .

3.5.1.1 Cálculo de forças e momentos no parafuso

Fazendo o equilíbrio de forças para um avanço de subida do parafuso, temos o seguinte diagrama de corpo livre, mostrado na Figura 18:

Figura 18. Diagrama de Corpo Livre para Subida do Parafuso de Potência.



Fonte: Norton (2013).

A equação para o equilíbrio de forças na horizontal é:

$$\sum F_x = F - N \sin \lambda - \mu N \cos \lambda = 0 \quad (2)$$

De onde obtemos:

$$F = N(\mu \cos \lambda + \sin \lambda) \quad (3)$$

A equação de equilíbrio para forças na vertical é:

$$\sum F_y = P - N \cos \lambda + \mu N \sin \lambda = 0 \quad (4)$$

De onde obtemos N dado por:

$$N = \frac{P}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (5)$$

Substituindo a última equação na equação de F obtemos:

$$F = \frac{P(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (6)$$

Considerando que a tangente do ângulo de avanço é dada por:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_p} \quad (7)$$

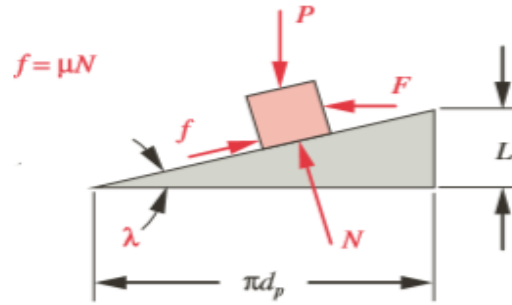
Então, dividindo a equação de F por $\cos \lambda$ tanto no numerador quanto no denominador teremos:

$$F = P \frac{\left(\mu + \frac{L}{\pi d_p}\right)}{1 - \mu \frac{L}{\pi d_p}} \quad (8)$$

Onde d_p é o diâmetro médio no qual ocorre contato entre as roscas e L é o avanço do parafuso.

Repetindo o procedimento anterior para um avanço de descida do parafuso temos o seguinte diagrama de corpo livre conforme mostrado na Figura 19:

Figura 19. Diagrama de Corpo Livre para Descida do Parafuso de Potência.



Fonte: Norton (2013).

Sendo P a força axial sobre o parafuso, μ o coeficiente de atrito, N a força normal e F a força aplicada para gerar torque.

A equação para o equilíbrio de forças na horizontal é:

$$\sum F_x = -F - N \sin \lambda + \mu N \cos \lambda = 0 \quad (9)$$

De onde obtemos:

$$F = N(\mu \cos \lambda - \sin \lambda) \quad (10)$$

A equação de equilíbrio para forças na vertical é:

$$\sum F_y = P - N \cos \lambda - \mu N \sin \lambda = 0 \quad (11)$$

De onde obtemos N dado por:

$$N = \frac{P}{\cos \lambda + \mu \sin \lambda} \quad (12)$$

Substituindo a última equação na equação de F obtemos:

$$F = P \frac{(\mu \cos \lambda - \sin \lambda)}{\cos \lambda + \mu \sin \lambda} \quad (13)$$

Fazendo as mesmas simplificações que no caso anterior:

$$F = P \frac{\left(\mu - \frac{L}{\pi d_p}\right)}{1 + \mu \frac{L}{\pi d_p}} \quad (14)$$

Após a determinação das forças necessárias para que haja a movimentação axial do parafuso é preciso fazer o cálculo dos torques que devem ser aplicados para a sua obtenção.

Tanto no caso da subida e da descida, considerando que as forças são tangentes ao corpo do parafuso, o torque é dado pelo produto entre a respectiva força e o raio médio do próprio parafuso.

Sendo T_R o torque de subida:

$$T_R = \frac{P d_p}{2} \frac{\left(\mu + \frac{L}{\pi d_p}\right)}{1 - \mu \frac{L}{\pi d_p}} \quad (15)$$

T_L o torque de descida:

$$T_L = \frac{P d_p}{2} \frac{\left(\mu - \frac{L}{\pi d_p}\right)}{1 + \mu \frac{L}{\pi d_p}} \quad (16)$$

Ainda no caso de descida do parafuso, temos que existe um valor crítico de atrito para o qual o torque é nulo, sendo que abaixo desse valor o parafuso desce sem a aplicação de qualquer momento. Se o valor fica acima do crítico, dizemos que o parafuso é autotravante.

Matematicamente, a condição para autobloqueio é:

$$\frac{P d_p}{2} \frac{\left(\mu - \frac{L}{\pi d_p}\right)}{1 + \mu \frac{L}{\pi d_p}} > 0 \quad (17)$$

Ou

$$f > \frac{L}{\pi d_p} = \tan \lambda \quad (18)$$

3.5.1.2 Cálculo de eficiência do parafuso de potência

A partir dos valores de torque é possível obter uma relação de eficiência (ε) para o parafuso na subida, considerando-a a seguinte razão:

$$\varepsilon = \frac{T_O}{T_R} = \frac{\text{torque ideal (sem atrito)}}{\text{torque necessário com atrito}} \quad (19)$$

Sabendo que o torque ideal é dado quando o fator de atrito μ é zerado:

$$T_O = \frac{PL}{2\pi} \quad (20)$$

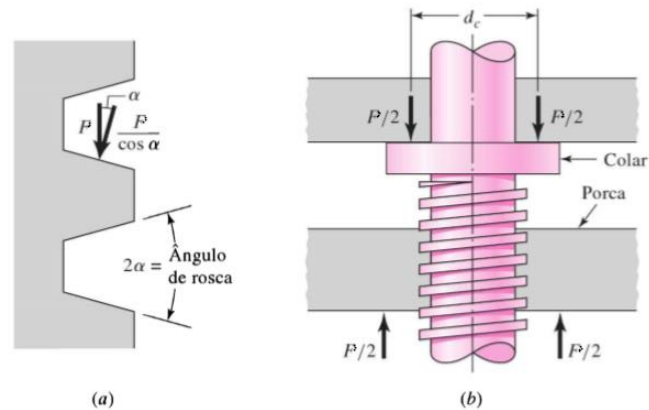
Então,

$$\varepsilon = \frac{T_O}{T_R} = \frac{PL}{2\pi T_R} \quad (21)$$

3.5.1.3 Adição de um “colar” axial

Com a adição de um colar axial temos que ocorre uma redistribuição de forças e torques, sendo parte deles absorvidos pelo colar. Um modelo que ilustra a nova condição é mostrado na Figura 20 a seguir:

Figura 20. Colar de empuxo (a) componente normal da força de rosca aumenta com o ângulo α (b) colar axial.



Fonte: Adaptado de Shigley; Mischke; Budynas (2005).

Como o torque se dá pelos efeitos de atrito, considera-se para efeito de cálculo que ele pode ser calculado como:

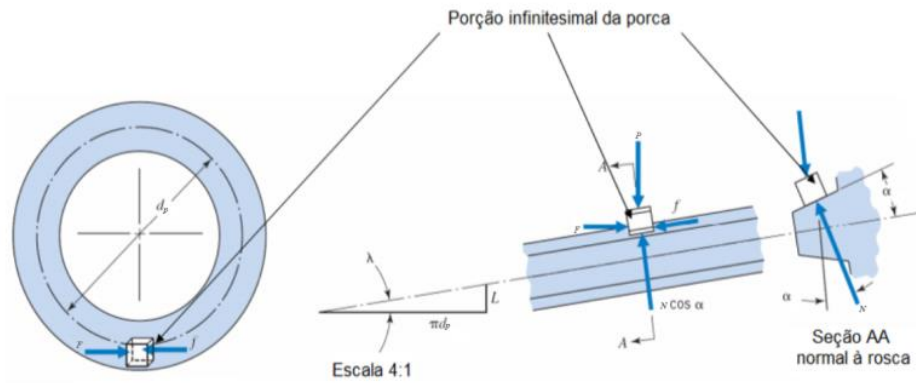
$$T_C = \frac{P\mu_C d_C}{2} \quad (22)$$

Sendo P a força axial no parafuso, μ_C o coeficiente de atrito no colar e d_C o diâmetro nominal do colar. Para efeitos de cálculo, considera-se que o torque total é dado pelos valores T_R ou T_L mais o termo T_C .

3.5.1.4 Mecanismo de operação para rosca ACME

No caso de rosca ACME, temos que a força axial P precisa ser decomposta para saber a reação normal devido à presença do ângulo de hélice α . Nesse caso, conforme mostrado na Figura 21 a seguir, a força normal ao filete deixa de ser N e passa a ser $N\cos\alpha$.

Figura 21. Diagrama de forças para rosca ACME.



Fonte: Adaptado de Juvinali; Marshek (2008).

Reescrevendo as equações de equilíbrio para subida e descida temos:

Para subida:

$$\sum F_x = F - N \cos \alpha \sin \lambda - \mu N \cos \lambda = 0 \quad (23)$$

De onde obtemos:

$$F = N(\mu \cos \lambda + \cos \alpha \sin \lambda) \quad (24)$$

A equação de equilíbrio para forças na vertical é:

$$\sum F_y = P - N \cos \alpha \cos \lambda + \mu N \sin \lambda = 0 \quad (25)$$

De onde obtemos N dado por:

$$N = \frac{P}{\cos \alpha \cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (26)$$

Substituindo a última equação na equação de F obtemos:

$$F = \frac{P(\mu \cos \lambda + \cos \alpha \sin \lambda)}{\cos \alpha \cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (27)$$

Considerando que a tangente do ângulo de avanço é dada por:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_p} \quad (28)$$

Então, dividindo a equação de F por $\cos \lambda$ tanto no numerador quanto no denominador e substituindo $\cos \alpha$ por $1/\sec \alpha$ teremos:

$$F = P \frac{\left(\mu + \frac{L}{\pi d_p \sec \alpha}\right)}{\frac{1}{\sec \alpha} - \mu \frac{L}{\pi d_p}} \quad (29)$$

Multiplicando numerador e denominador por $\pi d_p \sec \alpha$:

$$F_R = F = P \frac{(\pi d_p \mu \sec \alpha + L)}{\pi d_p - \mu L \sec \alpha} \quad (30)$$

Obtendo o torque:

$$T_R = \frac{P d_p (\pi d_p \mu \sec \alpha + L)}{2 (\pi d_p - \mu L \sec \alpha)} \quad (31)$$

Similarmente para a descida:

$$F_L = F = P \frac{(\pi d_p \mu \sec \alpha - L)}{\pi d_p + \mu L \sec \alpha} \quad (32)$$

Obtendo o torque de descida:

$$T_L = \frac{P d_p (\pi d_p \mu \sec \alpha - L)}{2 (\pi d_p + \mu L \sec \alpha)} \quad (33)$$

Nessas condições, para que ocorra autobloqueio temos que $T_L > 0$:

Matematicamente, a condição para autobloqueio é:

$$\frac{P d_p (\pi d_p \mu \sec \alpha - L)}{2 (\pi d_p + \mu L \sec \alpha)} > 0 \quad (34)$$

Ou seja,

$$(\pi d_p \mu \sec \alpha - L) > 0 \quad (35)$$

Ou ainda:

$$\mu > \tan \lambda \cos \alpha \quad (36)$$

3.5.1.5 Cargas e tensões atuantes

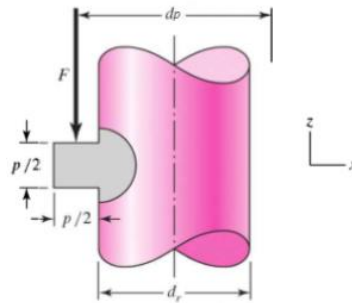
Já vimos nos itens anteriores maneiras para se obter tanto as forças quanto os torques necessários para iniciar o movimento do parafuso de potência. No entanto, na análise de operação e até mesmo para critérios de falha o parâmetro mais comum de comparação é a tensão atuante no elemento mecânico.

Neste tópico serão abordadas algumas das tensões consideradas para cálculo de esforços sobre um parafuso de potência, tanto no corpo quanto nos filetes de rosca.

3.5.1.6 Tensões atuantes no parafuso

A partir de um diagrama de forças solicitantes é possível obter informações importantes sobre a geometria que determinam módulos de resistência como W_T , módulo de resistência à torção. Uma ilustração para os esforços sobre um parafuso de rosca quadrada é mostrada a seguir na Figura 22:

Figura 22. Geometria da rosca quadrada útil, para identificação de tensões atuantes no corpo do parafuso e raiz de sua rosca.



Fonte: Adaptado de Shigley; Mischke; Budynas (2005).

3.5.2 Cálculo da tensão devido à torção no corpo

Temos que o módulo de resistência à torção é dado por:

$$W_T = \frac{\pi d_r^3}{16} \quad (37)$$

Onde d_r é o diâmetro da raiz da rosca do parafuso.

Para o cálculo da tensão τ sobre o corpo do parafuso devido ao torque T aplicado para o movimento axial do mesmo temos que:

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{16T}{\pi d_r^3} \quad (38)$$

3.5.3 Cálculo da tensão axial no corpo

Desconsiderando os efeitos compressivos de flambagem temos que a tensão axial no corpo, para uma força P de compressão, é dada pela seguinte equação:

$$\sigma = -\frac{P}{A} = -\frac{4P}{\pi d_r^2} \quad (39)$$

Utiliza-se o diâmetro de raiz para um cálculo mais conservador, uma vez que a área seria menor e a tensão maior. Dependendo da literatura é possível encontrar cálculos que levem em consideração o diâmetro médio, ao invés do diâmetro da raiz.

Caso seja considerado o efeito de coluna ou flambagem torna-se necessário recorrer aos seguintes equacionamentos inicialmente propostos por Johnson:

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = -\frac{E\pi^2}{(L_e/\rho)^2} \quad (40)$$

Onde:

S_{cr} : tensão crítica imediatamente antes da flambagem;

P_{cr} : carga crítica imediatamente antes da flambagem;

E : módulo de elasticidade do material;

L_e : comprimento da coluna sem apoio presa nas extremidades por pinos;

ρ : menor raio de giração da coluna, dado por $\rho = \sqrt{I/A}$, I o momento de inércia de área da seção de área A ;

Uma maneira de reescrever a equação é substituir S_{cr} por $S_y/2$, S_y sendo a tensão de escoamento do material. Obtém-se assim um valor para L_e a partir de um dado ρ :

$$\frac{L_e}{\rho} = \left(\frac{2E\pi^2}{S_y} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (41)$$

3.5.4 Cálculo da tensão superficial na rosca

Considerando n_t o número de filetes acoplados, o diâmetro médio d_p e o passo p temos que a razão entre a força atuante P e as áreas de contato das roscas de perfil quadrado é dada por:

$$\sigma_B = - \frac{P}{\pi d_p n_t \frac{p}{2}} = - \frac{2P}{\pi d_p n_t p} \quad (42)$$

O sinal negativo indicando uma tensão compressiva e com P sendo o valor da força em módulo.

Shigley; Mischke; Budynas (2005), consideram que n_t é 1 e que a força sobre o primeiro filete, considerado, é de 38% da força total, porcentagem essa obtida empiricamente.

3.5.5 Cálculo da tensão de flexão na rosca

Para o cálculo da tensão de flexão considera-se que, conforme ilustrado na Figura 17, a força axial P está aplicada sobre o diâmetro médio d_p do parafuso que é a região de contato efetivo entre os filetes de rosca.

Para a rosca quadrada, o momento de inércia I pode ser dado pela seguinte equação:

$$\frac{I}{C} = - \frac{\pi d_r n_t \frac{p^2}{2}}{6} = - \frac{\pi d_r n_t p^2}{24} \quad (43)$$

Como o momento fletor é dado pelo produto entre a força P e o braço que, para a rosca quadrada é $p/4$, temos que a tensão de flexão pode ser escrita como sendo:

$$\sigma_b = \frac{M}{I/C} = \frac{Pp}{4} \left(\frac{24}{\pi d_r n_t p^2} \right) = \frac{6P}{\pi d_r n_t p} \quad (44)$$

Sendo adotada a convenção de que os momentos que produzem tração na região superior e compressão na região inferior como sendo positivos.

3.5.6 Cálculo da tensão transversal de cisalhamento

Considerando o cálculo da tensão transversal de cisalhamento, aplicada no centro da raiz da rosca devido à carga P é dada por:

$$\tau = \frac{3V}{2A} = \frac{3P}{2\pi d_r n_t \frac{p}{2}} = \frac{3P}{\pi d_r n_t p} \quad (45)$$

3.5.7 Análise de tensões por Von Mises

A partir dos valores de tensão obtidos é possível obter um outro, efetivo a partir do critério de Von Mises:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (46)$$

As tensões tridimensionais podem ser obtidas a partir do sistema de coordenadas da Figura 22, mostrada anteriormente, com a identificação das tensões ortogonais e normais de cisalhamento.

As tensões normal e de cisalhamento no ponto irão variar com a direção em qualquer sistema de coordenada escolhido. Haverá sempre planos nos quais as componentes de tensão de cisalhamento serão nulas, sendo assim as tensões normais atuando nesses planos são chamadas de tensões principais e podem ser obtidas através da equação abaixo,

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad ; \quad \sigma_3 = 0 \quad (47)$$

As duas raízes não nulas calculadas a partir da eq. (47) são temporariamente nomeadas σ_1 e σ_2 , e a terceira raiz σ_3 é sempre zero no caso 2D. A eq. (47) também podem ser usadas quando uma tensão principal é não nula, mas tem a mesma direção de um dos eixos do sistema de coordenadas xyz escolhido para o cálculo.

Tensão máxima de cisalhamento,

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (48)$$

Sendo:

- $\sigma_x = \sigma_b = 6F / \pi d_r n_t p$: tensão de flexão na rosca;
- $\sigma_y = 0$: tensão normal na direção y;
- $\sigma_z = - 4F / \pi d_r^2$: tensão axial no corpo do parafuso;
- $\tau_{xy} = 0$: tensão de cisalhamento no plano xy;
- $\tau_{yz} = 16T / \pi d_r^3$: tensão de cisalhamento no plano yz ou tensão devido à torção;
- $\tau_{zx} = 0$: tensão de cisalhamento no plano zx;
- σ_1 : tensão principal;
- σ_2 : tensão principal;
- σ_3 : tensão principal.

Para obter os fatores de segurança basta obter uma razão entre o valor de tensão de Von Mises σ' e um valor de referência para o material, para critérios de falha como o de Máxima Tensão ou Máxima Energia.

4 DETALHAMENTO DO PROJETO DE ELEVAÇÃO

4.1 PROJETO EXISTENTE DO TRANSPORTADOR

Conforme foi mencionado no decorrer do trabalho, houve a necessidade do desenvolvimento de um projeto de sistema de elevação para um transportador de correia em escala. Onde o transportador de correia, conforme mostrado na Figura 23, é operado manualmente ou com a ajuda de uma talha manual afim de fazer o levantamento do transportador, porém a inclinação do mesmo não é feita pelo fato de ser bem cansativa, e complexa a operação e conseqüentemente expondo o operador a riscos.

Figura 23. Transportador com altura variável: a) vista lateral; b) vista isométrica.



Fonte: Autoria própria (2020).

4.2 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DO PROTÓTIPO

Durante o desenvolvimento de um equipamento é necessária a utilização de componentes disponíveis no mercado. O grau de utilização destes componentes pode variar desde a seleção e especificação de elementos de máquina, como por exemplo: parafusos, rolamentos, acoplamentos, redutores ou motores; até a especificação de um equipamento completo, disponível no mercado, que atenda todos os requisitos especificados.

Atualmente, a internet com fonte de pesquisa se tornou o meio mais rápido e fácil para conhecer os principais fornecedores tendo inclusive, em muitos casos, disponíveis catálogos eletrônicos dos componentes. Nesta etapa é importante observar que o fornecedor também deve atender as normas e critérios de cálculo que garantam o desempenho do equipamento. Portanto, é importante analisar nos dados técnicos dos catálogos os procedimentos utilizados no projeto dos componentes antes de selecioná-los.

Sendo assim, após a definição do projeto conceitual finalizada, é iniciado o desenvolvimento do projeto detalhado, onde este consiste no projeto do protótipo envolvendo os dimensionamentos e cálculos dos componentes pertencentes ao projeto.

4.2.1 Dados de entrada

É necessário definir alguns dados a fim de dar início aos cálculos e dimensionamentos, a partir dos quais as variáveis seguintes serão determinadas. Tais dados podem ser baseados nas informações apresentadas abaixo, onde foram pré-determinadas as especificações do projeto.

- Massa do transportador: 160 kg;
- Massa do granel que o transportador suporta: 20 kg;
- Distância máxima para elevação: 1500 mm;
- Tempo para elevação: 60 s.

4.2.2 Hipóteses assumidas

Para facilitar o dimensionamento dos diversos componentes do sistema de elevação, deve-se assumir algumas hipóteses, como:

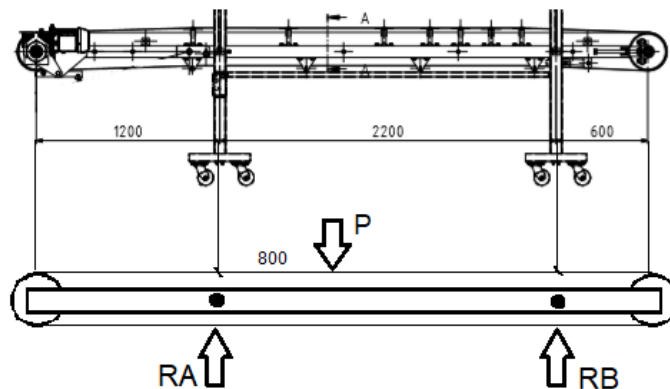
- O dimensionamento dos componentes será realizado considerando as cargas aplicadas estaticamente, devido ao carregamento ocorrer quando o sistema estiver parado;
- Homogeneidade dos materiais utilizados (isotropia);

- Dimensões de comprimento não especificadas estão em milímetros;
- As propriedades dos materiais, tais como massa específica, tensão de escoamento, entre outras, serão determinadas de acordo com a biblioteca do software CAD 3D, salvo exceções comentadas no decorrer do texto.

4.2.3 Determinação da distribuição de carga sobre os fusos

Para a determinação da carga que será suportada por cada parafuso de potência e como o transportador não está dividido igualmente, será feito um cálculo levando em consideração que o peso está concentrado no centro do transportador, ou seja, a 2000 mm da extremidade, sendo assim será calculado a força suportada no ponto A e no ponto B, onde olhando na vista frontal, cada ponto desse é suportado por dois fusos. Sendo assim, fazendo o diagrama de corpo livre, conforme mostrado na Figura 24, para encontrar as reações de apoio no ponto A e B, e posteriormente calcular o peso do transportador com carga de minério para que enfim aplicar as equações de equilíbrio estático.

Figura 24. Vista lateral do transportador e o diagrama de corpo livre.



Fonte: Autoria própria (2020).

Fazendo os cálculos para encontrar o peso do transportador (M_{TC}) com carregamento máximo de minério (M_{Granel}) têm-se:

$$P = (M_{TC} + M_{Granel}) * (G)$$

$$P = (160 \text{ kg} + 20 \text{ kg}) * \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 1765,8 \text{ N}$$

Para determinar a força que será suportada no ponto A será aplicado o somatório dos momentos e igualado a 0, sendo que será adotado o sentido horário positivo.

$$\sum M_A = 0$$

$$(1765,8 N * 0,8 m) - (RB * 2,2 m) = 0$$

$$RB = 642,11 N$$

Agora que foi encontrado a força exercida no ponto B, será aplicado o somatório das forças verticais e igualdo a 0 para determinar a força sobre o ponto A, sendo que será adotado o sentido positivo para cima.

$$\sum F_V = 0$$

$$RA - 1765,8 N + RB = 0$$

Substituindo o valor de RB encontrado anteriormente, pode determinar a força em A.

$$RA - 1765,8 N + 642,11 N = 0$$

$$RA = 1123,69 N$$

Como já era previsto a força é maior no ponto A, e como esse ponto possui dois fusos de potência a força será dívida por dois.

$$P_1 = \frac{RA}{2} = (\text{Para um fuso})$$

$$P_1 = \frac{1123,69 N}{2} = 561,85 N (\text{Para um fuso})$$

E como medida de fator de segurança essa força será a força (P) considerada para os demais fusos sendo assim, o cálculo de potência do motor de um lado também será o mesmo para o outro lado onde a força foi menor.

4.2.4 Seleção do fuso

Para que o equipamento possa alcançar os melhores desempenhos é necessário escolher o tipo certo de fuso trapezoidal para executar a tarefa. Para isso, é aconselhável quantificar alguns dados técnicos fundamentais e, com os resultados calculados, consultar algumas tabelas de medidas.

Portanto, para o dimensionamento dos fusos foi escolhida a rosca do tipo ACME, o motivo desta escolha foram as vantagens apontadas no tópico 3.5 do referencial teórico, as

especificações do fuso de rosca são diâmetro nominal (d) de 18 mm, passo (p) de 4 mm e comprimento (c) de 1800 mm as demais medidas que serão utilizadas no decorrer do projeto, podem ser retiradas dos Anexos A e B.

4.2.5 Dimensionamento do sistema de elevação

Com a seleção do fuso de potência se faz necessário determinar a potência do motor elétrico que será responsável por fornecer o torque para o sistema elevação, sendo assim, o primeiro passo é determinar a velocidade de deslocamento (v) do transportador, que pode ser encontrada pela razão da distância do deslocamento máximo pelo tempo necessário para a elevação conforme mostrado a seguir:

$$v = \frac{D_{Elev.}}{t}$$

$$v = \frac{1500 \text{ mm}}{60 \text{ s}} = 25 \text{ mm/s}$$

$$v = 25 \frac{\text{mm}}{\text{s}} * \left| \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right| * \left| \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right| = 1,5 \text{ m/min}$$

Percebe-se que, conforme mostrado na Figura 13, para essa velocidade, recomenda-se utilizar o aço como material para o fuso e o bronze ou fofo para a porca, e como já foi definido anteriormente, os materiais para o fuso e a porca serão o aço e o fofo, respectivamente.

Em seguida, após a determinação da velocidade de deslocamento pode-se calcular a rotação do fuso (n), a partir da razão entre a velocidade de deslocamento e passo (p) do fuso selecionando anteriormente, conforme mostrado a baixo:

$$n = \frac{v}{p}$$

$$n = \frac{1,5 \text{ m/min}}{0,004 \text{ m}} = 375 \text{ rpm}$$

Tendo determinado a rotação do fuso e utilizando o valor do coeficiente de atrito (μ) entre o fuso e a porca, proposto por Shigley; Mischke; Budynas (2005). O valor de coeficiente de atrito pode ser determinado conforme mostrado na Figura 14 e foi determinado o maior valor entre o intervalo de 0,15 – 0,25.

Sendo assim, deve-se determinar o torque total (T_{Total}) necessário nos fusos, ele é determinado pela soma entre os torques de subida (T_R) ou torque de descida (T_L) e o torque no colar (T_C). Tal torque (T_R ou T_L) foi calculado para a pior situação, ou seja, quando o transportador está começando a subir, conseqüentemente onde é necessária uma força de maior

magnitude para elevá-lo logo, utilizando a eq. (31) e os valores já determinados anteriormente, bem como o fuso pré-selecionado, obtém-se um torque (T_R) de:

$$T_R = \frac{P_1 d_p (\pi d_p \mu \sec \alpha + L)}{2 (\pi d_p - \mu L \sec \alpha)} \quad (31)$$

$$\sec \alpha = \frac{1}{\cos(14,5)} = 1,033$$

$$T_R = \frac{(561,85) * (0,016)}{2} \frac{((\pi * 0,016 * 0,25 * 1,033) + (0,004))}{((\pi * 0,016) - (0,25 * 0,004 * 1,033))}$$

$$T_R = 1,55 \text{ N.m}$$

Em seguida, realiza-se o cálculo do torque no colar (T_C) utilizando a eq. (22) do referencial teórico,

$$T_C = \frac{P_1 \mu_C d_C}{2} \quad (22)$$

$$T_C = \frac{(561,85) * (0,17 * 0,0185)}{2} = 0,88 \text{ N.m}$$

Portanto, o torque total (T_{Total}) pode ser determinado pela soma entre os valores dos torques T_R e T_C .

$$T_{Total} = T_R + T_C$$

$$T_{Total} = 1,55 + 0,88 = 2,43 \text{ N.m}$$

O cálculo da condição de auto travamento ($T_L > 0$), é determinado pela condição da eq. (36) sendo assim,

$$\mu > \tan \lambda \cos \alpha \quad (36)$$

$$\mu > \frac{L}{\pi d_p} \cos \alpha$$

$$0,2 > \frac{0,004}{\pi * (0,016)} \cos(14,5)$$

$$0,2 > 0,077$$

Sendo assim, ocorre o auto travamento.

Para determinar a eficiência global (ϵ) ao elevar a carga, utiliza-se a eq. (21) conforme mostrado a seguir,

$$\varepsilon = \frac{T_O}{T_R} = \frac{PL}{2\pi T_R} \quad (21)$$

$$\varepsilon = \frac{(561,85) * (0,004)}{2\pi * (1,55)} = 0,2307$$

Utilizando um motorreductor de 4 polos, onde a sua rotação nominal é 1700 rpm, a relação de transmissão para a seleção do reductor (*Redução*) é determinada pela razão entre a rotação nominal do motor (n_{motor}) e a rotação de saída do fuso (n), sendo assim,

$$Redução = \frac{n_{motor}}{n}$$

$$Redução = \frac{1700 \text{ rpm}}{375 \text{ rpm}} = 4,54 : 1$$

Tendo a relação, pode-se obter o torque necessário no motor (T_{Motor}), e consequentemente sua potência (P_{Motor}), a partir do equacionamento a seguir:

$$T_{Motor} = \frac{2 * T_{Total}}{Redução * \eta}$$

$$T_{Motor} = \frac{2 * 2,43}{4,54 * 0,95} = 1,22 \text{ N.m}$$

Multiplicou-se o T_{Total} por 2 (dois) pelo fato de que será utilizado 2 (dois) parafuso de potência em cada lado do transportador. Sendo assim, a potência do motor (P_{Motor}) pode ser determinada conforme mostrado a baixo:

$$P_{Motor} = \omega * T_{Motor} = \frac{2 * \pi * T_{Motor} * n_{Motor}}{60 \text{ s}}$$

$$P_{Motor} = \frac{2 * \pi * 1,22 * 1700}{60} = 217,17 \text{ W} = 0,22 \text{ kW}$$

$$P_{Motor} = \frac{217,17 \text{ W}}{735,5} = 0,30 \text{ cv}$$

4.3 CÁLCULO DAS SOLICITAÇÕES SOBRE O FUSO

As tensões nominais de corpo em fusos de potência podem ser relacionadas aos parâmetros de rosca, sendo assim a tensão nominal máxima de cisalhamento (τ) na torção do corpo do parafuso pode ser expressa pela eq. (38).

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{16T_R}{\pi d_r^3} \quad (38)$$

A tensão de cisalhamento (τ) de corpo devido ao momento de torção (T_R) no lado externo do corpo do parafuso é:

$$\tau = \frac{16 * 1,55}{\pi * (0,0135)^3} = 3208923,33 \text{ Pa} = 3,21 \text{ MPa}$$

Cálculo da tensão nominal normal axial no corpo (σ):

$$\sigma = -\frac{P}{A} = -\frac{4P}{\pi d_r^2} \quad (39)$$

$$\sigma = -\frac{4 * (561,85)}{\pi (0,0135)^2} = -3925210,63 \text{ Pa} = -3,93 \text{ MPa}$$

A tensão de sustentação superficial (σ_B), com uma rosca carregando $0,38 * P$, é determinada pela eq. (42), conforme mostrado a seguir:

$$\sigma_B = -\frac{P}{\pi d_p n_t \frac{p}{2}} = -\frac{2P}{\pi d_p n_t p} \quad (42)$$

$$\sigma_B = -\frac{2 * (0,38 * 561,85)}{\pi * (0,016) * 1 * (0,004)} = -2123753,61 \text{ Pa} = -2,12 \text{ MPa}$$

Cálculo da tensão de flexão de raiz na rosca (σ_b):

$$\sigma_b = \frac{M}{I/C} = \frac{Fp}{4} \left(\frac{24}{\pi d_r n_t p^2} \right) = \frac{6P}{\pi d_r n_t p} \quad (44)$$

$$\sigma_b = \frac{6 * (0,38 * 561,85)}{\pi * (0,0135) * 1 * (0,004)} = 7551123,96 \text{ Pa} = 7,55 \text{ MPa}$$

O cisalhamento transversal no extremo da seção transversal da raiz devido à flexão é zero. Contudo, existe uma tensão circunferencial de cisalhamento no extremo da seção transversal da raiz da rosca onde $\tau = 3,21 \text{ MPa}$. Por meio do sistema de coordenadas as tensões tridimensionais são:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 7,55 \text{ MPa} & \tau_{xy} &= 0 \\ \sigma_y &= 0 & \tau_{yz} &= 3,21 \text{ MPa} \\ \sigma_z &= -3,93 \text{ MPa} & \tau_{zx} &= 0\end{aligned}$$

Análise de tensões de Von Mises (σ'):

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (46)$$

$$\begin{aligned}\sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} [(7,55 - 0)^2 + (0 - (-3,93))^2 + (-3,93 - 7,55)^2 + 6(0 + (3,21)^2 + 0)]^{\frac{1}{2}} \\ \sigma' &= 11,53 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Outra alternativa, é determinar as tensões principais e depois usar a eq. (46) para encontrar a tensão de Von Mises; e isso é útil quando se quer encontrar a tensão máxima de cisalhamento ($\tau_{m\acute{a}x}$) também. Sendo assim, esboçando o elemento de tensão nota-se que não existe tensões de cisalhamento na face x . Logo, a tensão σ_x é uma tensão principal e as demais tensões principais podem ser encontradas por meio da eq. (47), conforme mostrado a seguir:

$$\begin{aligned}\sigma_2, \sigma_3 &= \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad ; \quad \sigma_1 = \sigma_x \quad (47) \\ \sigma_2, \sigma_3 &= \frac{0 + (-6,17)}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0 - (-6,17)}{2}\right)^2 + (4,26)^2} \\ \sigma_2 ; \sigma_3 &= 1,80 \text{ MPa}; -5,72 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Ordenando as tensões principais tem-se a tensão de Von Mises, que apenas servirá para confirmar o valor já determinado,

$$\begin{aligned}\sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (46) \\ \sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} [(7,55 - 1,80)^2 + (1,80 - (-5,72))^2 + (-5,72 - 7,55)^2]^{\frac{1}{2}}\end{aligned}$$

$$\sigma' = 11,53 \text{ MPa}$$

Por tanto, o valor de tensão máxima de cisalhamento ($\tau_{m\acute{a}x}$) é dado por:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (48)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{7,55 - (-5,72)}{2} = 6,64 \text{ MPa}$$

5 PROJETO E ESPECIFICAÇÕES

5.1 PROJETO

Segundo Norton (2013), para um projeto ter sucesso ele depende da validade e adequação dos modelos de engenharia utilizados para prever e analisar seu comportamento antes da construção de qualquer máquina. O desenvolvimento de um modelo de engenharia útil para um projeto é provavelmente a parte mais difícil e desafiadora de todo o processo pois, seu sucesso depende tanto de experiência como de habilidade. O mais importante é a compreensão completa dos princípios básicos e dos fundamentos da engenharia.

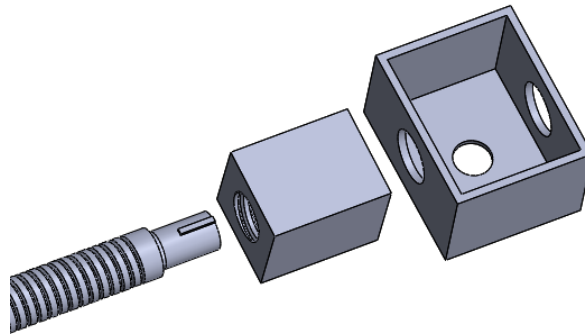
5.1.1 Fuso de potência - porca

O material selecionado, para o fuso, foi o aço SAE 1045 o qual é comumente utilizado em fusos de potência, devido à sua boa resistência mecânica aliada à facilidade de tratamento térmico. Para fins de cálculo serão utilizadas as propriedades do Aço SAE 1045 laminado a frio encontradas em Norton (2013), onde se tem que sua Resistência ao escoamento em tração (S_y) e Resistência máxima em tração (S_{ut}) são 531 e 627 Mpa, respectivamente.

De acordo com Norton (2013), conforme mostrado na Figura 13, recomenda-se o ferro fundido (Fofu) para o material da porca com velocidades abaixo de 40 mm/s, possuindo uma boa usinabilidade e um preço mais em conta no mercado.

Para o conjunto fuso-porca, conforme mostrado na Figura 25, será adicionado um componente à porca do fuso para que consiga fazer a ligação, por uma barra de aço, com a outra porca do outro, pois assim ajudará o alinhamento entre as porcas.

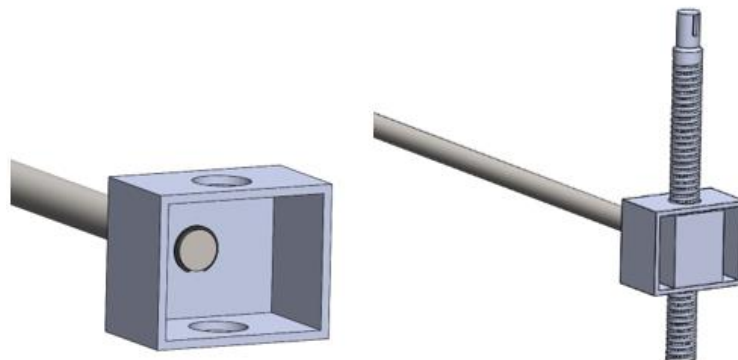
Figura 25. Conjunto de potência.



Fonte: Autoria própria (2020).

A seguir na Figura 26, pode-se observar como funcionará o sistema de ligação entre as porcas para que a elevação do transportador possa ocorrer por igual sem que ocorra o desalinhamento.

Figura 26. Ligação entre as porcas e o eixo de sustentação.



Fonte: Autoria própria (2020).

5.1.2 Motorreductor

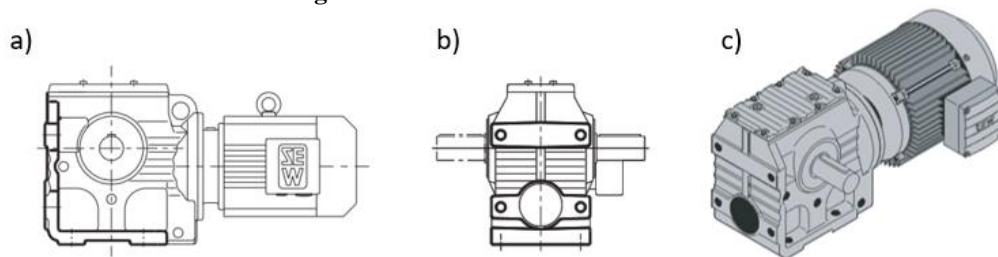
Afim de obter uma maior garantia de alinhamento entre o motor e o reductor optou-se por adquirir o conjunto motorreductor pois, o alinhamento é feito pela própria fabricante. O desalinhamento pode gerar vibrações, perda de eficiência na transmissão e redução da vida útil das peças. Além disso, a sua seleção é mais simples quando comparado ao conjunto separado.

Para a especificação do motor nos projetos tem-se duas exigências principais, a primeira é saber que o eixo de saída tenha uma certa velocidade angular (rotação) que vem do que é necessário para a própria aplicação. Felizmente, os fabricantes costumam explicitar este valor em seus catálogos, na unidade de RPM (revoluções por minuto), a segunda é o torque que deve ser entregue para que ele funcione segundo os parâmetros de projeto. Tendo esses parâmetros

é possível obter a potência que é o quanto de energia que o motor conseguirá entregar continuamente à máquina durante o seu funcionamento.

Assim é possível especificar a característica do redutor, e a escolha foi de um redutor de rosca sem fim, onde o mesmo utiliza um parafuso sem fim acoplado a uma engrenagem para realizar a transmissão, conforme mostrado na Figura 27. Esse tipo de redutor é comumente utilizado no mercado para uma gama de aplicações e por possuir um valor mais em conta em comparação aos outros tipos de redutores.

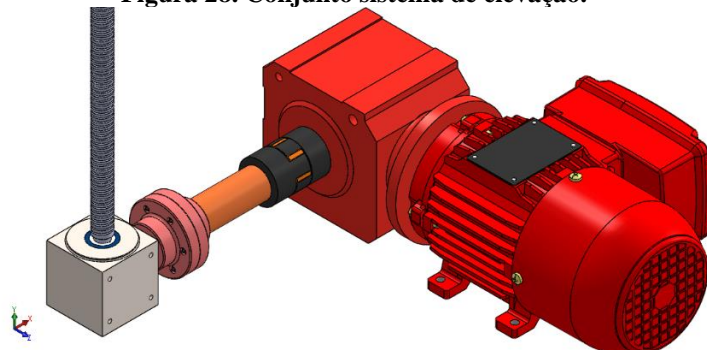
Figura 27. Motorredutor de rosca se fim.



Fonte: SEW-EURODRIVER (2007).

Portanto, para a seleção do motorredutor que o mercado atenda, faz-se necessário utilizar os valores de torque, potência e redução calculados no tópico 4.2.5, onde obteve-se um torque e potência para o motor de 1,22 N.m e 0,22 Kw, respectivamente, e uma redução de 4,5 para o redutor, sendo assim, utilizando o catálogo de motorredutores da fabricante SEW, conforme mostrado no Anexo E, o motorredutor que possui as especificações que atenda o projeto será o modelo S37 DZ71C4, conforme mostrado na Figura 28, que possui uma potência de 0,25 Kw, um torque de 1,4 N.m e uma redução de 4,8:1.

Figura 28. Conjunto sistema de elevação.



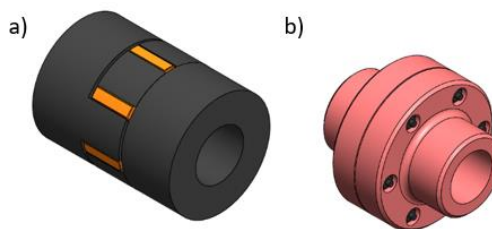
Fonte: Autoria própria (2020).

5.1.3 Acoplamentos elásticos

Acoplamento é um conjunto mecânico, constituído de elementos de máquinas, utilizado quando se deseja transmitir um momento de rotação de um eixo motor a outro elemento de máquina, situado coaxialmente (eixo comum). Estes acoplamentos permitem o funcionamento do conjunto com desalinhamento angular, paralelo e axial entre as árvores. A principal função destes acoplamentos consiste em transmitir rotação, movimento de torção, assim como amortecer picos de carga, choques e ruídos das máquinas acopladas pelo eixo.

Sendo assim, este tipo de acoplamento elástico é mais utilizado em equipamentos acionados por motor elétrico. Portanto, para o projeto em questão será utilizado um acoplamento elástico que suporte um torque de 2,1 N.m, que é valor do torque de saída do motor, conforme mostrado nas especificações no Anexo G. Pelo fato de o local de aplicação do acoplamento possuir pouco espaço e para uma melhor aplicação utilizou-se dois tipos de acoplamentos, conforme mostrado na Figura 29.

Figura 29. Acoplamentos elásticos: a) de garras; b) de pinos.

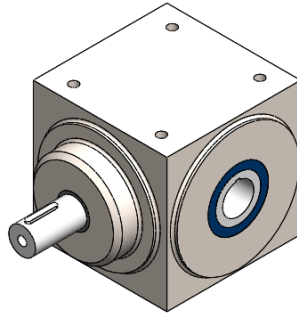


Fonte: Autoria própria (2020).

5.1.4 Caixa de transmissão angular

A caixa transmissão angular é utilizada quando o objetivo de transmissão definido em projeto é angular, quando é necessária uma mudança de direção ou o aumento da quantidade de eixos de saída. Sua grande vantagem é que ela pode ser montada em várias posições ou combinações, fornecendo uma solução compacta para transmissão de torque em espaços pequenos, pois seu formato retangular e tendo todas as faces usinadas proporciona flexibilidade, conforme mostrado na Figura 30 a seguir.

Figura 30. Caixa de transmissão.

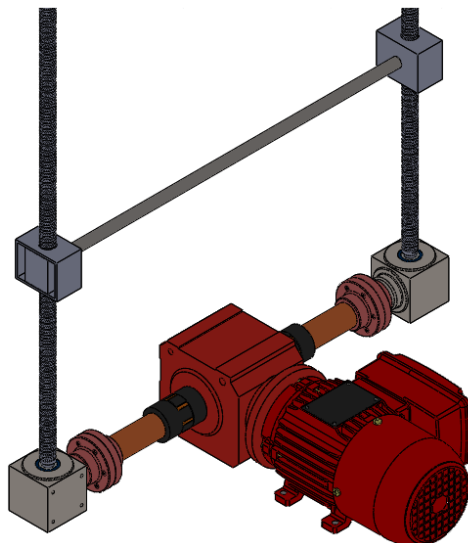


Fonte: Autoria própria (2020).

Sendo capaz de mudar a direção de uma transmissão de forma eficaz e com segurança, faz com que seja um dos dispositivos mais usados em vários implementos agrícolas, como também é utilizada em equipamentos industriais de média potência.

Além disso, a caixa de transmissão angular é de fácil instalação e não exige quase nenhuma manutenção, mesmo depois de vários períodos de uso. Oferecendo várias disposições de eixo e opções de várias relações exatas, conforme mostrado nas especificações no Anexo H, e para o projeto em questão será utilizado a relação de 1:1. Isso é bastante útil quando se lida com um projeto de sistema de transmissão sincronizado o que justifica a sua utilização neste projeto em questão, além de permitir o acoplamento de parafusos de potência, conforme mostrado na Figura 31 a seguir.

Figura 31. Caixa de transmissão sendo utilizada no sistema de elevação por fuso.



Fonte: Autoria própria (2020).

5.1.5 Mancal de rolamento radial

Ao selecionar rolamentos para qualquer finalidade, tem que ter a certeza de que obterá o nível desejado de desempenho do equipamento e pelo menor custo possível. Robustez também é muito importante, pois as condições em que o equipamento é montado, operado e mantido podem não ser conhecidas com precisão e podem variar ao longo do tempo.

Sendo assim, afim de selecionar um mancal que atenda o projeto utilizou-se como base o catálogo da fabricante TIMKEN, conforme mostrado no Anexo D, onde selecionou-se o mancal com diâmetro de 12 mm e modelo UCP201, conforme mostrado na Figura 32, ao qual suporta uma carga dinâmica de 12,8 Kn e estática de 6,7 Kn, tais cargas estão bem acima da que o projeto exige logo, servindo como fator de segurança para o projeto.

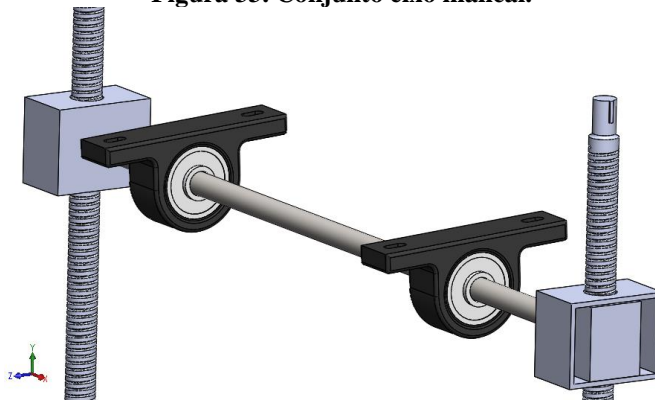
Figura 32. Mancal de rolamento modelo UCP200.



Fonte: TIMKEN (2018).

O projeto utilizará um conjunto de mancal, conforme mostrado na Figura 32, para sustentar um dos lados do transportador e também para permitir que ocorra a inclinação do mesmo, sendo assim será utilizado uma barra de Aço SAE 1020 de 12 mm de diâmetro que permitirá a ligação entre os mancais como também a ligação entre as porcas do parafuso, conforme mostrado na Figura 33.

Figura 33. Conjunto eixo mancal.



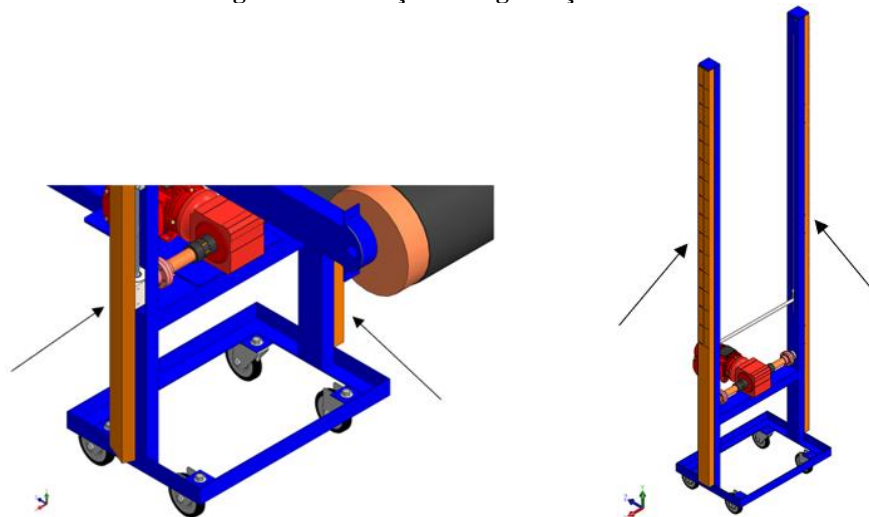
Fonte: Autoria própria (2020).

5.1.6 Proteções de partes rotativas

As medidas de prevenção, de acordo com a NR12, devem ser adotadas quando se trabalha próximo de partes rotativas e mecanismos acionados por motor elétrico e que podem entrar em contato com qualquer parte do corpo do operador, incluindo o cabelo ou a roupa de trabalho, estes mecanismos, devem ser adequadamente protegidos. Em qualquer caso, é necessário recolocar os dispositivos de segurança, quando forem removidos, depois de fazer a manutenção do equipamento. Utilizando a percepção de risco do operador, deve-se reconhecer os pontos de perigo e localizá-los na máquina, pois é um fator importante para a redução dos acidentes com este tipo de mecanismo, após conhece-los, evite abordá-los quando a máquina estiver em funcionamento, evitando fazer qualquer intervenção. Caso ocorra a necessidade deve-se aguardar até que a máquina seja desligada e todas as peças imobilizadas, assim reduzindo os acidentes com estes mecanismos.

Portanto, conforme mostrado na Figura 34, as setas indicam as proteções de segurança para os fusos de potência, que inibem qualquer contato acidental, dos operadores do equipamento, direto as partes girantes evitando assim acidentes de trabalhos. Além disso, as proteções também evitam o contato de sujeiras ou outras coisas que podem diminuir a eficiência dos fusos.

Figura 34. Proteção de segurança do fuso.

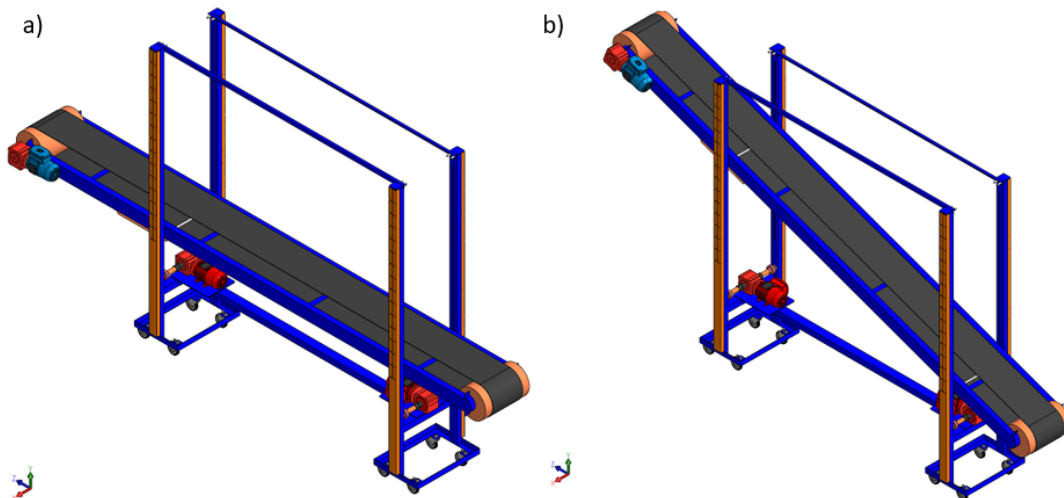


Fonte: Autoria própria (2020).

5.2 APRESENTAÇÃO DO EQUIPAMENTO FINAL

Portanto, após o desenvolvimento dos cálculos e as especificações do equipamento, projetou-se o sistema de elevação do transportador utilizando as ferramentas de um software CAD 3D. Pode-se ter uma visão geral do projeto final, conforme mostrado nas Figuras 35, na configuração horizontal a 1,5 m do solo e na configuração de inclinação máxima (20°) a 1,5 m do solo. As demais configurações estão no Apêndice A.

Figura 35. Transportador na configuração: a) Horizontal – 1500 mm; b) Inclinação de 20° - 1500mm.



Fonte: Autoria própria (2020).

5.3 CUSTO DO PROJETO

A estimativa do custo previsto para o projeto do equipamento, é importante para mostrar a viabilidade econômica de tudo aquilo que foi desenvolvido ao longo desse projeto. Para isso será levado em consideração os custos com os principais materiais e acessórios utilizados no decorrer do projeto, conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1. Custos totais do projeto do sistema de elevação.

Componentes	Quantidade	Preço Unit. (R\$)	Valor (R\$)
Motorreductor	2	R\$ 899,00	R\$ 1.798,00
Conjunto Fuso-Porca	4	R\$ 140,00	R\$ 560,00
Caixa de Transmissão	4	R\$ 210,00	R\$ 840,00
Acoplamento Elástico	8	R\$ 25,00	R\$ 200,00
Rolamento Axial	4	R\$ 20,00	R\$ 80,00
Mancal de Rolamento Radial	2	R\$ 35,00	R\$ 70,00
Chapa de Aço (2 mm)	1	R\$ 80,00	R\$ 80,00
Chapa de Aço (5 mm)	1	R\$ 120,00	R\$ 120,00
Eixo de Aço SAE 1020	1	R\$ 15,00	R\$ 15,00
Botão de Sobe e Desce	2	R\$ 50,00	R\$ 100,00
Acessórios	1	R\$ 300,00	R\$ 300,00
Serviços	1	R\$ 400,00	R\$ 400,00
TOTAL			R\$ 4.563,00

Fonte: Autoria própria (2020).

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este projeto teve por objetivo desenvolver um sistema de elevação para um transportador de correia utilizado em ensaios de transporte de materiais a granel, afim de variar a altura e inclinação do mesmo de tal forma que ocorra a redução no tempo de realização do experimentos e também a redução do esforço excessivo do operador e conseqüentemente a exposição ao ambiente, logo foi possível desenvolver o projeto detalhado do sistema de elevação atendendo todas as necessidades do mesmo.

Durante a realização do projeto verificou-se a possibilidade de ocorrência de falhas por tensões adversas sobre o parafuso de potência e a porca, desta forma foi realizado o cálculo das solicitações sobre o fuso e feito uma análise de tensões, tais como: tensão de cisalhamento, tensão normal axial, tensão de sustentação superficial, tensão de flexão, tensão de Von Mises e tensão máxima de cisalhamento, verificando que o fuso de potência possui um fator de segurança considerável e que as tensões não ultrapassam a tensão admissível do material do fuso, por isso falhas por esforços excessivos não ocorrerá neste projeto.

Realizou-se também, durante o trabalho, os cálculos necessários da transmissão de potência para o sistema de elevação, desenvolvendo assim o dimensionamento e a seleção criteriosa dos componentes principais para a elevação do transportador, como: motorreduzido, parafuso de potência, tipo de acoplamento elástico e a caixa de transmissão.

Por fim, conclui-se que todos os objetivos propostos foram atingidos, sendo que com o estudo também foi possível colocar em prática muitos dos conceitos aprendidos na sala de aula durante a graduação. Importante ressaltar que este projeto abrange diversas áreas de estudo do curso de Engenharia Mecânica, como: elementos de máquinas, resistências dos materiais, mecânica dos sólidos entre outras áreas, servindo de base para estudos futuros.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para futuras pesquisas recomenda-se os seguintes trabalhos aplicados ao sistema de elevação e ao transportador de correia:

- Realizar a simulação dos componentes de máquinas por métodos de elementos finitos;
- Adequar o transportador de correia para a segurança dos operadores segundo a NR 12;
- Realizar a automatização do sistema elétrico do transportador para que tenha uma maior precisão;
- Realizar ensaios experimentais com material granel no transportador de correia.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14762**: Dimensionamento de estruturas de aço constituídas por perfis formados a frio. Brasil, ABNT. 2010.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6177**: Transportadores contínuos – Transportadores de correia - Terminologia. Brasil, ABNT. 2016.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6327**: Cabo de aço para uso geral - Cabos de Aço e Acessórios. Brasil, ABNT. 2004.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6502**: Rochas e solos, ABNT. 1995.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8400**: Equipamentos de elevação e movimentação de carga - Regras para projeto, ABNT. 2019.
- CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) - **Belt Conveyors for Bulk Materials**. 6th edition, p. 567, 2007.
- CIMAF. **Manual Técnico. Cabos de Aço**, Osasco, SP. Ago. 2012. Disponível em:< <https://www.aecweb.com.br/cls/catalogos/aricabos/CatalogoCIMAF2014Completo.pdf>> Acesso em: 20 dez. 2019.
- Environmental Protection Agency (EPA) [homepage on the internet]. Available from: Acesso em 12-2019. Search PM10 and PM2.5.
- FERREIRA, F. M. **Otimização do projeto de pátios de homogeneização através do método da simulação condicional**. Escola Politécnica da USP, 1989.
- JULIÁ, A. F. **Desenvolvimento de um modelo de simulação para dimensionamento de um Sistema integrado patio-porto na cadeia do minério de ferro**. Universidade de são paulo escola politécnica. São Paulo, 2010.
- JUVINALL, R. C. e MARSHEK, K. M. 2008. **Fundamentos do Projeto de Componente de Máquinas**. 4ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- LEAL FILHO, L. S. **Pesquisa de metodologias de monitoramento de efluentes de uinas de tratamento de minérios**. Relatório FAPESP 93/4230-5. São Paulo, 1994.
- LEYVA, C., DESSAUNE, M. **Projeto de pontos de transferência de minérios: influência da geometria e das propriedades do material**. 62º CONGRESSO ANUAL DA ABM, 23 a 27 de julho, 2007, Vitória – ES.
- LEYVA, Carlos; DESSAUNE, Marcio. **Projeto de pontos de transferência de minérios: influência da geometria e das propriedades do material**. 62º CONGRESSO ANUAL DA ABM, 23 a 27 de julho, 2007, Vitória – ES.
- MCGLINCHEY, D. **Bulk solids handling - Equipment selection and operation**. Blackwell Publishing, 2008.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9ª. Ed. Tatuapé – SP, 2009. 376 p

NAKA, S. **Determinação das propriedades físicas dos grãos de mamona “guarani” visando armazenagem em silos verticais**. Universidade Estadual de Campinas – SP, 2010.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada** – 4. ed. – Porto Alegre: Bookman, 2013.

PALMA, G. **Pressões e fluxo em silos esbeltos ($h/d > 1,5$)**. Escola de Engenharia de São Carlos. USP, São Carlos, 2005.

PINHEIRO, J. C. C. **Projeto E Desenvolvimento De Uma Linha De Pontes Rolantes Padronizadas Para Uma Empresa Metal Mecânica**. Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul – Unijuí, 2015.

PIQUET, C. V. **Desenvolvimento de um laboratório de transportadores de correia em escala**. Universidade Federal do Pará. ITEC, Belém-PA, 2015.

RUDENKO, N. **Máquinas de elevação e transporte**. Tradução de João Plaza. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A. 1976.

SANTOS JÚNIOR, R. M. dos. **Procedimentos Experimentais para Avaliação da Emissão de Poeira em Manuseio de Minério**. 2018. 167 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético), Universidade Federal do Pará Tucuruí, PA.

SEW-EURODRIVER. **Catálogo de Motores DR**. Solução em movimento. Edição 05/2010. Disponível em: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11690798_G14.pdf>. Acesso em 20 dez. 2019.

SILVA, J. S.; FILHO, A. F. L.; NOGUEIRA, R. M.; VIEIRA, G.; **Manuseio de Grãos**. Viçosa, Cap 12, p.297-323, 2000.

SILVEIRA, Z. de C; SASAKI, K. S.; RIBEIRO, G. dos S. **Seleção e pré-dimensionamento de juntas mecânicas**. 2013. 181 f. Universidade de São Paulo. USP, São Carlos, SP.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

SWINDERMAN *et al.*, **Foundations**: Guia prático para um controle mais limpo, seguro e produtivo de pó e material a granel 4ª ed. Martin Engineering, Ltda: Neponset, Illinois, 2012.

TIMKEN. **Catálogo de Mancais com rolamento de esferas série U TIMKEN**. 2018. Disponível em: <<https://www.timken.com/resources/catalogo-de-mancais-de-rolamentos-de-esferas-serie-u/>>. Acesso em 15 fev. 2020.

TEIXEIRA, L. G. dos R. **Determinação das propriedades físicas e de fluxo do café para projeto estrutural de silos e equipamentos**. Universidade Federal de Lavras, UFLA, Minas Gerais, 2006.

WANGCHAI, S., HASTIE, D. B., WYPYCH, P. W. **The simulation of particle flow mechanisms in dustiness testes**: 11th International Congress on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation. The University of Newcastle, 2013.

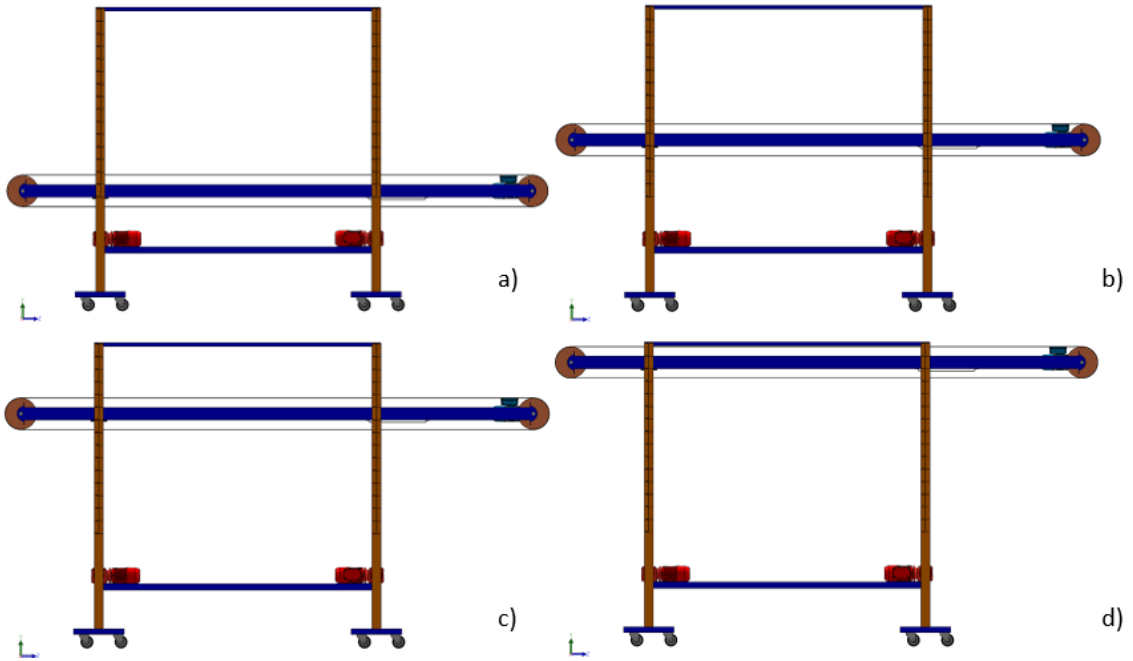
WICHROWSKI, C. da C. **Projeto de um dispositivo para levantamento e posicionamento de bobinas de cabos condutores**. 2015. 92 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade de Brasília, DF.

WOODCOCK, C.R.; MASON, J.S. **Bulk Solids Handling**: Na Introduction to the Practice and Technology. Glasgow: Leonard Hill, 1987.

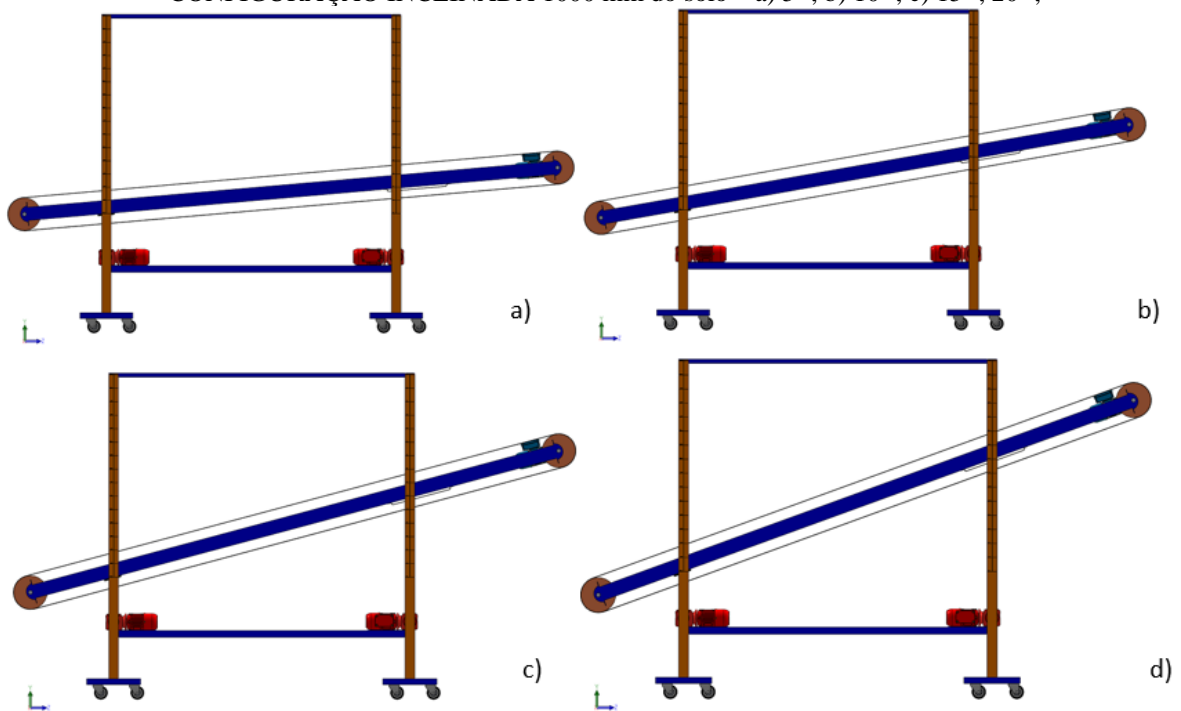
ZADOR, A. T. **Technology and economy of blending and mixin**. Bulk solids, Vol. 11, nº1. 1991.

APÊNDICE A – Configurações possíveis do Projeto final de elevação.

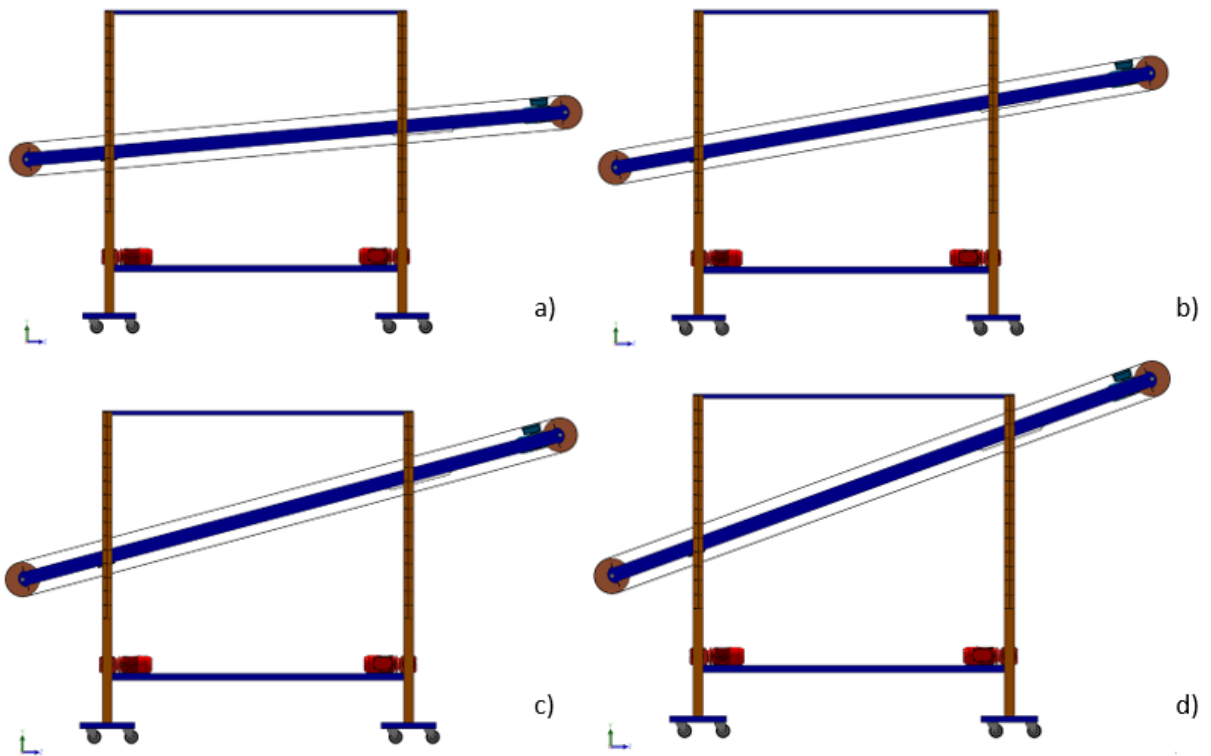
CONFIGURAÇÃO HORIZONTAL – a) 1000 mm; b) 1500 mm; c) 2000 mm; d) 2500 mm.



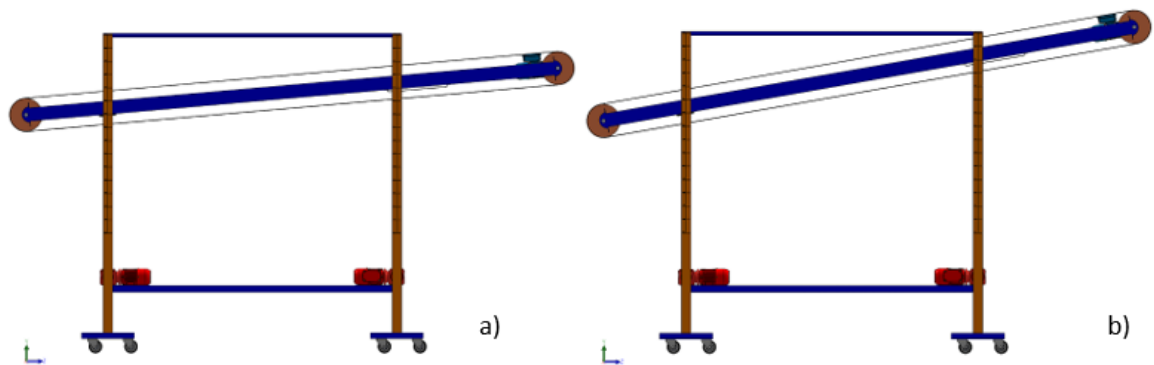
CONFIGURAÇÃO INCLINADA 1000 mm do solo – a) 5° ; b) 10° ; c) 15° ; 20° ;



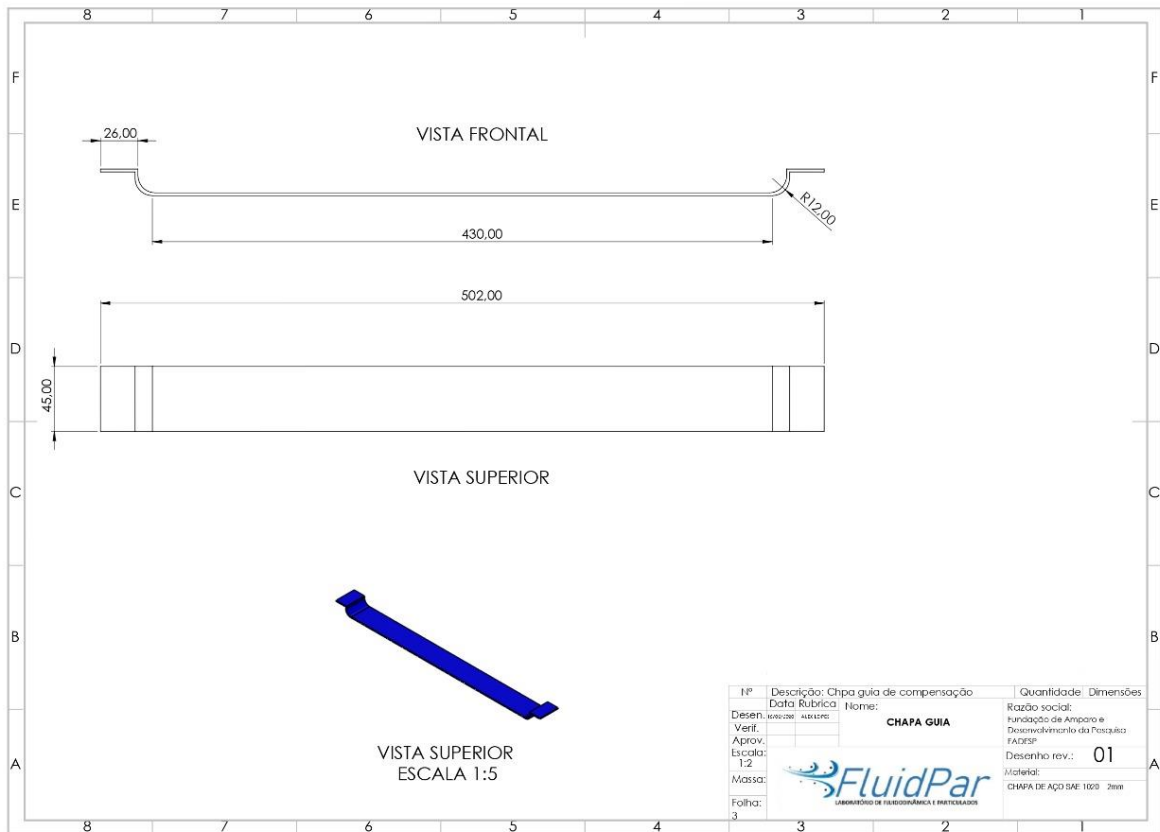
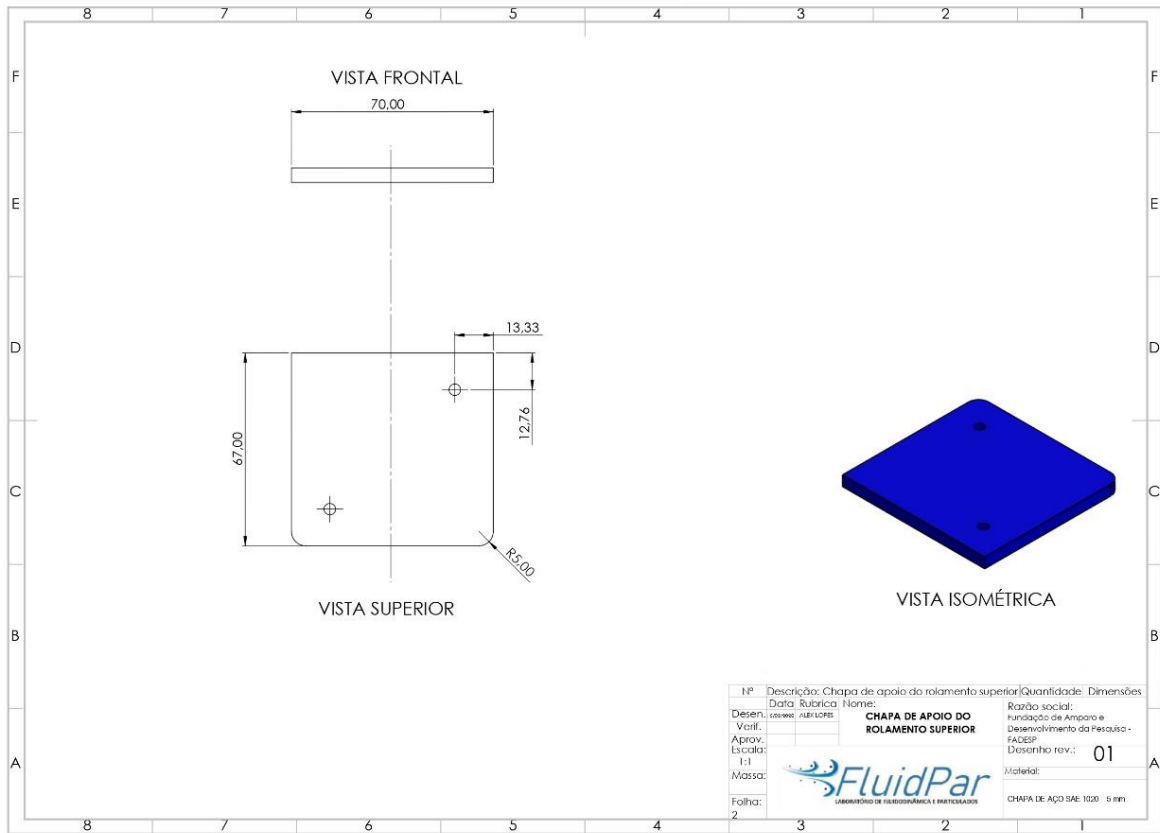
CONFIGURAÇÃO INCLINADA 1500 mm do solo – a) 5° ; b) 10° ; c) 15° ; 20° ;

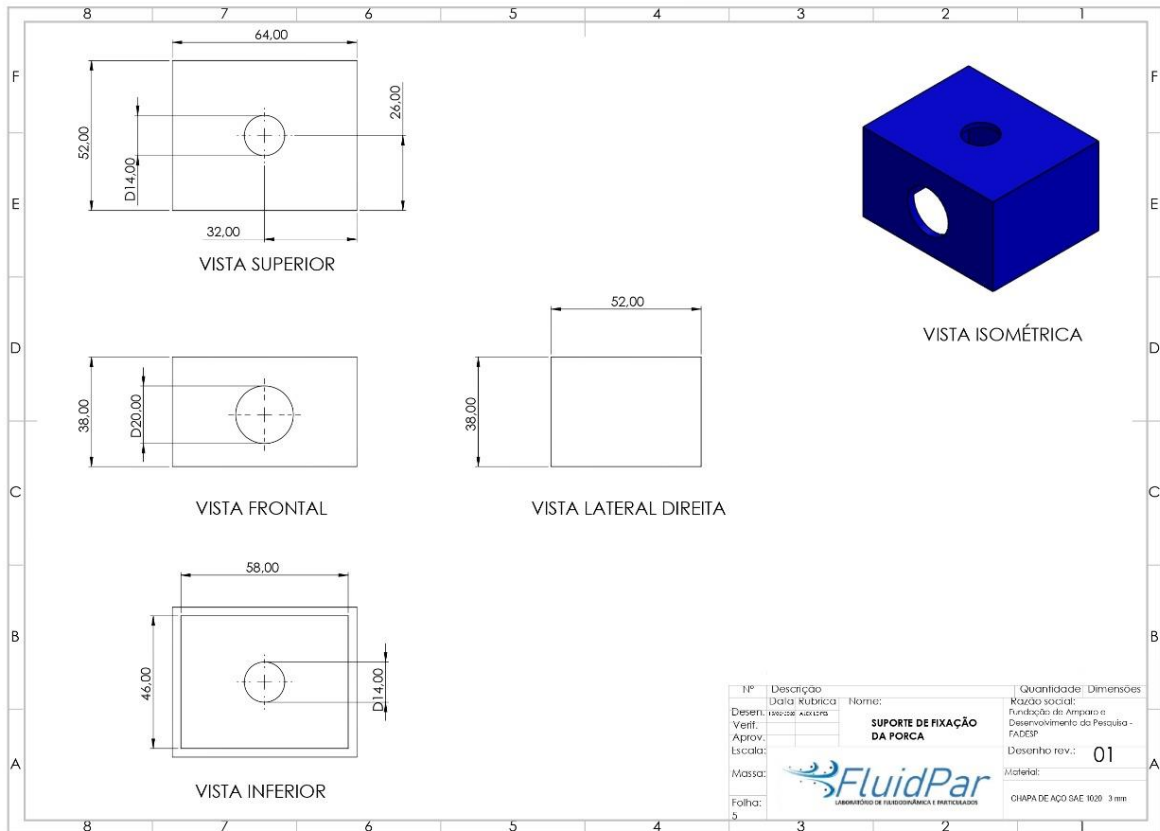
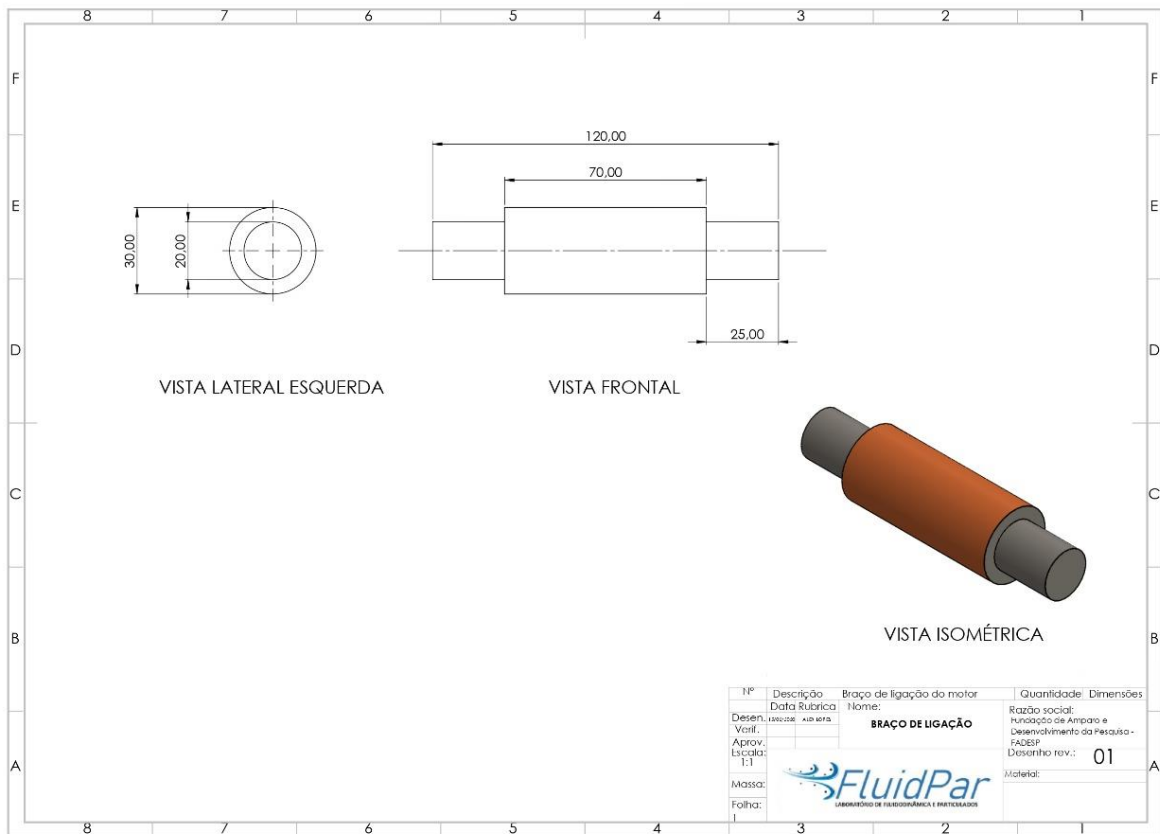


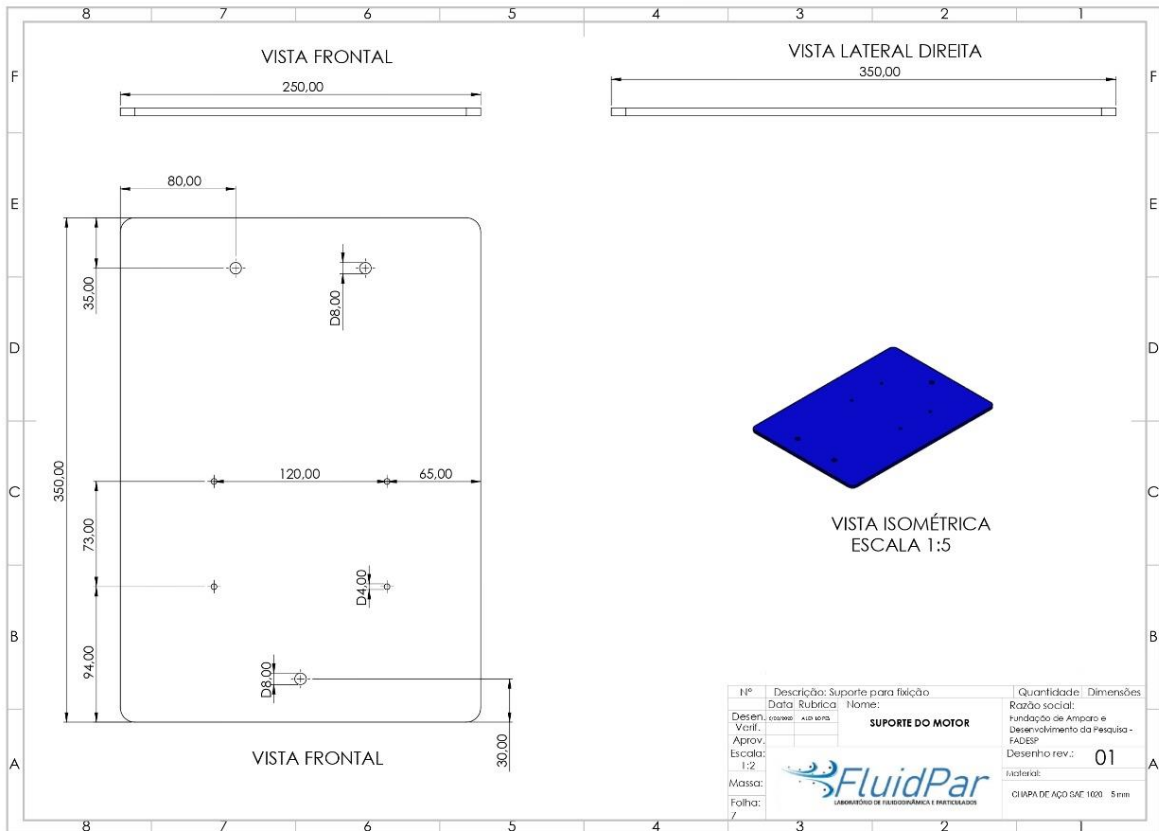
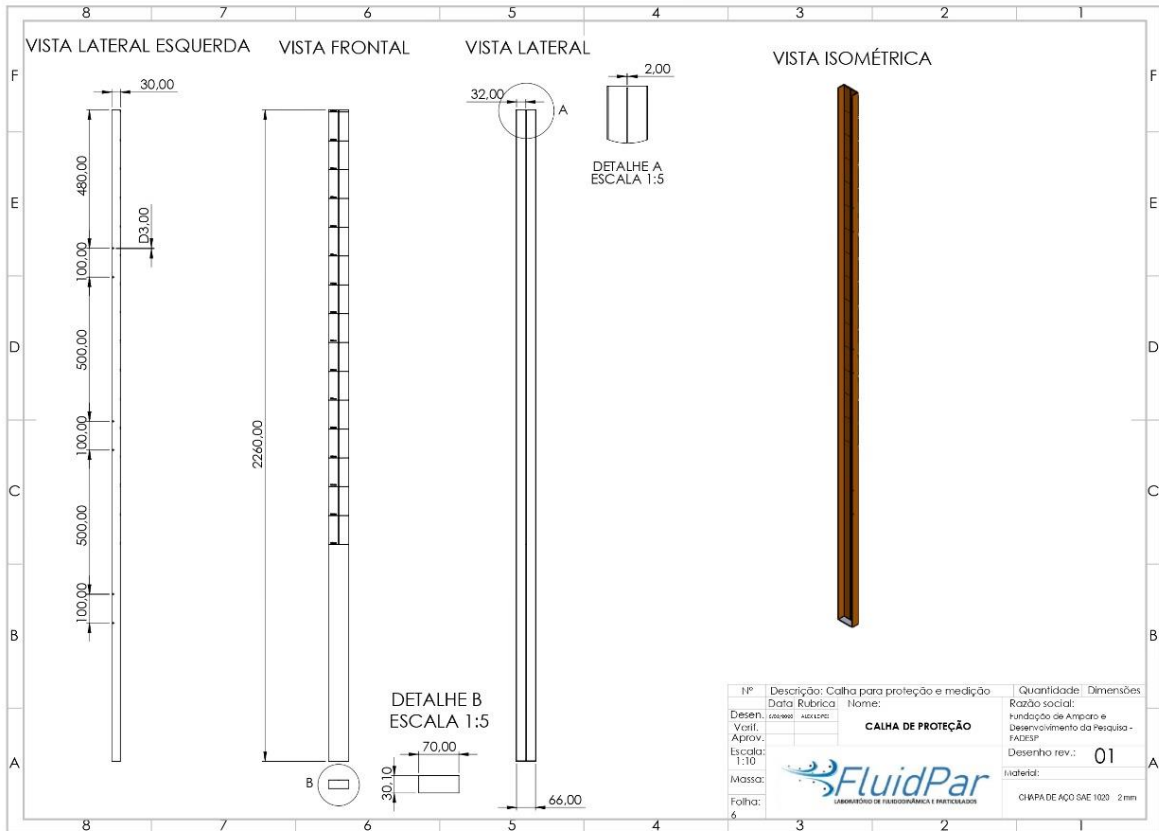
CONFIGURAÇÃO INCLINADA 2000 mm do solo – a) 5° ; b) 10°

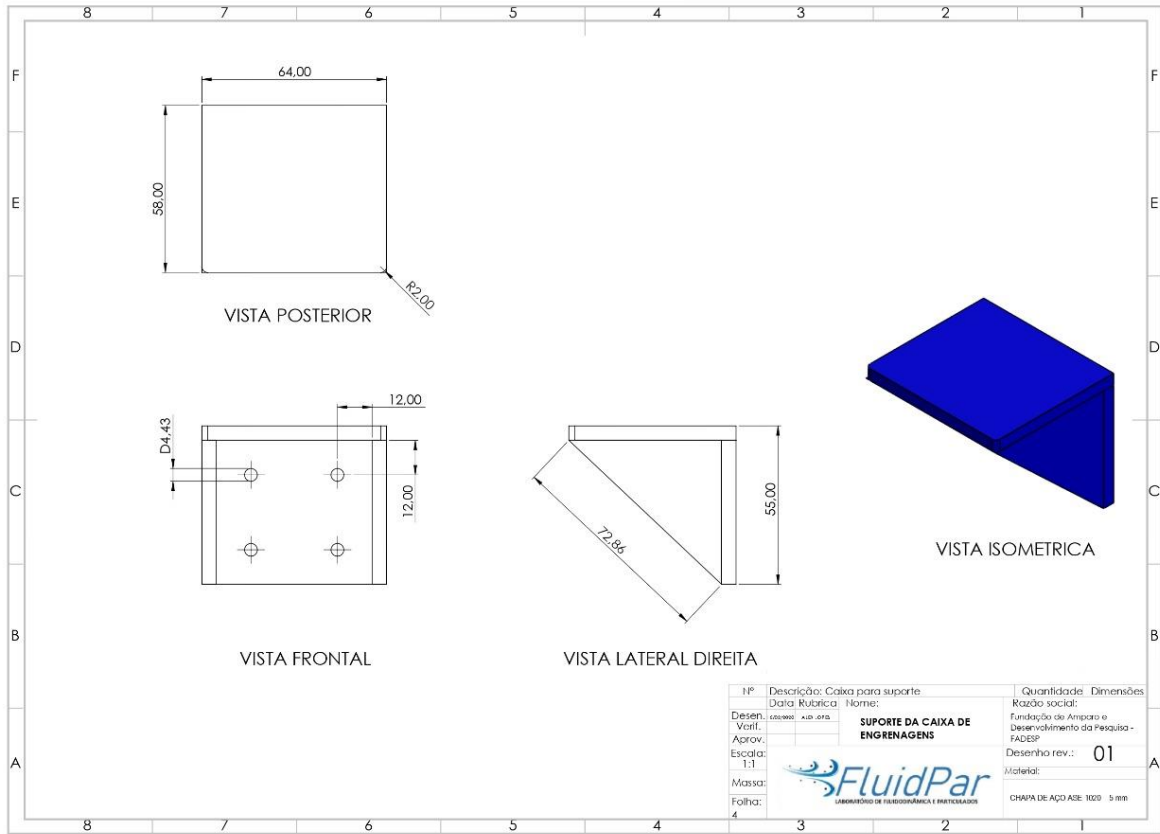


APÊNDICE B – Desenho técnico dos componentes que serão fabricados.









ANEXO A – Dimensões de fusos trapezoidais conforme norma DIN 103.



Trapezoidal thread according to DIN 103

Nominal dimension for thread profiles

Thread profile dimensions in mm: 1,5 -12 mm

P	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
a_0	0,15	0,25	0,25	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$h_3 - H_4$	0,9	1,25	1,75	2,25	2,75	3,5	4	4,5	5	5,5	6,5
H_1	0,75	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6
R_1 max.	0,075	0,125	0,125	0,125	0,125	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
R_2 max.	0,15	0,25	0,25	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Thread profile dimensions in mm: 14 - 44 mm

P	14	16	18	20	22	24	28	32	36	40	44
a_0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$h_3 - H_4$	8	9	10	11	12	13	15	17	19	21	23
H_1	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22
R_1 max.	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
R_2 max.	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Dimensions in mm

Nominal dimension of thread d			Pitch P	Pitch diameter $d_2 = D_2$	External diameter D_4	Core diameter	
Array 1	Array 2	Array 3				d_3	D_1
8			1,5	7,250	8,300	6,200	6,500
			2	8,000	9,500	6,500	7,000
	9		1,5	8,250	9,300	7,200	7,500
			2	9,000	10,500	7,500	8,000
10			1,5	9,250	10,300	8,200	8,500
			2	10,000	11,500	8,500	9,000
	11		2	10,000	11,500	8,500	9,000
			5	9,500	11,500	7,500	8,000
12			2	11,000	12,500	9,500	10,000
			3	10,500	12,500	8,500	9,000
	14		2	13,000	14,500	11,500	12,000
			3	12,500	14,500	10,500	11,000
16			2	15,000	16,500	13,500	14,000
			4	14,000	16,500	11,500	12,000
	18		2	17,000	18,500	15,500	16,000
			4	16,000	18,500	13,500	14,000
20			2	19,000	20,500	17,500	18,000
			4	18,000	20,500	15,500	16,000

ANEXO B – Tabela de fuso de rosca do - Catálogo BIMECCANICA.



• **BASIC THEORETICAL TABLE** (Values not "ABSOLUTE" but recommended and to be taken into consideration with client's own assessment of their merits)

Sizing with maximum values for dynamic vertical movements (when lifting) with bronze lead nut and trapezoidal screw with max. length 100 times its diameter, constrained at both ends with appropriate supports and bearings. Values valid on movements alternating with 50% stops, motion to the TR screw with gear - motor (inverter driver for heavy loads) load on guides with ball bearings sliding blocks and safety lead nuts where there is a risk of injury.

The values can be used on mechanisms where the load, as previously stated, slides on guides with ball-bearings or similar, in such a way that only the axial load weighs on the screw. The calculations are based upon a contact speed for the threaded profile of 25 metres/minute and a pressure on the first thread of 0,4 kg/mm² (this can be increased up to 0,8 kg/mm² by proportionally decreasing the contact speed) with good lubrication using a specific grease. Exceeding these values requires specific technical tests, please contact our technical office.

CALCULATION METHODS FOR MULTIPLE USES STARTING FROM THE VALUES IN THE "BASIC TABLE"

The calculation ratio is inversely proportional between factor "A" and factors "B" and "C". Reducing the Rotation Speed "A" of the trapezoidal screw as a percentage allows an increase of the same percentage of the Load "B" and the Torque "C". Alternatively it can be used inversely, firstly increasing the Load "B" and the Torque "C" and reducing the Speed "A" by the same percentage.

MEASUREMENTS WHICH NORMALLY DO NOT VARY							PROPORTIONAL DECREASING VALUES			PROPORTIONAL INCREASING VALUES			
TRAPEZOIDAL THREAD	STANDARD/NOMINAL LEAD NUT LENGTH	STANDARD/NOMINAL LEAD NUT	NUMBER OF CATCHING	CONTACT SURFACE OF ONE THREAD ON "dm"	CONTACT SURFACE OF THE WHOLE LEAD NUT PROFILE ON "dm"	LINEAR CONTACT SURFACE OF THE "dm" ON ONE THREAD	η EFFICIENCY (≈0,10) with good lubrication	MAXIMUM SPEED		CONTACT SPEED	MEAN PRESSURE DISTRIBUTED OVER LEAD NUT THREADS	PRESSURE ON THE FIRST THREAD (1/3 of the entire lead)	TORQUE NECESSARY FOR LIFTING (Service factor FS 2.5)
								Revs./min.	mm (linear) per minute				
TR x Ø x PITCH	mm	n.	mm ²	mm ²	mm	-							
TR 10x2	20	10	28,3	283	28,3	0,40	883	1.766	25	30	0,11	0,36	0,60
TR 10x3	20	6,7	40	268	26,7	0,51	936	2.808	25	40	0,15	0,34	0,95
TR 12x3	22	7,3	49,5	361	33	0,46	757	2.271	25	51	0,15	0,35	1,33
TR 14x3	25	8,3	58,9	489	39,2	0,42	637	1.911	25	63	0,13	0,36	1,80
TR 14x4	25	6,3	75,4	475	37,7	0,50	663	2.652	25	76	0,16	0,34	2,43
TR 16x4	30	7,5	88	660	44	0,46	568	2.272	25	91	0,14	0,35	3,15
TR 18x4	35	8,7	100,4	873	50,2	0,43	498	1.992	25	107	0,13	0,36	3,98
TR 20x4	40	10	113	1.130	56,5	0,40	442	1.768	25	122	0,11	0,36	4,83
TR 22x5	40	8	153	1.224	61,2	0,44	408	2.040	25	162	0,14	0,36	7,40
TR 24x5	45	9	168	1.512	67,5	0,41	370	1.850	25	181	0,12	0,36	8,73
TR 25x5	45	9	177	1.593	70,7	0,40	353	1.765	25	190	0,12	0,36	9,40
TR 26x5	45	9	185	1.665	73,8	0,39	338	1.690	25	200	0,13	0,37	10,15
TR 28x5	50	10	200	2.000	80	0,37	312	1.560	25	219	0,11	0,37	11,68
TR 30x6	50	8,3	255	2.116	84,8	0,40	295	1.770	25	274	0,13	0,36	16,25
TR 32x6	50	8,3	273	2.266	91	0,39	275	1.650	25	297	0,14	0,37	18,38
TR 35x6	60	10	300	3.000	100	0,36	250	1.500	25	331	0,12	0,37	21,78
TR 36x6	60	10	312	3.120	104	0,36	240	1.440	25	343	0,11	0,37	23,00
TR 40x7	65	9,3	403	3.748	115	0,37	217	1.519	25	440	0,12	0,37	33,28
TR 45x8	80	10	516	5.160	129	0,37	194	1.552	25	564	0,11	0,37	48,20
TR 46x8	80	10	528	5.280	132	0,37	190	1.520	25	579	0,11	0,37	50,25
TR 50x8	80	10	580	5.800	145	0,35	172	1.376	25	640	0,12	0,37	58,83
TR 55x9	95	10,6	714	7.568	159	0,35	157	1.413	25	788	0,11	0,37	80,20
TR 60x9	95	10,6	784	8.310	175	0,33	143	1.287	25	874	0,11	0,37	94,60
TR 65x10	95	9,5	940	8.930	188	0,34	133	1.330	25	1.048	0,12	0,37	123,78
TR 70x10	120	12	1.020	12.240	204	0,32	123	1.230	25	1.143	0,10	0,37	142,38
TR 75x10	120	12	1.100	13.200	220	0,30	114	1.140	25	1.218	0,10	0,37	159,60
TR 80x10	120	12	1.175	14.100	235	0,29	106	1.060	25	1.333	0,10	0,38	183,28
TR 90x12	150	12,5	1.584	19.800	264	0,30	95	1.140	25	1.782	0,10	0,38	273,12
TR 100x12	150	12,5	1.770	22.125	295	0,28	85	1.020	25	2.011	0,10	0,38	335,82

- A = SPEED** (n° screw revolutions - mm movement - metres contact)
- B = LOAD** during lifting with guides (weight Kg - pressure Kg/mm²)
- C = TORQUE** (required force Nm)

- The values listed above can be used for applications with bronze lead nuts under the above-mentioned conditions with our threaded bars for the entire range of steels types.
- For vertical/oblique lifting, with screw always constrained at both ends, we suggest using our threaded bar in R80 steel or higher quality R100 steel.
- Use of threaded bars with lengths 100 times diameter always constrained at both ends:

First calculate the required values for the screw with a length of 100 times its diameter according to the basic table; access the percentage of exceeding screw length and remove half of the above-mentioned exceeding percentage from values "A", "B" and "C". E.g.: if there is 50% excess screw length (over 100 times its diameter) the values "A" "B" and "C" obtained from the initial calculation are reduced by 25%.

N.B. The STATIC LOAD on the bronze lead nut is variable until it reaches the maximum values 10 times greater than the maximum DYNAMIC LOAD shown in the BASIC THEORETICAL TABLE, with the exception of peak loads that will require specific assessment according to safety regulations contained in Machinery Normatives. To reach the maximum STATIC LOADS mentioned, the threads for fitting the fixed and mobile supports must be well made from materials having a tensile strength of 50 kg/mm², except for applications using aluminium alloy with lower loads using standard 8,8 or A2 steel bolts with the bolt thread captured equal to two times the diameter of the thread itself (example: 8mm diameter bolt needs at least 16mm of thread captured).

For greater security in preventing loosening we suggest using "Nord lock" (wedge lock) washers when mounting the bolts.

A

B

C

VARIATION OF VALUES "B" FOR HORIZONTAL LOAD: CAN BE INCREASED UP TO 400% WITHOUT VARIATION OF FACTORS "A" AND "C"

SELECTION OF GEARMOTOR WITH OUTPUT VALUE "C": with no variation in value B in horizontally value C is reduced by 75%. FOR HEAVY LOADS use a drive with inverter.

Photos, diagrams and technical data are the exclusive property of Bimeccanica srl. All rights reserved

ANEXO C – Propriedades mecânicas de alguns aços_carbono – Norton, L. Robert.

992

Apêndice A PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

Tabela A-9 Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono

Dados de várias fontes. * Valores aproximados. Consulte os fabricantes de materiais para informações mais precisas

Número SAE / AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	(%)	-HB
1010	laminado a quente	26	179	47	324	28	95
	laminado a frio	44	303	53	365	20	105
1020	laminado a quente	30	207	55	379	25	111
	laminado a frio	57	393	68	469	15	131
1030	laminado a quente	38	259	68	469	20	137
	normalizado a 1650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado a frio	64	441	76	524	12	149
	temperado e revenido a 1000°F	75	517	97	669	28	255
	temperado e revenido a 800°F	84	579	106	731	23	302
	temperado e revenido a 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado a quente	40	276	72	496	18	143
	laminado a frio	67	462	80	552	12	163
1040	laminado a quente	42	290	76	524	18	149
	normalizado a 1650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado a frio	71	490	85	586	12	170
	temperado e revenido a 1200°F	63	434	92	634	29	192
	temperado e revenido a 800°F	80	552	110	758	21	241
	temperado e revenido a 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado a quente	45	310	82	565	16	163
	laminado a frio	77	531	91	627	12	179
1050	laminado a quente	50	345	90	621	15	179
	normalizado a 1650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado a frio	84	579	100	689	10	197
	temperado e revenido a 1200°F	78	538	104	717	28	235
	temperado e revenido a 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	temperado e revenido a 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado a quente	54	372	98	676	12	200
	normalizado a 1650°F	61	421	112	772	18	229
	temperado e revenido a 1200°F	76	524	116	800	23	229
	temperado e revenido a 800°F	97	669	140	965	17	277
	temperado e revenido a 400°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado a quente	66	455	120	827	10	248
	normalizado a 1650°F	72	496	147	1 014	9	13
	temperado e revenido a 1200°F	80	552	130	896	21	269
	temperado e revenido a 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	temperado e revenido a 400°F	118	814	183	1 262	10	375

*SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

ANEXO E – Dados técnicos e dimensionais dos motores CA Série DR - catálogo SEW.

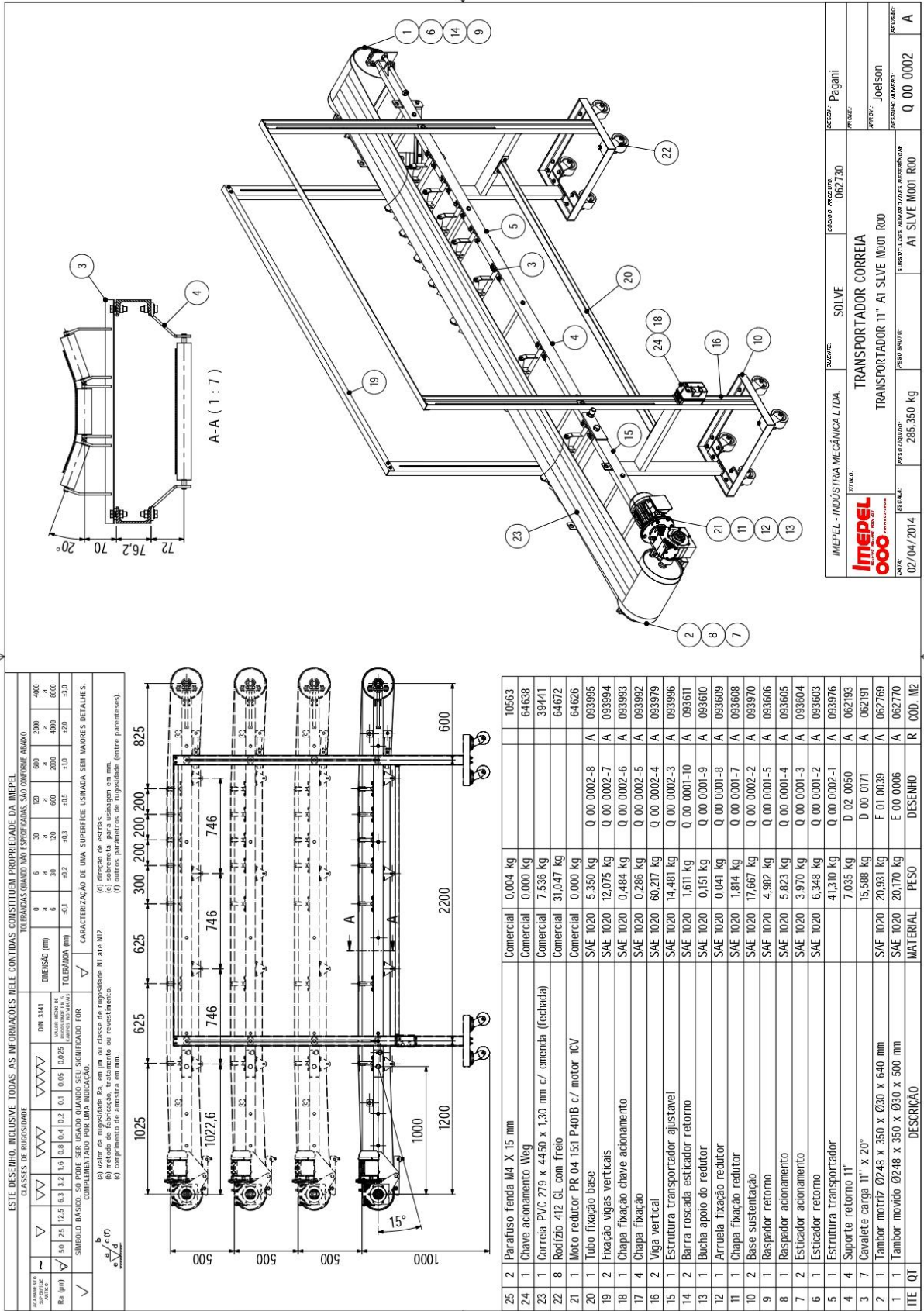
1800 rpm - S1

Tipo do motor	$\frac{P_N}{C_N}$ [kW] [Nm]	n_N [rpm]	I_N 380 V [A]	$\cos\phi$	$\eta_{75\%}$ $\eta_{100\%}$ [%] ³	I_p/I_N	C_p/C_N C_H/C_N	m [kg] ⁴	J_{Mot} [10 ⁻⁴ kgm ²]	BMG.. BR.. BE..	Z_0 BG ¹ BGE ² [1/h]	M_B [Nm] ⁵	m [kg] ⁶	J_{Mot_B} [10 ⁻⁴ kgm ²]
DFT56M4*	0.10 0.66	1600	0.58 ⁷⁾	0.69	- 69.0	3.0	2.2 1.9	8)	1.1	BMG02	8000 -	0.8	8)	1.2
DFT56L4*	0.15 0.72	1600	0.82 ⁷⁾	0.70	- 65.7	2.8	2.2 2.0	8)	1.1	BMG02	8000 -	1.2	8)	1.2
DFR63S4*	0.12 0.68	1680	0.41	0.69	- 64.2	3.6	2.4 2.2	6.1	3.6	BR03	10000 -	2.4	7.6	4.8
DFR63M4*	0.18 1.06	1620	0.58	0.78	- 60.3	3.2	1.8 1.7	6.1	3.6	BR03	10000 -	3.2	7.6	4.8
DFR63L4*	0.25 1.49	1600	0.72	0.81	- 65.1	3.1	1.8 1.7	6.7	4.4	BR03	10000 -	3.2	8.2	5.6
DZ71K4*	0.15 0.85	1680	0.62	0.7	- 69.0	3.5	2.0 2.1	5.7	2.62	BMG05	9000 9900	2.5	8.6	3.52
DZ71C4*	0.25 1.4	1680	0.84	0.72	- 69.0	4.8	2.4 2.4	6.7	4.37	BMG05	8000 9000	5	9.6	5.27
DRS71S4	0.37 2.10	1700	1.11	0.69	71.3 72.3	4.2	1.9 1.9	7.8	4.9	BE05	4800 7600	5	10.2	6.2
DRS71M4	0.55 3.10	1690	1.51	0.71	76 75.4	4.3	2.2 2.1	9.1	7.1	BE1	3300 8800	10	11.7	8.4
DRE80S4	0.75 4.20	1710	1.81	0.8	81.2 80.5	5.2	2.2 1.8	11.5	14.9	BE1	2800 7200	10	14.5	16.4
DRE80M4	1.1 6.1	1730	2.55	0.79	83.2 82.8	6.4	2.7 1.9	14.3	21.5	BE2	2800 7200	20	18	26
DRE90M4	1.5 8.4	1710	3.40	0.8	85.4 84.3	5.9	2.6 2.4	18.4	35.5	BE2	2300 6000	20	23	40
DRE90L4	2.2 12.3	1710	4.90	0.81	86.6 85.3	6.1	2.8 2.4	21.5	43.5	BE5	1800 4500	55	27.5	49.5
DRE100M4	3 16.7	1715	6.5	0.81	87.4 86.3	6.6	3.2 2.5	26	56	BE5	- 6800	55	32	62
DRE100L4	3.7 20.5	1715	8.1	0.81	88.7 87.5	6.7	3.6 3	29	68	BE5	- 3100	55	35	74
DRE112M4	4.5 24.5	1740	9.5	0.83	89.9 88.5	6.6	2.1 1.8	41.5	146	BE5	- 2500	55	50	151
DRE132S4	5.5 30.0	1750	11.2	0.84	90.5 89.6	7.3	2.2 1.9	46.5	190	BE5	- 2200	55	55	195
DRE132M4	7.5 41.0	1745	15.0	0.85	91.2 89.8	7.6	2.3 1.9	60	255	BE11	- 1600	110	75	265
DRE132MC4	9.2 49.5	1770	18.9	0.82	90.8 90.4	8.6	2.2 1.6	63	340	BE11	- 1200	110	78	355
DRE160S4	9.2 50	1760	19.0	0.82	91 90.2	7	2.5 1.8	80	370	BE11	- 1100	110	98	390
DRE160M4	11 60	1765	22.5	0.82	91.7 91	7.6	2.9 2.2	89	450	BE20	- 1000	200	115	500
DRE160MC4	15 81	1775	31.0	0.8	91.9 91.3	7.6	2.6 1.9	94	590	BE20	- 900	200	120	640
DRE180S4	15 81	1765	29.5	0.84	91.6 91.2	6.7	2.5 2	122	900	BE20	- 900	200	154	960
DRE180M4	18.5 100	1770	35.5	0.85	92.7 92.5	7.5	2.6 2	138	1110	BE20	- 800	200	170	1170
DRE180L4	22 119	1770	42.0	0.86	92.8 92.4	7.2	2.5 1.8	152	1300	BE30	- 590	300	192	1440
DRE180LC4	30 161	1775	58	0.84	93.6 93.1	6.4	2 1.6	161	1680	BE30	- 520	300	200	1820

Motores da classe de alto rendimento

Continuação da tabela na próxima página. Nota de rodapé na próxima página.

ANEXO F – Desenho técnico do transportador de correia – Catálogo IMEPEL.



IMEPEL - INDÚSTRIA MECÂNICA LTDA.	CALHAZE	SOLVE	DESENHO: Pagani
			PRELHE:
			APROV: Joelson
			DESENHO Nº: 000
			REVISÃO
			Q. 00 0002
			A

DATA: 02/04/2014

PESO BRUTO: 285,350 kg

DESENHO Nº: 000

REVISÃO: A

ITEM: TRANSPORTADOR CORREIA

ITEM: TRANSPORTADOR 11" A1 SILVE M001 R00

SUBSTITUIÇÕES, VARIANTEZ E APERFEIÇOAMENTOS: A1 SILVE M001 R00

OCORRÊNCIA: 062730

ANEXO G – Dados técnicos do acoplamento elástico - ROTEX.

ROTEX®
Acoplamento Elástico

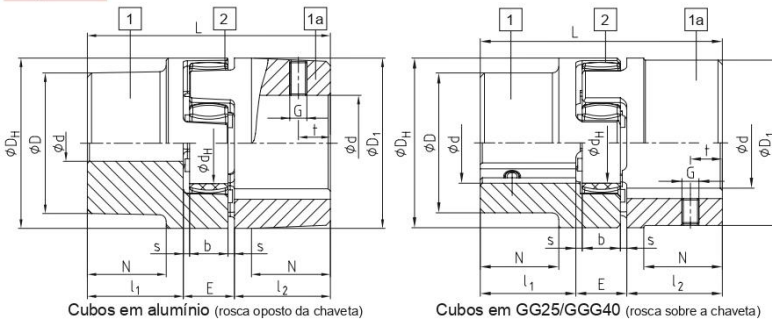


Tipo 001 - Fundição



- Acoplamento torsionalmente flexível, sem necessidade de manutenção preventiva.
- Excelente amortecimento de vibrações com 4 durezas de elastômeros (92, 95, 98 ShA e 64 ShD)
- Segurança de conexão em caso de falha do elastômero
- Montagem axial sem ferramentas e de fácil inspeção visual
- Estilo compacto com baixo efeito rotacional e alto torque devido à geometria das garras côncavas
- Instrução de montagem está disponível no site www.ktr.com

Componentes



Cubos em alumínio (rosca oposto da chaveta)

Cubos em GG25/GGG40 (rosca sobre a chaveta)

ROTEX® Alumínio (Al-D)																					
Tamanho	Compo- nente	Elastômero (parte 2) ¹⁾			Rotação [rpm]	Desalinhamento			Furação d máxima	Dimensões (mm)											
		Torque nominal [Nm]				ΔK_a [mm]	ΔK_r [mm]	ΔK_w [graus]/[mm]		Geral											
		92 ShA	98 ShA	64 ShD						L	l_1, l_2	E	b	s	D_H	D_Z	d_H	D, D_1	N	$G^{2)}$	t
19	1	10	17	-	19000	-0,5/+1,2	0,20	1,20 / 0,82	19	66	25	16	12	2	41	-	18	32	20	M5	10
	1a								19-24									41			
24	1	35	60	-	14000	-0,5/+1,4	0,22	0,90 / 0,85	24	78	30	18	14	2	56	-	27	40	24	M5	10
	1a								22-28									56			
28	1	95	160	-	11800	-0,7/+1,5	0,25	0,90 / 1,05	28	90	35	20	15	2,5	66	-	30	48	28	M8	15
	1a								28-38									66			
ROTEX® Ferro Fundido (GG25)																					
38	1								40									66			
	1a	190	325	405	9500	-0,7/+1,8	0,28	1,00 / 1,35	48	114	45						38	37	M8	15	
42	1								48	164	70							78			
	1a	265	450	560	8000	-1,0/+2,0	0,32	1,00 / 1,70	45	126	50						46	40	M8	20	
48	1								55	176	75							94			
	1a	310	525	655	7100	-1,0/+2,1	0,36	1,10 / 2,00	52	140	56						51	45	M8	20	
55	1								62	188	80							104			
	1a	410	685	825	6300	-1,0/+2,2	0,38	1,10 / 2,30	60	160	65						60	52	M10	20	
65	1								74	210	90							118			
	1a	625	940	1175	5600	-1,0/+2,6	0,42	1,20 / 2,70	74	210	90						60	120			
75	1	1280	1920	2400	4750	-1,5/+3,0	0,48	1,20 / 3,30	22-70	185	75	35	26	4,5	135	-	68	115	61	M10	20
	1a	1280	1920	2400	4750	-1,5/+3,0	0,48	1,20 / 3,30	30-80	210	85	40	30	5	160	-	80	135	69	M10	25
90	1	2400	3600	4500	3750	-1,5/+3,4	0,50	1,20 / 4,30	40-97	245	100	45	34	5,5	200	-	100	160	81	M12	30
	1a																				
ROTEX® Ferro Nodular (GGG40)																					
100	1	3300	4950	6185	3350	-1,5/+3,8	0,52	1,20 / 4,80	50-115	270	110	50	38	6	225	246	113	180	89	M12	30
110	1	4800	7200	9000	3000	-2,0/+4,2	0,55	1,30 / 5,60	60-125	295	120	55	42	6,5	255	276	127	200	96	M16	35
125	1	6650	10000	12500	2650	-2,0/+4,6	0,60	1,30 / 6,50	60-145	340	140	60	46	7	290	315	147	230	112	M16	40
140	1	8550	12800	16000	2360	-2,0/+5,0	0,62	1,20 / 6,60	60-160	375	155	65	50	7,5	320	345	165	255	124	M20	45
160	1	12800	19200	24000	2000	-2,5/+5,7	0,64	1,20 / 7,60	80-185	425	175	75	57	9	370	400	190	290	140	M20	50
180	1	18650	28000	35000	1800	-3,0/+6,4	0,68	1,20 / 9,00	85-200	475	195	85	64	10,5	420	450	220	325	156	M20	50

1) Torque máximo do acoplamento T_{Kmax} = torque nominal do acoplamento $T_{KN} \times 2$
2) A partir do tamanho ROTEX 65 o elastômero tem dureza de 95 Sh A.