

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

RAFAEL BATTISTIN

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE DISTRIBUIÇÃO DE POTÊNCIA PARA
UM IMPLEMENTO AGRÍCOLA AUTOPROPULSADO**

CAXIAS DO SUL

2016

RAFAEL BATTISTIN

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE DISTRIBUIÇÃO DE POTÊNCIA PARA
UM IMPLEMENTO AGRÍCOLA AUTOPROPULSADO**

Trabalho de conclusão da disciplina de Estágio II apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Elementos de máquinas
Supervisor: Prof. Me. Eng. Sergio da Silva Kucera

CAXIAS DO SUL

2016

RAFAEL BATTISTIN

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA DE DISTRIBUIÇÃO DE POTÊNCIA PARA
UM IMPLEMENTO AGRÍCOLA AUTOPROPULSADO**

Trabalho de conclusão da disciplina de Estágio II apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Elementos de máquinas

APROVADO EM 06/07/16

Banca examinadora:

Prof. Me. Eng. Sergio da Silva Kucera
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Eng. Marcos Alexandre Luciano
Universidade de Caxias do Sul – UCS

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

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo dimensionar uma caixa de distribuição de potência de um pulverizador autopropulsado. Desenvolvida no propósito de substituir uma transmissão por engrenagens helicoidais, essa transmissão foi construída a partir de experiências profissionais utilizando técnicas e componentes padronizados comuns na construção de transmissões por correias e polias. Mesmo havendo poucas referências sobre o assunto, foi possível o desenvolvimento do projeto a partir da bibliografia clássica de elementos de máquinas e catálogos técnicos de componentes. Desta forma, observou-se que a correia do sistema não era suficiente para transmitir toda a potência do motor, sendo necessário um acréscimo de 3 canais extras. A partir disso foi possível dimensionar os eixos do conjunto, que puderam ser fabricados em aço de baixo carbono não tratado termicamente, e com redução de 22% do material. Sua mancalização, antes feita por rolamentos de rolos cônicos e mancais em aço forjado, pode ser substituída por rolamentos de esferas montados em mancais usinados, reduzindo aproximadamente 50% do custo final. Os componentes foram então fabricados e ou adquiridos de acordo com as especificações do projeto e acoplados em um protótipo. Após o período de testes de 50 horas, tempo decorrente da primeira revisão do equipamento, uma análise feita no protótipo constatou que os novos componentes e ajustes corresponderam aos cálculos desenvolvidos.

Palavras-chave: Implemento agrícola. Pulverização agrícola. Transmissão. Correias e polias.

ABSTRACT

This study was designed to measure a power distribution box of a self-propelled sprayer. Developed in order to replace a transmission helical gears, this transmission was built from professional experience using common techniques and standard components in the construction of transmission by belts and pulleys. While there are few references on the subject, the project development from the classical literature of machine elements and technical catalogs of components was possible. Thus, it was observed that the belt system was not sufficient to transmit all the engine power, necessitating addition of 3 spare channels. From this it was possible to scale the axes of the set, which could be manufactured in low-carbon steel non heat-treated, and 22% reduction of the material. His mancalização before made by tapered roller bearings and bearing forged steel can be replaced by ball bearings mounted in machined bearings, reducing approximately 50% of the final cost. The components were then manufactured and or acquired in accordance with the specifications of the project and engaged in a prototype. After the period of 50 hours testing time due to the first review of the equipment, an analysis on the prototype found that the new components and settings corresponded to developed calculations.

Keywords: Agricultural implement. Agricultural spray. Transmission. Belts and pulleys.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Conceito geral do pulverizador autopropulsado	12
Figura 2 – Pulverizadores com suporte padronizado.....	13
Figura 3 – Pulverizador autopropulsado com cabine de proteção.....	14
Figura 4 – Trator Autopropulsado com motor Agrale	15
Figura 5 – Motor Yanamar (a) e Agrale (b).....	15
Figura 6 – Transmissão por engrenagens.....	16
Figura 7 – Transmissão por correias.....	17
Figura 8 – Correlação entre o limite de resistência à fadiga com o fator de resistência a tração e o número de ciclos para ensaios de flexão rotativa.....	20
Figura 9 – Chaveta plana.....	22
Figura 10 – Transmissão simples.....	23
Figura 11 – Esquema de forças atuantes.....	25
Figura 12 – Transmissão tipo serpentina.....	27
Figura 13 – Equacionamento complementar.....	28
Figura 14 – Rolamento de esferas.....	30
Figura 15 – Modelo de transmissão atual.....	32
Figura 16 – Etapas do projeto.....	33
Figura 17 – Esquema de acionamento do ventilador.....	35
Figura 18 – Posicionamento das polias e correias.....	38
Figura 19 – Montagem do protótipo em um sistema CAD.....	41
Figura 20 – Montagem do protótipo no equipamento.....	42
Figura 21 – Eixo com rasgo de chaveta de fundo plano em flexão e/ou tração.....	49
Figura 22 – Eixo com rasgo de chaveta com fundo plano em torção.....	50
Figura 23 – Sensibilidade ao entalhe por flexão.....	51
Figura 24 – Sensibilidade ao entalhe por torção.....	51

LISTA DE QUADROS E TABELAS

Quadro 1 – Requisitos e restrições.....	34
Quadro 2 – Comparativo dos elementos modificados.....	44
Tabela 1 – Seleção do fator de confiabilidade de ajuste de vida.....	31
Tabela 2 – Seleção do fator de impacto.....	31
Tabela 3 – Características mecânicas.....	34
Tabela 4 – Resumo dos diâmetros das polias do sistema.....	37
Tabela 5 – Resumo das cargas atuantes calculadas.....	39
Tabela 6 – Valores calculados para eixos.....	39
Tabela 7 – Seleção do fator a e b.....	47
Tabela 8 – Fator com relação a temperatura ambiente.....	48
Tabela 9 – Valores para fator de confiabilidade.....	48

LISTA DE SÍMBOLOS

A	– Área [m ²]
a	– Altura [m]
b	– Largura [m]
C	– Distância entre centros [m]
c	– Distância da fibra mais externa [m]
d	– Diâmetro [m]
E_a	– Deflexão da correia [mm]
F	– Força [N]
F_s	– Fator de serviço [-]
f_{cac}	– Fator de correção do arco de contato correia-polia [-]
f_{cc}	– Fator de correção do comprimento da correia [-]
h	– Fator de correção [-]
I	– Momento de inércia [m ⁴]
IF	– Fator de impacto [-]
i	– Relação de transmissão [-]
k	– Fator modificador devido a entalhes [-]
K_f	– Concentrador de tensão por flexão [-]
K_{fs}	– Concentrador de tensão por torção [-]
K_r	– Fator de confiabilidade [-]
L	– Comprimento da correia [m]
L_v	– Vida do mancal [-]
L_p	– Confiabilidade ajustada [-]
M	– Momento [Nm]
N_f	– Coeficiente de segurança a fadiga [-]
n	– Rotação [rpm]
n_{co}	– Número de correias [-]
P	– Potência [kW]
p	– Pressão [bar]
q	– Sensibilidade ao entalhe [-]
r	– Raio [m]
S_a	– Tensão estática da correia [Pa]

S_e	– Limite de resistência a fadiga [Pa]
S_e'	– Limite de resistência à fadiga corrigido [Pa]
S_1	– Tensão dinâmica do lado apertado da correia [Pa]
S_2	– Tensão dinâmica do lado frouxo da correia [Pa]
S_{ut}	– Resistência a tração do material [Pa]
T	– Torque [Nm]
T_{dym}	– Tensão resultante no eixo [Pa]
T_s	– Tensão estática por filetes [Pa]
V_p	– Velocidade periférica [m/s]
v	– Vazão [cm ³]
X_d	– Fator de carga radial dinâmica [-]
Y_d	– Fator de carga axial dinâmica [-]
Z	– Número de filetes [-]
α	– Arco de contato [graus]
β	– Ângulo de abraçamento [graus]
μ	– Coeficiente de atrito entre polia e correia [-]
σ	– Tensão [Pa]
τ_a	– Tensão de cisalhamento alternante [Pa]
τ_m	– Tensão de cisalhamento média [Pa]
ω	– Velocidade angular [rad/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1.	AMBIENTE DE ESTÁGIO.....	12
1.2.	JUSTIFICATIVA.....	14
1.3.	OBJETIVOS.....	17
1.3.1.	Objetivo geral	17
1.3.2.	Objetivos específicos	17
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1.	EIXOS.....	18
2.2.	CHAVETAS	22
2.3.	CORREIAS E POLIAS.....	23
2.3.1.	Transmissão por duas polias	23
2.3.2.	Transmissões de múltiplas polias	27
2.4.	MANCAIS DE ROLAMENTOS	29
2.4.1.	Mancais de esferas	29
3.	METODOLOGIA E EXECUÇÃO DO PROJETO	32
3.1.	CARACTERIZAÇÃO DO PROJETO ATUAL	32
3.1.1.	Etapas do desenvolvimento do projeto	33
3.2.	SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS	36
3.2.1.	Relações de transmissão	36
3.2.2.	Dimensionamento das correias	37
3.2.3.	Dimensionamento dos eixos	39
3.2.4.	Rolamentos e chavetas	40
3.3.	CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO	40
4.	RESULTADOS E DISCUÇÕES	43
5.	CONCLUSÃO	45
	REFERÊNCIAS	46

ANEXO A - FATORES MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA.....	47
ANEXO B - PARÂMETROS E CARACTERÍSTICAS DAS CHAVETAS.....	52
ANEXO C - FATOR DE SERVIÇO EM FUNÇÃO DO TIPO DE MOTOR E APLICAÇÃO.....	53
ANEXO D - SELEÇÃO DE DIÂMETROS EXTERNOS MÍNIMOS RECOMENDADOS PARA CORREIAS SUPER HC E HI-POWER II.....	54
ANEXO E - CLASSIFICAÇÃO DE POTÊNCIA POR CORREIA PARA PERFIL A..	55
ANEXO F - COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE CORREIAS E POLIAS.....	56
ANEXO G - CARACTERÍSTICAS QUE INFLUENCIAM NA ESCOLHA NO TIPO DE ROLAMENTO.....	57
ANEXO H - SELEÇÃO DO TIPO DE MANCAL ADEQUADO.....	58
ANEXO I - RESUMO DOS CÁLCULOS DESENVOLVIDOS.....	60

1 INTRODUÇÃO

No cenário agrícola, observa-se avanços em pesquisas voltadas ao controle de pragas nos cultivos rurais. Na descoberta de novas fórmulas de defensivos cada vez mais eficazes no seu controle, o objetivo de encontrar produtos que sejam menos agressivos ao homem e ao meio ambiente vem se tornando uma preocupação frequente.

Para o trabalho rural ser mais seguro e apropriado com esses novos métodos de controle biológico, observa-se a dificuldade de se encontrar equipamentos adequados para a função. Fernandes e Nardi (1980 apud PICININI et al., 1988) desenvolveram um multipulverizador para aplicação de defensivos montado sob uma carreta agrícola. Este invento proporcionava maior segurança e rendimento nas aplicações de defensivos químicos. Hoje em dia, esse tipo de equipamento é indispensável para essas atividades.

A partir desta proposta de veículo, os tratores, com grandes aprimoramentos mecânicos feitos para facilitar o trabalho no campo, se tornaram fundamentais para esta função. Possuindo uma construção convencional, com motor e transmissão montados em série, possuem suportes padronizados que podem receber equipamentos de diversas formas e funcionalidades diferentes, como por exemplo, roçadeiras, grampos, arados, pulverizadores, entre outros.

Entretanto cada região caracteriza-se pela sua forma geográfica; e a região sul, por exemplo, possui terrenos bastante acidentados em grande parte de sua extensão territorial. Isto, por sua vez, faz com que haja dificuldades em acessar plantações com alguns tipos de equipamento. Com sua forma construtiva, os tratores convencionais encontram algumas dificuldades nesse tipo de terreno, como por exemplo, instabilidade em plantações íngrimes, dificuldade em realizar manobras em espaços reduzidos.

A empresa POLVIRAMA é especializada em desenvolver equipamentos diferenciados, observando as dificuldades encontradas por agricultores em utilizar um trator convencional para determinadas funções. A partir disto a empresa desenvolveu uma família de veículos específicos para pulverização em espaços reduzidos e/ou de difícil acesso.

Trata-se de um pulverizador autopropulsado, com tração 4x4 permanente. Assim, na sua parte posterior conta com um reservatório para defensivos, a partir do

qual uma bomba envia o produto para os bicos de pulverização, arranjados perifericamente em uma estrutura que serve também para direcionar o fluxo de ar gerado por um ventilador. A figura 1 mostra o modelo básico do pulverizador autopropulsado, em vista global (a) e em detalhe do pulverizador atuando (b).

Figura 1 – Conceito geral do pulverizador autopropulsado



Fonte: Polvirama (2016)

Outro diferencial deste veículo é ser compacto e ter a capacidade de manobras em espaços reduzidos, como plantações de videiras ou pomares. Para se obter tais características, as quatro rodas são esterçáveis, e a configuração do trem de força foi desenvolvida visando ocupar o menor espaço possível no veículo. A disposição paralela e central entre a caixa de câmbio e motor, diferentemente dos tratores convencionais, se mostrou uma opção favorável para reduzir o comprimento total do equipamento.

1.1. AMBIENTE DE ESTÁGIO

A POLVIRAMA INDUSTRIA MECÂNICA foi fundada em 1997. Localizada em Caxias do Sul, atua no ramo agrícola desenvolvendo equipamentos diferenciados para pulverização em diversos tipos de culturas.

Por se tratar de uma empresa familiar de pequeno porte, possui apenas quatro funcionários. Desta forma, as atuações profissionais ocorrem de forma abrangente. Desde a nascimento de uma idéia para melhoria dos equipamentos ou a necessidade de se criar dispositivos para melhorar os seus produtos ou processos, essas tarefas podem ser abordadas por uma única pessoa, sendo ela responsável por desenvolvê-

la física ou graficamente ou até mesmo aprová-la no seu estado final. Uma das características da empresa é de receber críticas e sugestões dos seus clientes, e com isso, um melhor *feedback* do desempenho dos equipamentos em seu local de atuação. Isso faz com que os aprimoramentos dos produtos e até mesmo a criação de novas idéias, sejam desenvolvidas com maior facilidade. A figura 2 mostra alguns modelos de pulverizadores com suportes padronizados destinados ao uso em tratores convencionais. Os modelos diferem-se pela capacidade de armazenamento dos defensivos agrícolas.

Figura 2 – Pulverizadores com suporte padronizado



Fonte: Polvirama (2016)

Além desses produtos, a empresa oferece pulverizadores autopropulsados, que são o alvo de estudo deste projeto. Esse tipo de equipamento faz com que o trabalho de pulverização seja mais eficiente e ergonômico, se comparado a outros tipos de equipamento. Por se tratar de um veículo pulverizador, todos os acessórios necessários para a realização do trabalho estão incorporados na mesma máquina, facilitando o manuseio e manutenção. Com acessórios que podem aumentar a proteção individual diante dos produtos químicos utilizados e aumentar o conforto para se trabalhar em um ambiente com ruídos reduzidos e temperatura controlada, uma

cabine estrutural reforçada e climatizada pode ser uma opção ao cliente. A figura 3 mostra um pulverizador autopropulsado com cabine de proteção.

Figura 3 – Pulverizador autopropulsado com cabine de proteção



Fonte: Polvira (2016)

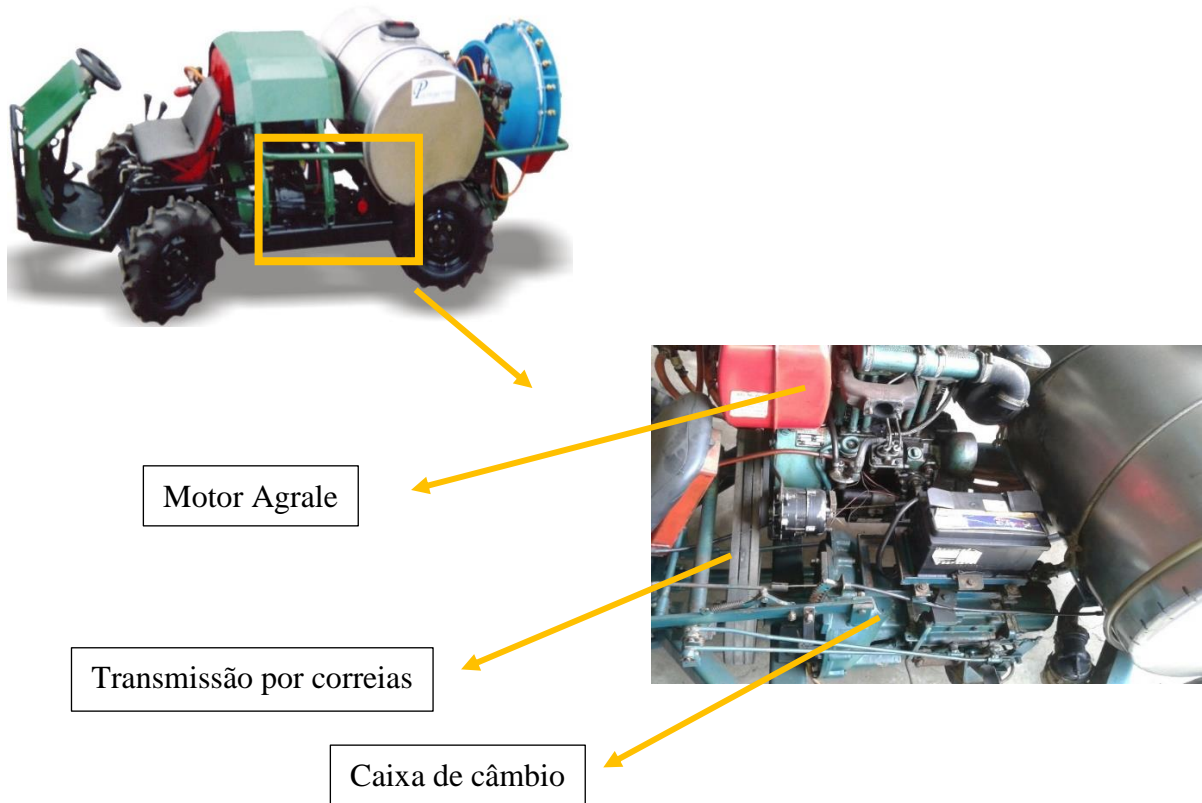
1.2. JUSTIFICATIVA

O fator importante do projeto é a evolução do equipamento para melhor atender as necessidades do cliente. Com o passar do tempo, novas técnicas e tecnologias foram surgindo para aprimorar os equipamentos, fazendo com que o trabalho seja cada vez mais eficaz e satisfatório. Para elevar os pulverizadores autopropulsados a um novo patamar, mudanças de projeto se fizeram necessárias, como por exemplo, acrescentar acessórios e aumentar a capacidade do equipamento para abranger uma gama maior de clientes. Utilizando um motor a combustão refrigerado a ar da marca Agrale, o equipamento cumpria com suas funções, porém, para continuar competitivo, essas mudanças forçaram a sua substituição.

Substituído por um motor refrigerado a água da marca Yanmar, esse modelo possui maior potência e menor emissão de ruídos em funcionamento. Essa substituição de propulsão alterou as tomadas de potência do equipamento, antes existentes nas partes frontal e traseira do motor, como mostra a figura 4, era possível através de uma transmissão simples por correias acionar a caixa de câmbio localizada paralelamente a ele. O modelo atual dispõe de apenas uma tomada de força, localizada na parte traseira do motor. Como a característica principal do equipamento

é ser compacto, não era possível acoplar a caixa de câmbio diretamente ao novo motor.

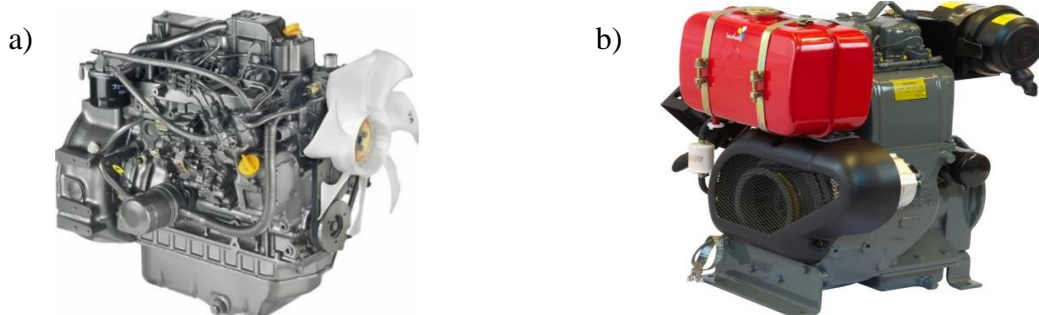
Figura 4 – Trator autopropulsado com motor Agrale



Fonte: o autor (2016)

Por esse motivo, a construção de uma nova transmissão se fez necessária, fazendo com que o motor e a transmissão se mantivessem paralelos. A figura 5 mostra os motores Yanmar, utilizado atualmente (a), e o modelo Agrale substituído (b).

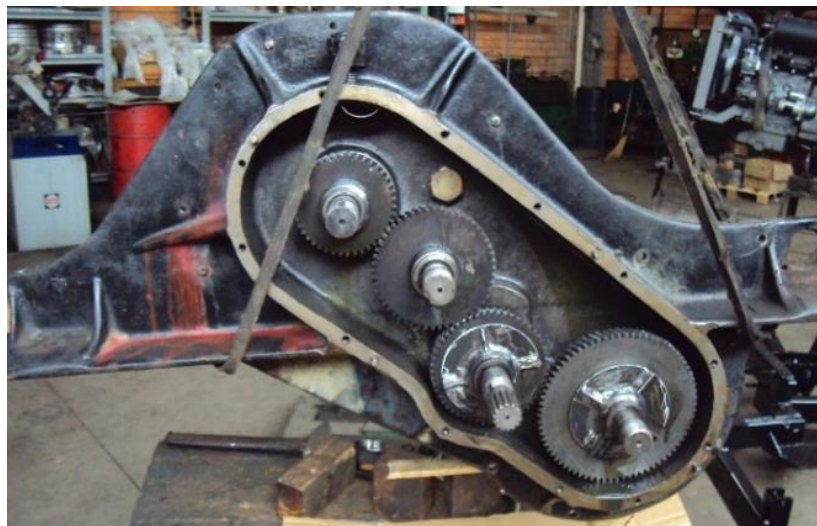
Figura 5 – Motores Yanmar (a) e Agrale (b)



Fonte: Yanmar (2016); Agrale (2016)

A partir disso, uma transmissão foi construída com a ajuda de empresas parceiras para suprir essa necessidade. Desenvolvendo uma transmissão por engrenagens, essas empresas eram responsáveis por desenvolver o projeto e a confecção dos elementos necessários, projetando-a de certa forma que a caixa de câmbio continuasse paralela ao motor. Com alguns testes realizados, se deu início a sua produção, porém, com o passar do tempo, alguns defeitos se tornaram aparentes, como por exemplo, ruídos excessivos, altas temperaturas, quebras de engrenagens devido a vibrações. Algumas alterações como, mudanças no processo de fabricação, fornecedores de usinagem e tipos de lubrificações foram feitas para tentar minimizar esses efeitos. A figura 6 mostra o modelo de transmissão por engrenagens desenvolvida.

Figura 6 – Transmissão por engrenagens



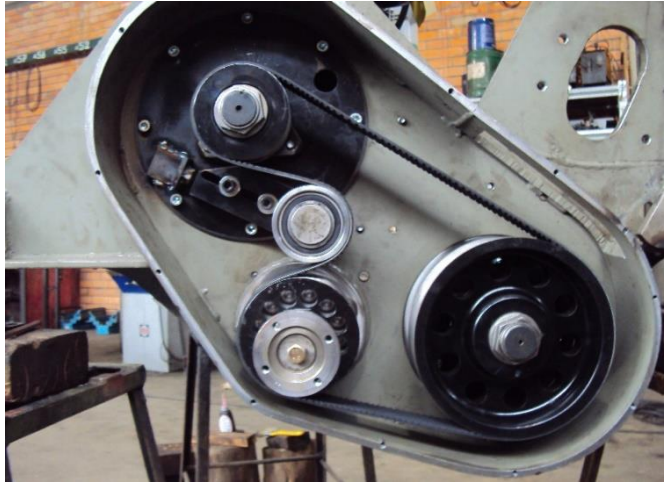
Fonte: o autor (2016)

Como as tentativas de reparar os danos causados pela transmissão por engrenagens não surtiram efeito, um projeto paralelo foi realizado. Desenvolvendo uma transmissão mais simples que suprisse as necessidades da máquina, fabricada com o princípio das transmissões por correias, essa nova configuração atendeu as expectativas, resolvendo os problemas anteriores e por consequência reduzindo custos de fabricação e de manutenções futuras. A figura 7 mostra o modelo de transmissão por correia de múltiplos V, desenvolvida para substituir o modelo de engrenagens.

Como a transmissão já está incorporada no processo de fabricação do equipamento, a execução desse trabalho tem a finalidade de demonstrar se os

elementos utilizados estão de acordo com parâmetros técnicos de engenharia e demonstrar analiticamente se os componentes envolvidos no projeto atendem os requisitos de operação.

Figura 7 – Transmissão por correias



Fonte: o autor (2016)

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo geral

Dimensionar a caixa de distribuição de potência do equipamento agrícola autopropulsado atual, construída através do princípio das transmissões por correias e polias de múltiplos canais.

1.3.2. Objetivos específicos

Para êxito no objetivo geral, foram definidas as especificações abaixo:

- a) verificar as especificações do veículo (necessidades, restrições, exigências, etc);
- b) dimensionar e/ou selecionar os elementos mecânicos (eixos, chavetas, rolamentos, polias e correias);
- c) realizar a modelagem geométrica do sistema e a simulação de operação através de um sistema CAD;
- d) avaliar aspectos de produção e manutenção do sistema;
- e) validar a proposta por meio da construção de um protótipo e a realização de testes.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção apresenta os principais assuntos para o desenvolvimento, dimensionamento e seleção dos elementos presentes no projeto.

2.1. EIXOS

Para se dimensionar um eixo, é necessário analisar as tensões atuantes em um determinado local. Quando projeta-se um eixo para atender determinadas necessidades, como por exemplo, espaçamentos, posições determinadas dos elementos suportados por ele, como engrenagens, polias e roldanas, pode-se identificar visualmente pontos em que possa provavelmente ocorrer a falha. Por outro lado, o estudo da deflexão não pode acontecer sem ter a geometria completa do eixo, com isso, se entende que as tensões são analisadas no local de atuação das cargas e a deflexão analisada no elemento completo (SHIGLEY, BUDYNAS e NISBETT, 2011).

Tendo em mente um projeto preliminar do eixo, a atenção é voltada para a escolha do material a ser utilizado para sua construção. Tendo em vista a preocupação da resistência que os componentes devem apresentar, Shigley, Budynas e Nisbett (2011) mostram que, para conter a deflexão do material, não se faz necessária a análise da resistência do material selecionado, e sim a sua rigidez, indicada pelo seu módulo de elasticidade. Com isso, a rigidez deve ser decidida somente por questões de geometria do eixo e não por decisões relativas.

Cunha (2005) mostra que as escolhas dos materiais para a fabricação dos eixos, se reportam a cada aplicação, e que devem ter a resistência adequada para tal. Sobre diâmetros menores que necessitam de uma alta resistência, poderão ser utilizados os aços-liga, que na maioria das vezes são tratados termicamente. Como tudo, o mesmo autor se reporta ao custo que essa decisão pode chegar, embora alguns outros fatores devem ser levados em conta, como por exemplo, usinabilidade, sensibilidade a concentradores de tensão, contribuem para a validação e a sequência do projeto. Conforme Cunha (2005), a ABNT classifica os materiais mais comuns para a fabricação dos eixos, tais como: 1020, 1045, 4140, 4340, 8620, entre outros.

Partindo para um estudo mais aprofundado dos elementos, existe uma sequência de fatores que podem ajudar a se ter um êxito na construção dos eixos.

Utilizando a linha de raciocínio de Norton (2013), as potências transmitidas pelos eixos partem por resultados de equações desenvolvidas para dimensioná-los para cada caso de atuação. Como ponto de partida, utiliza-se a equação 1, onde tem-se a potência gerada P no eixo, o torque T e com a velocidade angular ω do eixo analisado.

$$P = T\omega \quad (1)$$

A análise das tensões que atuam no eixo, é encontrada na sua superfície, local mais afastado do centro, onde ocorre o efeito máximo sobre o material, e que podem ser mensuradas a partir das tensões de flexão média e alternante σ_m e σ_a , respectivamente, os concentradores de tensão por flexão K_f e de torção K_{fs} , os momentos médio e alternante M_m e M_a , respectivamente, encontrados nas equações 2 e 3 abaixo (NORTON 2013).

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a \cdot c}{I} \quad (2)$$

$$\sigma_m = K_{fs} \frac{M_m \cdot c}{I} \quad (3)$$

Para eixos de seção circular, é possível substituir as variáveis da distância da fibra externa c e o momento de inércia I pelas equações 4 e 5 listadas abaixo.

$$c = r = \frac{d}{2} \quad (4)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (5)$$

Onde d é o diâmetro localizado na região de interesse a ser dimensionado.

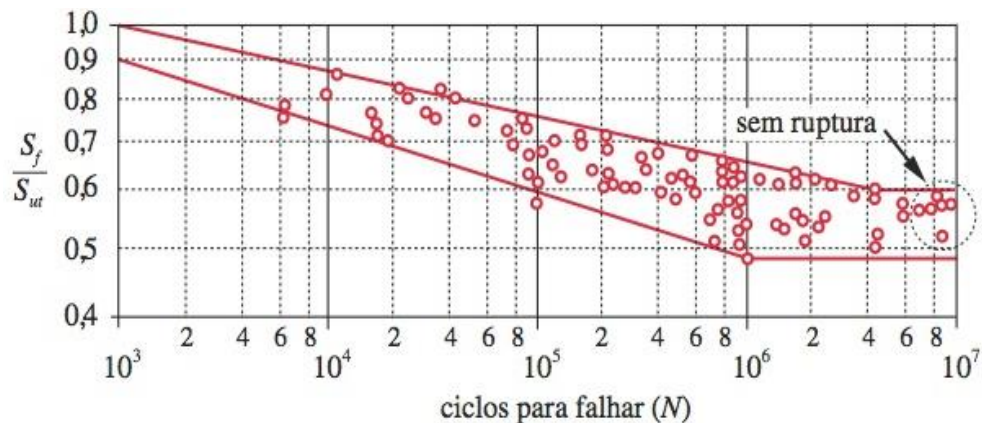
As tensões de torção por cisalhamento médias e alternantes, τ_a e τ_m , respectivamente, podem ser expressas pelas equações 6 e 7 seguintes. Onde K_{fs} e K_{fsm} são fatores de concentradores média e alternantes, respectivamente, de tensão torcional de fadiga, torque médio e alternante T_m e T_a , para se obter os valores das tensões torcionais média e alternante τ_m e τ_a , respectivamente.

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (6)$$

$$\tau_m = K_{fsm} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (7)$$

Para poder complementar as equações anteriores, é possível dimensionar adequadamente os fatores que podem interferir na integridade e durabilidade dos componentes, a fadiga é um deles. Os limites de resistência a fadiga não são contínuos, seus valores decaem em função do número de ciclos que o elemento realiza. Estimados por Norton (2013), esses valores ficam na faixa de 10^6 e 10^7 ciclos. Após a realização desses testes, o mesmo autor afirma que a possibilidade de falha por fadiga é nula, podendo o material realizar um número infinito de ciclos, melhor ilustrado pela figura 8 abaixo.

Figura 8 – Correlação entre o limite de resistência à fadiga com o fator de resistência a tração e o número de ciclos para ensaios de flexão rotativa



Fonte: Norton (2013)

Com relação à figura 8, na parte inferior a curva de dispersão dos resultados, Norton (2013) afirma que o limite de fadiga não corrigido S_{er} e a resistência máxima a tração S_{ut} aproximado para os aços pode ser definidos pelas equações 8 e 9.

$$S_{er} \cong 0,5 \cdot S_{ut} \quad , \text{ para } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$S_{er} = 700 \text{ MPa} \quad , \text{ para } S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \quad (9)$$

Afim de ajustar o valor do limite de resistência a fadiga corrigido S_e , os valores obtidos em ensaios são considerados para que se possa comparar os corpos de prova

com as peças reais. Dessa maneira, são incorporados fatores que rebaixam o limite de resistência dos materiais de modo a trazê-los o mais próximos a condições reais de trabalho (SHIGLEY, BUDYNAS E NISBETT 2011).

A apresentação dos fatores modificadores do limite de resistência à fadiga segue a equação 10.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (10)$$

Onde

K_a = fator modificador de condição de superfície;

K_b = fator modificador de tamanho;

K_c = fator modificador de carga;

K_d = fator modificador de temperatura;

K_e = fator de confiabilidade;

K_f = fator de modificação por efeitos variados;

S'_e = limite de resistência à fadiga no local crítico da peça.

Cada fator modificador aborda uma situação diferente, sendo que cada um dos itens podem ser encontrados no anexo A.

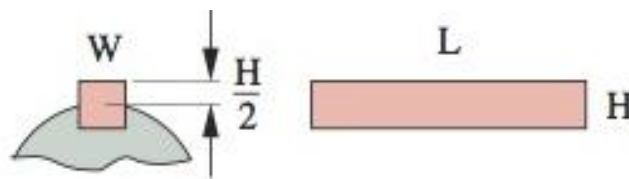
Embora todas as equações citadas anteriormente se remetem a situação em que o diâmetro do eixo é pré-determinado, é possível utilizar a equação de Norton (2013) para calcular o diâmetro necessário para suportar as cargas adotadas do projeto. Tendo em vista os parâmetros de projeto definidos, pode-se chegar a um valor determinado do diâmetro do eixo, seguindo a equação 11, onde d é o diâmetro do eixo, N_f é o coeficiente de segurança a fadiga, K_f é o concentrador de tensão por flexão, M_a é o momento alternante, K_{fs} é o concentrador de tensão torcional, S_e é a resistência à fadiga corrigida, T_m é o torque médio e S_{ut} é a resistência atração do material.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left(\frac{2K_f M_a}{S_e} + \frac{\left(3 \left(K_{fs} T_m \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

2.2. CHAVETAS

Para garantir o travamento entre os elementos de transmissão, uma alternativa simples é a colocação de chavetas na interposição dos elementos, conforme demonstra a figura 9 (NORTON 2013).

Figura 9 – Chaveta plana



Fonte: Norton (2013)

As normas ANSI e ISO definem que seu comprimento máximo pode chegar até 1,5 vezes o diâmetro do eixo. Caso seja necessária maior resistência, novas chavetas podem ser acrescentadas, de modo que suas orientações fiquem entre os valores de 90° e 180°, por exemplo.

Fabricadas a partir de aços laminados a frio, são tipicamente encontradas na forma de barras padronizadas. Seus ajustes devem levar em conta o tipo de acionamento, já que elas possuem dois modos de falha, por cisalhamento e esmagamento (NORTON 2013).

O projeto de chaveta não se detém a muitas variáveis, pela padronização existente em sua confecção, é o eixo que determina qual o tamanho apropriado que a chaveta deve ter, sobrando apenas a variável do comprimento, que podem assumir toda a extensão do cubo (NORTON 2013). É possível localizar as informações sobre parâmetros e características das chavetas no anexo B.

Melconian (2013) apresenta as equações necessárias para dimensionar as chavetas de acordo com a tensão de cisalhamento e a tensão de esmagamento envolvidas no sistema através das equações 12 e 13, respectivamente.

$$\tau = \frac{F_{axial}}{b \cdot l_c} \quad (12)$$

$$\sigma = \frac{F_{axial}}{l_c \cdot \frac{a}{2}} \quad (13)$$

Onde, F_{axial} é a força exercida no eixo, b é a largura, a é a altura e l_c é o comprimento da chaveta selecionada.

2.3. CORREIAS E POLIAS

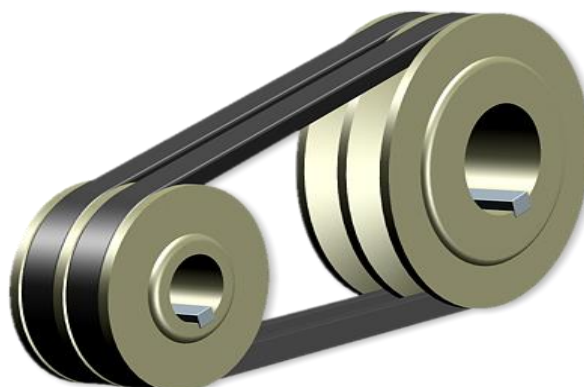
As transmissões por correias são utilizadas em diversos setores industriais devido a sua ampla diversidade de modelos e por possuírem um baixo custo frente à capacidade de desempenhar grandes esforços em transmissões. Aliada a um alto rendimento, que pode chegar a 97% em correias trapezoidais, suas configurações podem se desmembrar em diversas formas. Os modelos mais usados pelos projetistas são: correias trapezoidais simples, dentadas, múltiplos V, planas e transportadoras (CUNHA 2005).

Com base nos estudos encontrados na bibliografia, a divisão pelo número de componentes se fez necessária. Embora a metodologia para o dimensionamento de transmissões formadas por apenas duas polias seja simples, para sistemas mais complexos, onde o conjunto movido é composto por mais de duas polias e o esforço da correia se dá em ambas as faces, alguns aspectos devem ser levados em conta.

2.3.1. Transmissão por duas polias

Conforme Melconian (2013), o dimensionamento para transmissões de duas polias é similar à maioria dos modelos de correias, podendo ser feito a partir da sequência de equações a seguir, onde o modelo calculado é do tipo em V. A figura 10 ilustra o modelo de transmissão simples.

Figura 10 – Transmissão simples



Fonte: Ciclosóf (2016)

Selecionado o tipo e ou o perfil da correia a ser utilizada, pode-se calcular a potência projetada P_B do sistema, utilizando a potência do motor P e o fator de serviço F_s para esse sistema, seguindo a equação 14:

$$P_p = P \cdot C_2 \quad (14)$$

No anexo C, é apresentado uma tabela com o fator de serviço em função do tipo de motor e aplicação, e o tipo de perfil de correia necessária para a aplicação.

Segundo Melconian (2013), o passo seguinte é determinar o diâmetro da polia menor d calculada a partir do relacionamento da potência do motor e a rotação do eixo mais rápido e o diâmetro da polia maior D , calculada a partir da multiplicação do diâmetro da polia menor com a relação de transmissão, onde n_{motora} é a rotação da polia movida, n_{movida} é a rotação da polia motora, temos a equação 15:

$$i = \frac{d}{D} = \frac{n_{movida}}{n_{motora}} \quad (15)$$

Observa-se no anexo D, a relação dos diâmetros mínimos recomendados para tipos de correias distintas.

Para cálculo do comprimento da correia L necessária para abraçar as duas polias na distância necessária, utiliza-se a equação 16.

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D + d)^2}{4C} \quad (16)$$

Onde obtém-se a variável referente a distância entre centros C , pela equação 17 a seguir:

$$C = \frac{3d + D}{2} \quad (17)$$

Para encontrar a potência por correia P_{pc} , soma-se a potência básica P_b com a potência adicional P_a , selecionadas a partir da tabela disponível no anexo E, segundo a equação 18:

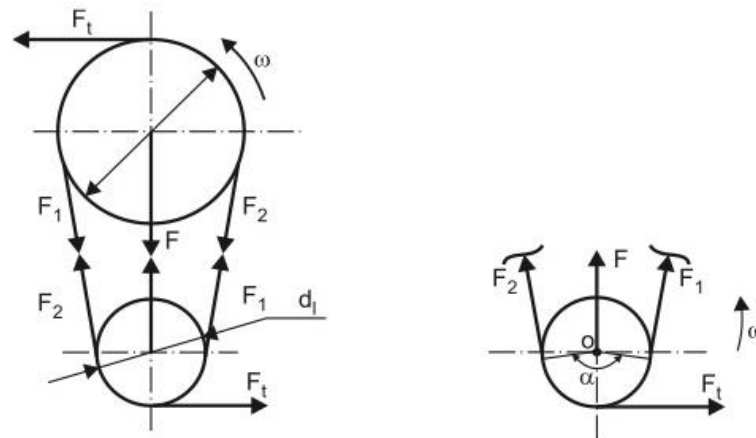
$$P_{pc} = (P_b + P_a) \cdot f_{cc} \cdot f_{cac} \quad (18)$$

O número de correias n_{co} necessário para suprir a potência de transmissão é dado pela equação 19, observando que no anexo E, encontra-se os valores de potência por correias para o tipo de perfil A.

$$n_{co} = \frac{P_p}{P_{pc}} \quad (19)$$

Determinando parâmetros de movimento dos elementos flexíveis, tem-se que o motor coloca a transmissão em funcionamento através de uma força motora F_1 , porém, como todo sistema de transmissão de movimento, essas forças são reduzidas pela oposição das forças resistivas do sistema denominadas F_2 (MELCONIAN 2013). A figura 11 mostra um diagrama do comportamento das forças atuantes no sistema.

Figura 11 - Esquema de forças atuantes



Fonte: Melconian (2013)

Para calcularmos as velocidades resultantes da transmissão, Melconian (2013) segue as equações 20 e 21 listadas abaixo:

$$V_p = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 \quad (20)$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot r_1 \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot r_2 \cdot n_2}{30} \quad (21)$$

Onde: V_p é a velocidade periférica, ω_1 é a velocidade angular da polia 1, ω_2 é a velocidade angular da polia 2, r_1 é o raio da polia 1, r_2 é o raio da polia 2, n_1 a rotação da polia 1 e n_2 a rotação da polia 2.

Como base em parâmetros técnicos de catálogos de fabricantes, Melconian (2013) toma como exemplo velocidades periféricas máximas de dois modelos de correias, tais como: Super HC, com velocidade máxima permitida ≤ 33 m/s; Hi-Power II, com velocidade permitida ≤ 30 m/s.

Para calcular os esforços realizados pelo sistema de transmissão, calcula-se as forças atuantes no conjunto (MELCONIAN 2013). Onde tem-se:

Torque gerado na polia motora T_1 , mostrado pela equação 22.

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{30P}{\pi \cdot n_1} \quad (22)$$

Torque gerado na polia movida T_2 , mostrado pela equação 23

$$T_2 = \frac{P}{\omega_2} = \frac{30P}{\pi \cdot n_2} \quad (23)$$

Como as forças tangenciais FT , são iguais em todos os pontos da transmissão, a escolha mais conveniente se dá através da equação 24 ou da equação 25.

$$FT = \frac{T_1}{r_1} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (24)$$

$$FT = \frac{T_2}{r_2} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (25)$$

De acordo com o diagrama representado anteriormente pela figura 9, as forças motriz F_1 e resistiva F_2 , podem ser encontradas a partir das equações 26 e 27. O fator de atrito μ entre correias e polias pode ser encontrado no anexo F.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (26)$$

$$F_1 - F_2 = FT \quad (27)$$

Com todas as forças representadas, pode-se calcular a força resultante do sistema utilizando a equação 28 configurada abaixo:

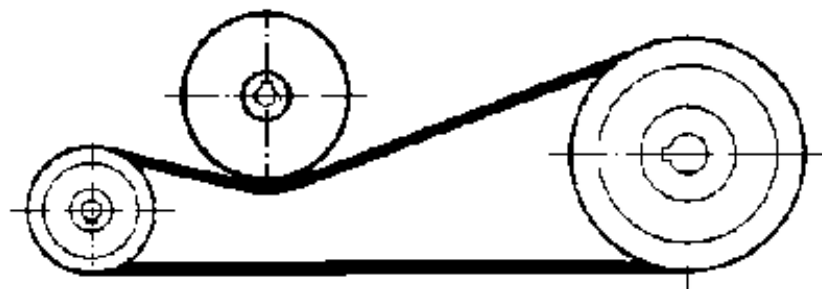
$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \alpha} \quad (28)$$

2.3.2. Transmissões de múltiplas polias

Em alguns casos, não é possível determinar uma transmissão apenas com os métodos apresentados. Embora a maioria dos projetos possam ser desenvolvidos a partir do seu estudo, algumas situações requerem um estudo mais aprofundado.

Transmissões por correias do tipo serpentina, onde a correia é direcionada por várias polias e sofrem tensões tanto na parte interna como externa, ilustrado pela figura 12 e presente no objeto de estudo desse trabalho, não é possível encontrar alguns parâmetros necessários para se concluir o projeto. Esse tipo de transmissão também restringe o uso de alguns tipos de correias, como por exemplos, as correias trapezoidais. Esse modelo não permite tensões na parte externa da correia, forçando a substituição por um modelo de correia de múltiplos canais, por exemplo.

Figura 12 – Transmissão tipo serpentina



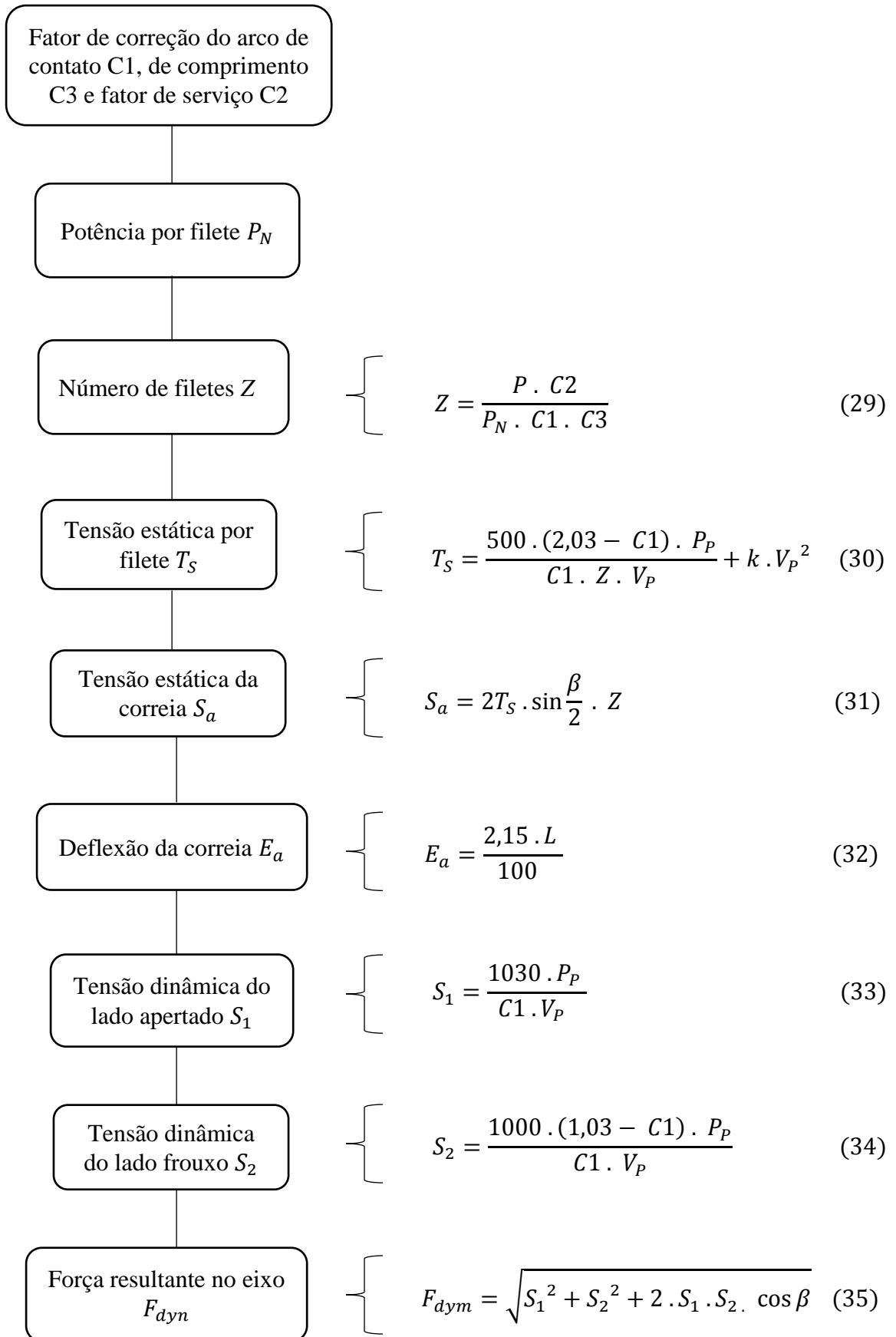
Fonte: Optibelt (2016)

A vantagem das correias de múltiplos canais, é que uma das polias principais não necessariamente precisam de algum tipo de deslocamento para o ajuste da tensão de operação, podendo ser feito por uma polia intermediária ou até mesmo um tencionador.

A fim de complementar os métodos de Cunha (2005) e Melconian (2013), a utilização de catálogos técnicos de fabricantes de correias se faz necessária, já que a bibliografia não aborda com detalhes esse modelo de transmissão.

Segundo o manual técnico da Optibelt (sd), é possível determinar alguns parâmetros específicos para esses tipos de transmissões. O equacionamento correspondente é resumido na figura 13, onde as equações 29 a 35 complementam as apresentadas na seção anterior.

Figura 13 – Equacionamento complementar



2.4. MANCAIS DE ROLAMENTOS

Os mancais de rolamentos são inseridos aos componentes da máquina para permitir um movimento relativo entre dois componentes, normalmente entre um eixo em rotação e um alojamento fixo. Sua função é suportar cargas provenientes do sistema operacional e caracteriza-se por apresentar uma estrutura externa fixa e outra interna em movimento, separadas pela interposição de elementos rolantes esféricos ou de rolos (COLLINS, 2006).

Ajustes selecionados para garantir a fixação dos anéis do rolamento podem interferir em seu funcionamento. De acordo com Dubbel (1979), ajustes firmes proporcionam uma melhor segurança para os anéis de pista. Quando a carga está localizada em um único ponto, os ajustes podem ser mais folgados, porém quando cargas periféricas fazem parte do conjunto, ajustes mais apertados se tornam a medida mais adequada para a montagem.

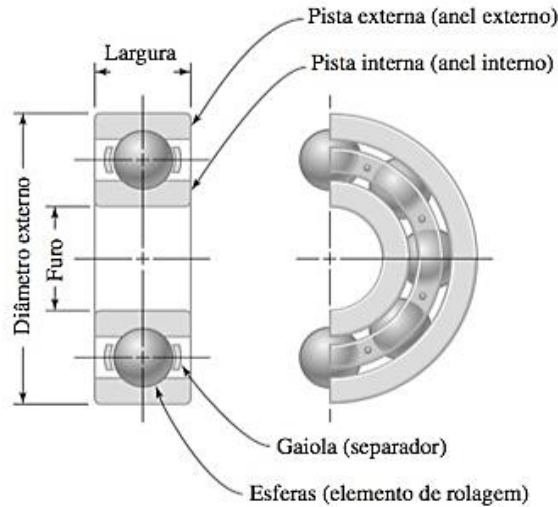
As aplicações desses componentes vão de acordo com a situação a que eles serão empregados. Dependendo do modo que as forças atuam e o espaço disponível para o seu alojamento, a seleção simples e direta dos rolamentos se dá a partir de catálogos de fabricantes, segundo Collins (2006), as organizações mais conhecidas que padronizam esses elementos são, a ANSI, *American National Standards Institute* e a ISO, *International Standards Organization*.

Existem algumas vantagens em se utilizar esses tipos de componentes, por exemplo, elevada confiabilidade, mínima lubrificação requerida, alerta de ocorrência de falha pelo excesso de ruído, baixo atrito de partida, suportarem cargas axiais, radiais ou a combinação de ambas.

2.4.1. Mancais de esferas

Esse tipo de mancal é o mais utilizado na indústria por possuir a capacidade de suportar cargas radiais, axiais moderadas em qualquer direção e operarem em uma grande faixa de velocidades. Podem apresentar blindagens e ou vedações que eliminam a manutenção e possuem um custo relativamente baixo. Com isso, esse tipo de mancal se adapta perfeitamente nesta proposta, já que nelas estão presentes apenas forças radiais. A figura 14 mostra a nomenclatura das partes compostas pelos rolamentos de esfera.

Figura 14 – Rolamento de esferas



Fonte: Collins (2006)

É possível calcular a vida do mancal de rolamento selecionado. Tomando como base para os cálculos o equacionamento feito por Collins (2006), seus resultados podem direcioná-lo ao melhor item a ser escolhido para atender as expectativas de funcionamento do projeto. Para isso, a coleta de dados em catálogos de fabricantes se faz necessária, como por exemplo a capacidade de carga dinâmica básica C_d e a capacidade de carga estática básica C_s . No anexo G é possível localizar uma tabela com as características que influenciam na escolha do tipo de rolamento.

Desse modo, a relação de carga radial P_e e a vida do mancal L_v são encontrados a partir da equação 36, onde $a = 3$ é utilizado para rolamentos de esfera e $a = \frac{10}{3}$ para rolamentos de rolos.

$$\frac{L_v}{10^6} = \left(\frac{C_d}{P_e}\right)^a \quad (36)$$

Esses valores de carga são relacionados a uma confiabilidade R de 90%, embora esse valor seja compatível com a maioria dos processos, é possível fazer uma relação com uma confiabilidade superior ou inferior ajustada L_p com o fator de confiabilidade desejado K_r , encontrado na tabela 1. Para fazer o ajuste necessário da confiabilidade, segue-se a equação 37.

$$L_p = K_r L_{10} \quad (37)$$

Tabela 1 – Seleção do fator de confiabilidade de ajuste de vida

Confiabilidade	Probabilidade de falha K	K_R
50	50	5,0
90	10	1,0
95	5	0,62
96	4	0,53
97	3	0,44
98	2	0,33
99	1	0,21

Fonte: adaptado de Collins (2006)

Na sequência, é apresentado as equações 38 e 39 que representam o cálculo da carga radial dinâmica equivalente P_e

$$P_e = X_d F_r + Y_d F_a \quad (38)$$

Onde X_d é o fator de carga radial dinâmico e Y_d é o fator de carga axial (de escora), F_r é a força da carga radial, F_a é a força da carga axial.

A próxima etapa é calcular a capacidade de carga dinâmica básica requerida $[d_d(R)]_{req}$ de acordo com a confiabilidade escolhida pela equação 40, onde o fator de impacto da aplicação IF pode ser selecionado a partir da tabela 2. Com todos os dados definidos, é possível selecionar o rolamento adequado através do anexo H.

$$[d_d(R)]_{req} = \left[\frac{L_d}{K_r (10^6)} \right]^{\frac{1}{\alpha}} (IF) P_e \quad (40)$$

Tabela 2 – Seleção do fator de impacto

Tipo de Aplicação	Fator de Impacto IF
Carga uniforme, sem impacto	1,0 – 1,2
Engrenagem de precisão	1,1 – 1,2
Engrenagem comercial	1,1 – 1,3
Correias dentadas	1,1 – 1,3
Impacto leve	1,2 – 1,5
Correias em V	1,2 – 2,5
Impacto moderado	1,5 – 2,0
Correias planas	1,5 – 4,5
Impacto elevado	2,0 – 5,0

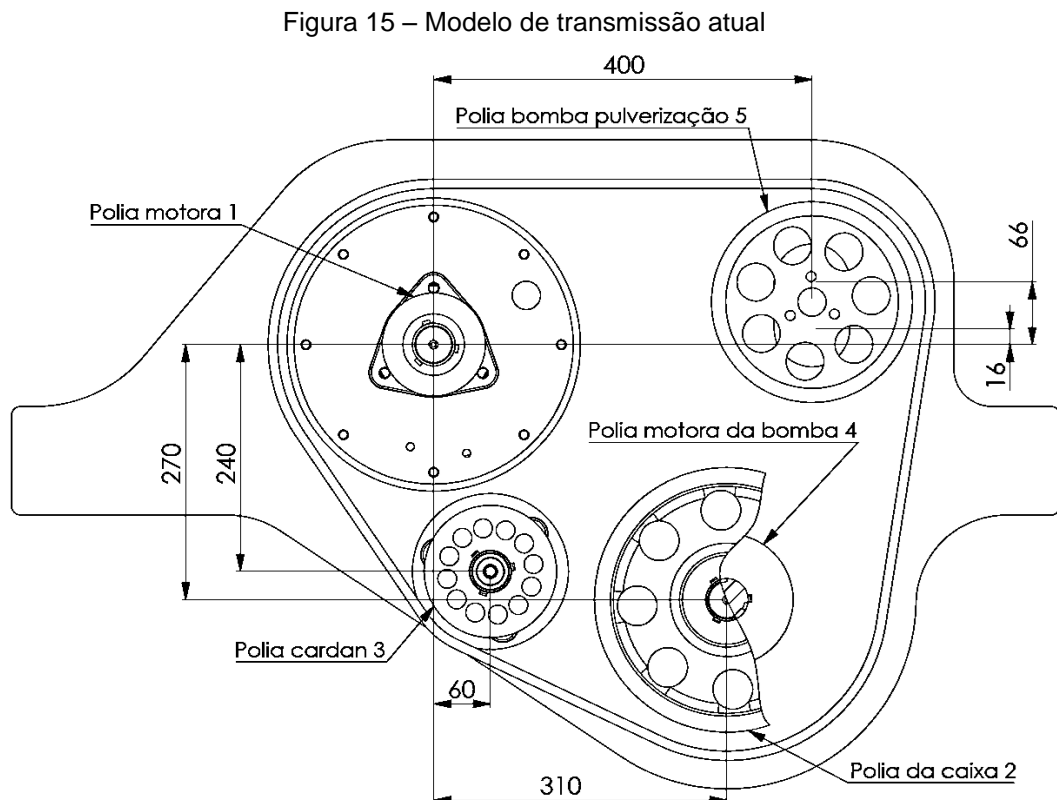
Fonte: adaptado de Collins (2006)

3. METODOLOGIA E EXECUÇÃO DO PROJETO

Para caracterizar ou melhor apresentar a linha de raciocínio do projeto, os tópicos principais serão dispostos de maneira a subdividir as classes em que cada componente se classifica.

3.1. CARACTERIZAÇÃO DO PROJETO ATUAL

A proposta do trabalho é o dimensionamento adequado do projeto atual, construído a partir da necessidade de reparar um problema mecânico do modelo de engrenagens. Como sua construção foi baseada em experiências em projetos passados, bem como a escolha de seus elementos, seu dimensionamento é fundamental para sua integridade e conhecimento de suas limitações mecânicas. A figura 15 mostra o modelo de transmissão atual, onde nela observa-se a disposição das polias, com diâmetros meramente ilustrativos e sem a correia. Nesse modelo de transmissão, o acionamento da bomba d'água era feito por duas correias do tipo V convencional, onde no sistema por engrenagens, esse acionamento era feito a partir de um motor hidráulico acoplado diretamente ao eixo da bomba.

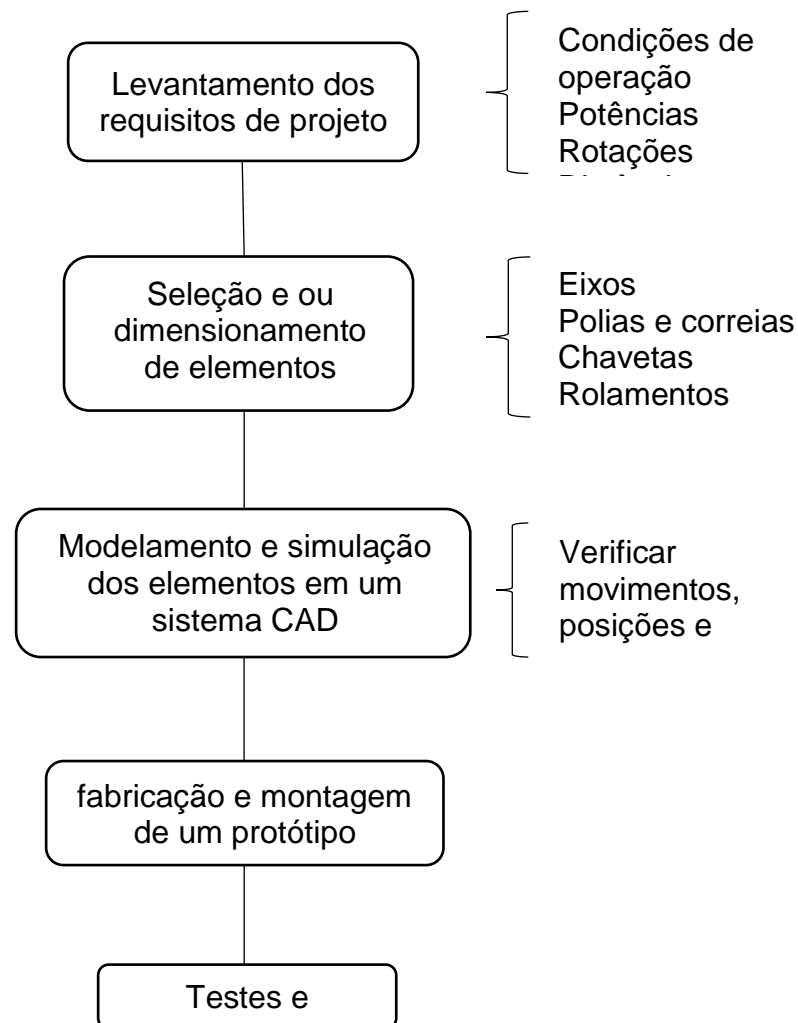


Fonte: o autor (2016)

3.1.1. Etapas do desenvolvimento do projeto

Para o andamento do projeto, dividiu-se o desenvolvimento em 5 etapas, como mostrado pela figura 16. Os requisitos de projeto são apresentados na sequência; a seleção e ou o dimensionamento dos elementos da transmissão, na seção 3.2; e o modelamento e os testes, na 3.3.

Figura 16 – Etapas do projeto



Fonte: o autor (2016)

As características mecânicas do equipamento atual estão representadas na tabela 3, nela observa-se os itens mecânicos padronizados bem como suas relações de movimento.

Tabela 3 – Características mecânicas

Ítem	Posição	Especificação
Caixa de Câmbio	1 ^a	3:1
	2 ^a	1,75:1
	3 ^o	1:1
	1 ^a reduzida	7,25:1
	2 ^a reduzida	4,25:1
	3 ^a reduzida	2,5:1
Diferencial	-	4,89:1
Pneu	-	205/65/R15

Fonte: o autor (2016)

Com a coleta de informações de clientes sobre os processos de pulverização recomendados por agrônomos, foram redefinidos alguns dos requisitos de operação, juntamente com os definidos no projeto atual, apresentados pelo quadro 1.

Quadro 1 – Requisitos e restrições

Ítem	Requisitos/restrições	Origem
Rot. de trabalho do motor	15 a 20 % além da rotação do torque máx. (1800 rpm)	Avaliação técnica das curvas no motor
Marcha de operação	2 ^a reduzida	
Correias	seleção de comprimentos padronizados	Catálogo do fabricante
Variações admissíveis nas posições das polias:	-	-
da bomba	vertical para cima \leq 50 mm	Avaliação técnica do espaço físico
do ventilador	radial \leq 30 mm	
Bomba de pulverização	3,6 kW de 540 a 560 rpm	Catálogo do fabricante
Velocidade de operação	4,8 a 5 km/h	Técnica de aplicação
Ventilador de pulverização	7,4 kW de 2900 a 3000 rpm	Dados experimentais (especificado a seguir)

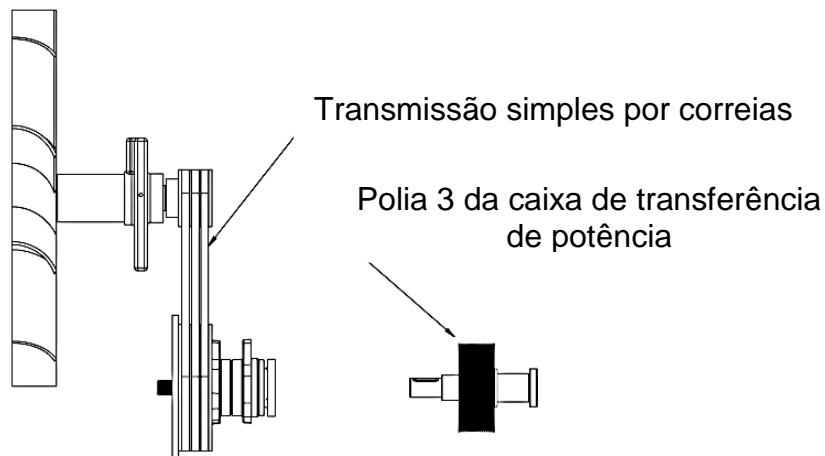
Fonte: o autor (2016)

Para medir a potência consumida pelo ventilador do pulverizador, um experimento foi elaborado na empresa pelo princípio hidrostático. Com um motor hidráulico da marca BREVINI de 50 cm³ com rendimento de 82% acoplado diretamente ao eixo do ventilador, foi possível estimar a potência necessária para realizar o movimento através da medição da diferença de pressão de operação (180 bar) e da vazão da bomba hidráulica (30 L/min). Seguindo a equação 41, onde P é a potência [kW], v é a vazão da bomba, p é a pressão do sistema e η é o rendimento do motor hidráulico.

$$P = \frac{v \Delta p \eta}{600} \quad (41)$$

Na configuração atual o acionamento do ventilador se dá por uma transmissão simples por correias, não dimensionada neste trabalho, mas esquematizada pela figura 17. Para estimar a potência necessária para o acionamento do ventilador do equipamento, multiplicou-se a potência encontrada no experimento pelo rendimento de uma transmissão por correias de 97%, conforme Cunha (2005). Desta forma, obteve-se o valor de 7,4 kW.

Figura 17 – esquema de acionamento do ventilador



Fonte: o autor (2016)

Como o novo sistema de distribuição de potência visa substituir o anterior, de engrenagens, as posições do motor e da caixa de câmbio, e portanto das respectivas polias, devem ser mantidas. As demais possuem alguma liberdade de reposicionamento, devido ao espaço físico disponível. A polia do tensionador possui posicionamento livre, dependendo apenas do ângulo de abraçamento requerido.

A partir da avaliação dos dados do motor, disponível no site do fabricante, foi definida a rotação ideal de trabalho, um pouco acima da de torque máximo. Associado a isto foi definida a marcha de operação, que encontra-se na posição intermediária disponível, mantendo assim uma opção para que o operador mude-a para uma marcha mais lenta ou uma mais rápida da especificada.

3.2. SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS

3.2.1. Relações de transmissão

Conforme mencionado anteriormente, o equipamento possui algumas características e componentes que não podem sofrer alterações de configuração, como por exemplo, o posicionamento da polia motora e a polia da caixa de câmbio.

Para um rendimento máximo do equipamento, a faixa de rotação de trabalho foi selecionada a partir dos dados técnicos do motor, onde estão dispostas de modo a facilitar a seleção da faixa onde o torque é máximo. Selecionada a faixa ideal, acrescentou-se 15 a 20% a fim de corrigir perdas de rotação devido a inclinações do terreno ou pela opção do operador em reduzir a velocidade.

Para os demais requisitos de projeto, utilizou-se a rotação de operação para calcular as relações de transmissão da caixa de distribuição de potência. Utilizando as polias da transmissão atual como base, manteve-se o diâmetro da polia motora em 110 mm, sabendo a relação de transmissão da caixa de câmbio e do diferencial, a marcha de operação e o tamanho do pneu utilizado, listados na tabela 3, determinou-se o diâmetro da polia movida em 280 mm, conforme a equação 15 apresentada no capítulo 2.3. Com essa relação, a velocidade de operação foi calculada em 4,98 km/h.

A bomba de pulverização também é acionada por correias. Como sua rotação é baixa frente a polia motora, é inviável a utilização de apenas uma correias. Para realizar todos dos movimentos necessários, a transmissão da bomba d'água foi projetada como uma transmissão secundária do projeto, seguindo o mesmo modelo de correia. Para garantir a rotação recomendada pelo fabricante, a sua polia motora foi acoplada no mesmo eixo da polia 2 do sistema principal, onde nele se encontra a menor rotação de trabalho dando uma proporcionalidade entre os diâmetros das polias. Mantendo o diâmetro da polia 5 da bomba em 210 mm do sistema atual e

aplicando a equação 15 do capítulo 2.3, chegou-se em um diâmetro de 140 mm para a polia 4.

Para dimensionar a polia 3 do acionamento do ventilador a garantir que ele atue com a velocidade especificada, a mesma equação foi utilizada, tomando em consideração a relação de transmissão do ventilador de 1,8:1, com isso, obteve-se um diâmetro de 140 mm. A tabela 4 apresenta o resumo dos diâmetros encontrados para as polias do sistema.

Tabela 4 – Resumo dos diâmetros das polias do sistema

Posição	Diâmetro (mm)	Rotação (rpm)
Polia 1 (motora)	110	2070
Polia 2	280	813,2
Polia 3	140	1626
Polia 4	140	813,2
Polia 5	210	542
Polia 6 (tencionador)	110	2017

Fonte: o autor (2016)

3.2.2. Dimensionamento das correias

Para dimensionar uma transmissão eficiente, o manual do fabricante Optibelt (sd) recomenda que se atinja no mínimo 50 % da área da polia, isto é, que o ângulo de abraçamento entre a correia e a polia deve atingir no mínimo 180°, e que a polia do tensor tenha o diâmetro igual ou maior da menor polia do conjunto. Entre os requisitos e restrições do projeto, o espaço físico disponível é um obstáculo para que se possa atingir os valores recomendados.

Seguindo a metodologia apresentada no capítulo 2, foi possível através da tabela 1 do catálogo Optibelt (sd), juntamente com os diâmetros das polias e sua distância entre centros definir o ângulo de abraçamento para um sistema de duas polias. Caso seja necessário calcular os ângulos envolvidos analiticamente, Wolfram (1996) apresenta as equações 42, 43 e 44 na sequência.

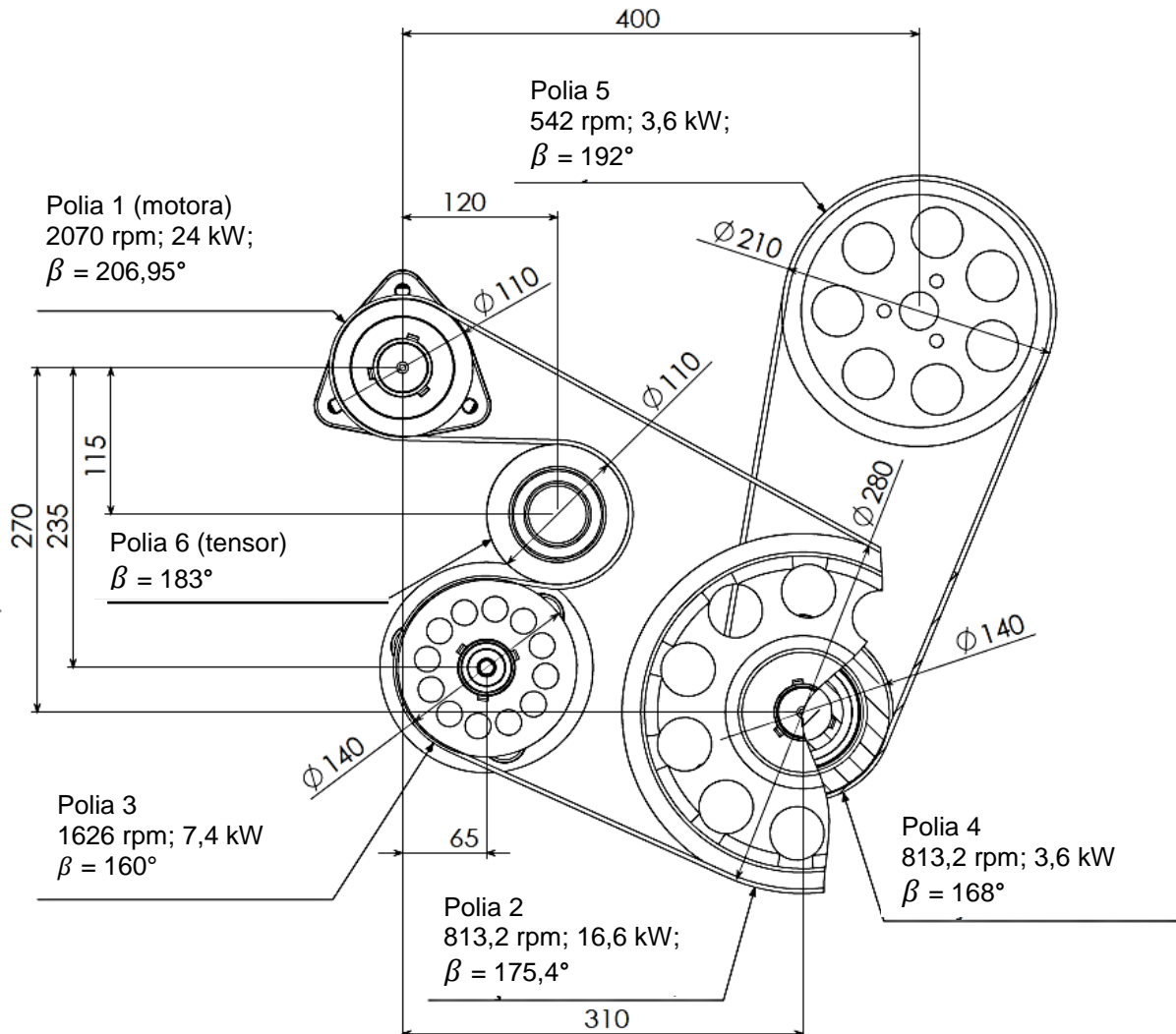
$$\sin \alpha = \frac{d_2 - D_1}{2 \cdot C} \quad (42)$$

$$\beta_1 = 180^\circ - 2\alpha \quad (43)$$

$$\beta_2 = 180^\circ + 2\alpha \quad (44)$$

Calculando dessa forma para o sistema secundário encontrou-se os ângulos formados entre a correia e as polias. Como o sistema principal envolve uma cadeia de polias e seu traçado foje ao convencional, as geometrias do sistema secundário foram transferidas para um software CAD, onde por métodos geométricos foi observado os mesmos valores encontrados para os ângulos. Com os diâmetros e as posições pré-determinadas das polias do sistema primário também transferidos para o software, encontrou-se os ângulos formados pelo sistema. Movendo as polias possíveis de movimento entre as restrições, foi possível reajustá-las de tal forma que os ângulos de abraçamento da correia atingissem o seu valor máximo, observando o seu comprimento efetivo dentro dos padrões comerciais, de 1830 mm para a correias primária e 1200 mm para a secundária. A figura 18 mostra o posicionamento resultante das polias e a posição do tencionador com a simulação do envolvimento das correias.

Figura 18 – Posicionamento das polias e correias



Seguindo o equacionamento sugerido pelo catálogo da Optibelt (sd), observou-se os parâmetros técnicos necessários para que a correia atue dentro das especificações do fabricante. Utilizando a equação 29, foram definidos 15 frisos para a correia do sistema principal e 4,5 frisos para a correia do sistema secundário. Comercialmente, para a numeração de frisos e comprimentos próximos aos valores calculados, selecionou-se a correia com 6 frisos para o sistema secundário. A partir disso, com as equações 30 e 31, foram encontradas as tensões estáticas ideais para a instalação correta das correias, podendo ser conferida a partir do valor da deflexão encontrada pela equação 32, chegando assim, na carga transmitida para os eixos com a equação 35. A tabela 5 mostra o resumo dos valores calculados para as respectivas polias.

Tabela 5 – Resumo das cargas atuantes calculadas

Posição	Nº frisos Z	Tensão estática lado tensionado, S_a (N)	Deflexão E_a (mm)	Força no eixo F_{dym} (N)
Polia 1	15	2573,0	8,8	2624
Polia 2	15	2330,0	8,8	2200
Polia 3	15	1253,0	8,8	825
Polia 4	6	811,5	9,0	790
Polia 5	6	1229,0	9,0	784

Fonte: o autor (2016)

3.2.3. Dimensionamento dos eixos

Para o dimensionamento dos eixos, seguiu-se a metodologia apresentada no capítulo 2 a fim de assegurar a integridade do sistema. A partir disso, atribuindo o aço SAE 1045 com 738 Mpa de resistência a tração, considerou-se um coeficiente de segurança de 1,5 e uma confiabilidade de 99%. Conhecendo a distância da força aplicada no eixo até a face do rolamento de 42 mm, foi possível encontrar através das equações 2 e 6, os momentos e torques atuantes, respectivamente, e através da equação 11 estimar os seus diâmetros. A tabela 6 apresenta os valores calculados para os respectivos eixos.

Tabela 6 – Valores calculados para os eixos

Eixo	Momento (Nm)	Torque (Nm)	Diâmetro (mm)
Eixo 01	110,2	144,3	33,6
Eixo 02	92,4	308	34,7
Eixo 03	34,6	57,7	23,2
Eixo 06 (tensor)	110,2	0	27,7

Fonte: o autor (2016)

3.2.4. Rolamentos e chavetas

Com os diâmetros dos eixos encontrados, foi possível selecionar e/ou dimensionar os rolamentos e as chavetas do sistema. Com o intuito de facilitar a construção e baratear a compra dos elementos padronizados, foi estabelecido que os eixos seguissem o de maior diâmetro, sendo que, o rolamento comercial com diâmetro interno próximo ao calculado é de 35 mm.

A partir do diâmetro do eixo encontrado na tabela do anexo B, foi possível selecionar o tamanho da chaveta, com dimensões de 10 mm de largura e 8 mm de altura. Com a equação 12 para cisalhamento e a 13 para esmagamento do material St60.11 (ABNT 1050) da chaveta, foi encontrado o valor de 16 mm para o seu comprimento. Segundo Barbosa (2011), esse cálculo tem o propósito de verificar se o comprimento da chaveta não ultrapassa o comprimento total do cubo, caso isso aconteça, mais chavetas devem ser acrescentadas.

A partir da referência do diâmetro do eixo, foi selecionado o rolamento 6207, disponibilizado na tabela do anexo H. Com o auxílio das equações do seguimento 2.4.1, foi estimada a vida do rolamento em 93.950.000 revoluções ou 7500 horas.

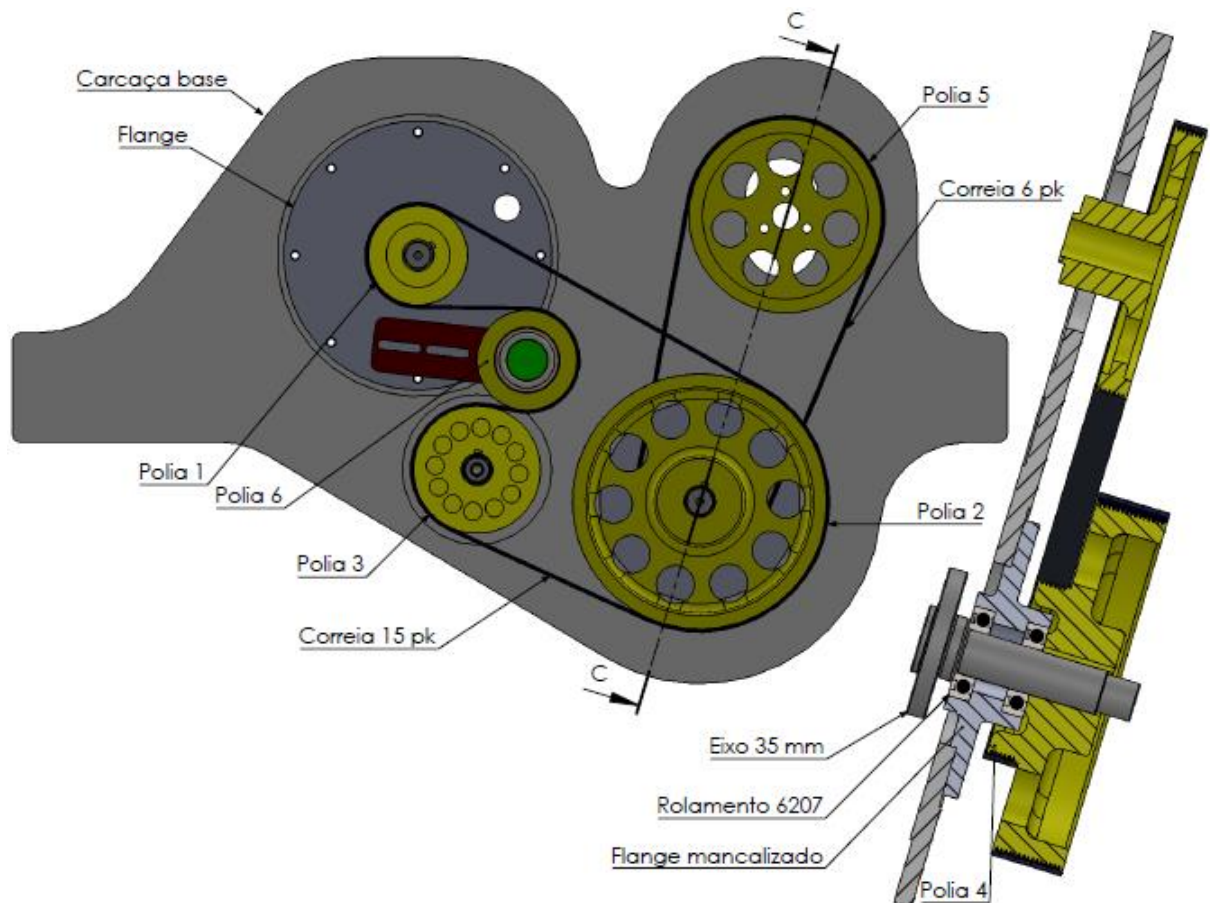
3.3. CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO

Para fins comparativos, o protótipo foi construído com o mesmo perfil de correia e mesma carcaça base do modelo investigado. A fim de agilizar os testes realizados, o protótipo foi instalado em um equipamento usado, disponível neste período na empresa, um pulverizador com sistema de transmissão por engrenagens aguardando sua substituição por um modelo atual. Com os novos mancais e eixos fabricados, foi possível reposicioná-los nas coordenadas ajustadas pelo sistema CAD no mesmo frange anterior. Com as novas polias usinadas sob medida de acordo com os dados

técnicos estabelecidos, a montagem do sistema completo foi relativamente simples. Como os mancais estão fixos em um flange independente da carcaça, a manutenção dos rolamentos e/ou das polias, por exemplo, se tornou mais simples, tornando desnecessário o desacoplamento da transmissão do motor e do chassi, já que ela faz parte da estrutura do pulverizador. A figura 19 mostra a montagem do protótipo em um sistema CAD e a figura 20 a montagem definitiva em um pulverizador autopropulsado com os elementos dimensionados.

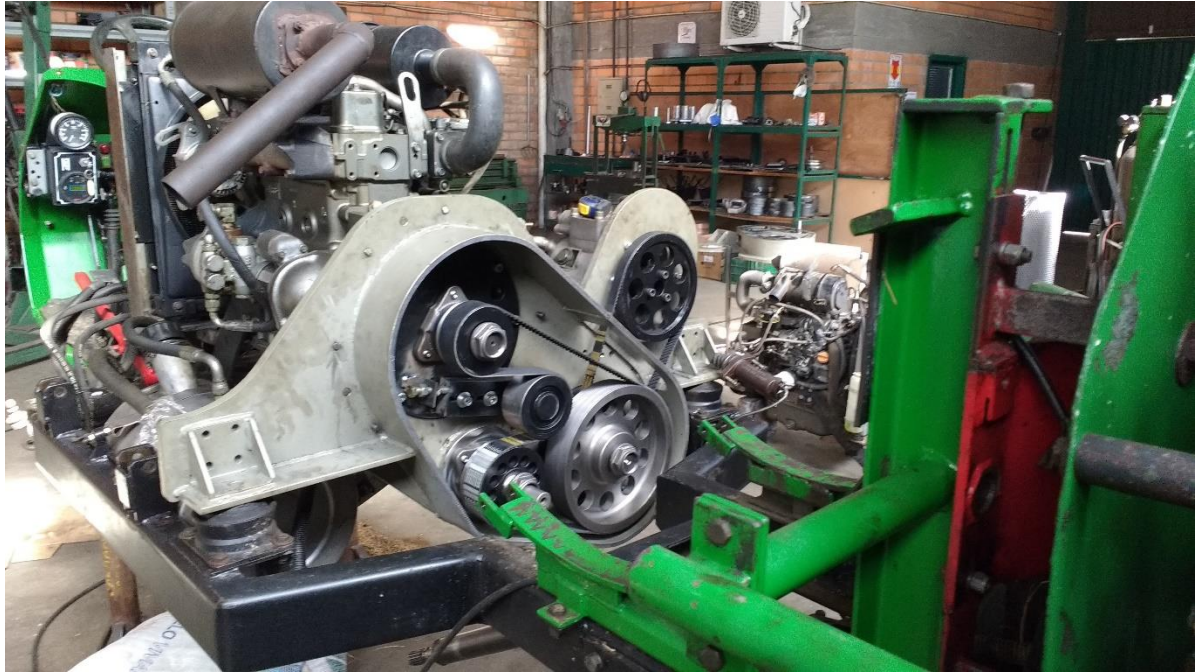
Com a montagem da transmissão finalizada e os ajustes das correias feitos de acordo com os dados da tabela 5, o equipamento foi entregue ao proprietário com instruções para operá-la normalmente em capacidade máxima. Após atingir o tempo estimado de 50 horas, período da primeira revisão, a transmissão foi aberta e a verificação dos componentes foi feita.

Figura 19 – Montagem do protótipo em um sistema CAD



Fonte: o autor (2016)

Figura 20 – Montagem do protótipo no equipamento



Fonte: o autor (2016)

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a comercialização dos primeiros pulverizadores com esse tipo de transmissões, observou-se durante a primeira revisão que, entre as polias 1 e 3 havia um acúmulo de fuligem proveniente da correia. Pela sua forma construtiva, observou-se que na polia 3 poderia estar acontecendo um deslizamento da correia, pois nesta posição, o seu envolvimento sobre a polia era o menor do conjunto.

Com o dimensionamento realizado, foi possível verificar que o ponto crítico da transmissão e a fonte da fuligem era proveniente da polia 1. Mesmo com um ângulo de abraçamento superior ao recomendado, devido a potência de entrada e o diâmetro da polia, verificou-se que 12 frisos não era suficiente para transmitir toda potência, sendo necessário a utilização de uma correia com 15 frisos.

No dimensionamento da correia principal, definida com 15 frisos e 1830 mm de comprimento, a numeração padrão encontrada no mercado foi de apenas 12 frisos. Por se tratar de uma medida fora dos padrões usuais, tivemos que comprar toda a manta fabricada, composta por 240 frisos. A partir disso, o fabricante nos forneceu a correia na quantidade de frisos necessária dividindo a manta em 16 correias. A correia do sistemas secundário, composta de 6 frisos e 1200 mm de comprimento, foi encontrada normalmente em revendas autorizadas.

No modelo em análise, os eixos eram fabricados a partir do aço SAE 8620 temperado e revenido com aproximadamente 1400 MPa de resistência à tração e com diâmetro de 45 mm. Após a realização dos estudos, foi possível verificar que os eixos poderiam ser fabricados com um material mais econômico. Adotando o aço SAE 1045 sem tratamento térmico para a realização dos cálculos, constatou-se que, os eixos poderiam ser confeccionados com diâmetro de 35 mm, reduzindo aproximadamente 22% do material.

Em consequência disso, os rolamentos e o tipo de mancalização também foram modificados. Antes utilizados rolamentos de rolos cônicos acoplados a um mancal de aço forjado, foi possível utilizar modelos de uma carreira de esferas acoplados em mancais usinados a partir de tubos mecânicos (SAE 1020), reduzindo aproximadamente 50% do custo anterior. O quadro 2 mostra o comparativo dos elementos que sofreram modificações com os do modelo atual.

A verificação dos rolamentos e das polias neste período de tempo, não sofreram alterações, bem como os eixos com material e diâmetros reduzidos. A figura 20 mostra o protótipo montado no equipamento.

Quadro 2 – Comparativo dos elementos modificados

Componente	Transmissão atual		Protótipo desenvolvido	
	Diâmetro (mm)	Coefficiente de segurança	Diâmetro (mm)	Coefficiente de segurança
Eixo 1	45	7,2	35	1,7
Eixo 2		6,5		1,5
Eixo 3		15,0		5,0
Eixo 6 (tensor)	40	5,0	35	2,1
Material	8620 temperado/revenido		1045 sem tratamento térmico	
Polia 1	110	-	110	-
Polia 2	240	-	280	-
Polia 3	140	-	140	-
Polia 4	150	-	140	-
Polia 6	210	-	210	-
Rolamento	Rolos cônicos		Simples de esferas	
Correia primária Correia secundária	12 pk 1600 mm (não padrão) 2 correias em V (padrão)		15 pk 1830 mm (padrão) 6 pk 1200 mm (padrão)	

Fonte: o autor (2016)

Na verificação do protótipo observou-se que, entre as polias 1 e 3 houve uma redução significativa da fuligem encontrada anteriormente, estimando que os restante seja proveniente do acentamento da correia e na redução da tensão do primeiro ajuste. Após a verificação visual, constatou-se que a deflexão da correia principal passou de 8,8 mm para 18 mm, tornando necessária a redefinição da tensão recomendada. A correia secundária não houve alterações consideráveis, por transmitir uma potência reduzida, sua deflexão sofreu um aumento de apenas 2 mm.

Todos os cálculos desenvolvidos estão apresentados no anexo I.

5. CONCLUSÃO

Após pesquisas feitas para o embasamento teórico da proposta, observou-se que a maioria das referências encontradas não apresenta de forma clara e objetiva parâmetros e análises para o dimensionamento apropriado para transmissões complexas através de correias e polias. Ou seja, em sistemas de mais de duas polias, onde forças atuam tanto no lado interno como externo da correia, normalmente encontradas apenas em catálogos técnicos de componentes automotivos.

A metodologia desenvolvida e uma análise mais atenta do equipamento original, considerando aspectos de fabricação e operação, permitiram estabelecer requisitos e restrições de projeto, que orientaram o seu desenvolvimento de modo objetivo.

A partir do objetivo geral foi possível analisar os componentes presentes afim de projetá-los de tal forma a atender os requisitos de projeto. Assim constatou-se que alguns componentes apresentavam um superdimensionamento, como os eixos, e outros um subdimensionamento, como a correia principal do sistema.

Ao final do projeto, pode-se constatar que todos os requisitos foram atendidos, tendo sido obtido um modelo de transmissão de mais fáceis e de menores custos de fabricação e manutenção. Com a construção do protótipo, foi possível analisar e verificar o comportamento dos elementos desenvolvidos em pleno funcionamento. Portanto as pequenas mudanças feitas no posicionamento dos elementos e o dimensionamento correto dos componentes tornaram possível garantir a adequação da transmissão a sua operação.

REFERÊNCIAS

- AGRALE. **Linha Agrale**. Disponível em: <<http://www.lintecmotores.com.br>>. Acesso em: 06 abr. 2015.
- BARBOSA, João Paulo. **Dimensionamento de chavetas**. São Mateus: Instituto Federal Espírito Santo, 2011. Color. Disponível em: <<ftp://ftp.cefetes.br>>. Acesso em: 30 maio 2016.
- CICLOSOFT. **Ciclosolf**. Disponível em: <http://www.ciclosoft.com.br>>. Acesso em: 06 jul. 2016.
- COLLINS, Jack A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas**. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- CUNHA, Lamartine B. **Elementos de Máquinas**. Rio de Janeiro: LTC, 2005.
- DUBBEL. **Manual da Construção de Máquinas**. Hemus, 1979.
- FORMOLO, Bruno. **Estudo De Fatores de Concentração de Tensão em Alojamentos de Chaveta**, São Paulo: [sl], 2010?.
- FUNK, Wolfran. Belt Drives. In: SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.. **Standard Handbook of Machine Design**. 2. ed. New York: Mcgraw-hill, 1996. Cap. 31, p. 1003.
- KUBBA, San A. A. **Desenho Técnico Para Construção**. Porto Alegre: Bookman, 2014.
- MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**. 10. ed. São Paulo: Érica, 2013.
- NIEMANN, Gustav. **Elementos de Máquinas**. Volume I. 5ª reimpressão. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1995.
- NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- OPTIBELT. **Tecnico Manual**. Disponível em: <www.optibelt.com>. Acesso em: 16 abr. 2016.
- POLVIRAMA. **Pulverizadores**. Disponível em: <<http://www.polvirama.com.br>>. Acesso em: 15 mar. 2016.
- PICININI, Edson C. et al. **Pulverizador Autopropelido para Pesquisa com defensivos agrícolas**. Rio Grande do Sul, página 7, 1988.
- SHIGLEY; BUDYNAS; NISBETT. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: Bookman, 2011.
- YANMAR. **Engine**. Disponível em: <www.yanmar.com.br>. Acesso em: 06 out. 2015.

ANEXO A

FATORES MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

Condição de superfície: as superfícies dos materiais devem apresentar o melhor acabamento possível, pois são as imperfeições que fragilizam o material, fazendo com que falhem precocemente. Na sequência, observa-se a equação que define a condição de superfície K_a , dependendo de duas variáveis, que correspondem ao tipo de acabamento superficial utilizado no material avaliado. Esses valores e equacionamento se encontram a partir da tabela 7 e da equação 45 listadas abaixo.

Tabela 7 – Seleção do fator a e b

Acabamento Superficial	Fator a	Expoente b
Retificado	1,58	- 0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	- 0,265
Laminado a quente	57,7	- 0,718
Forjado	272	- 0,995

Fonte: adaptado de Shigley, Budinas e Nisbett (2011)

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (45)$$

Fator de tamanho: Para calcular o efeito que o tamanho do componente exerce sobre o limite a fadiga, segue a equação 46 do fator de tamanho K_b . Considerando que para forças axiais, esse fator não influencia, e para resultados de flexão e torção seguem as condições abaixo.

$$K_b = \begin{cases} (d/7,62)^{-107} = 1,24d^{-0.107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (46)$$

Fator de carga: um dos fatores que reduzem a resistência do material é a flexão, força axial e torção exercida sobre ele, onde seus respectivos valores correspondentes são 1, 0.85 e 0.59 que representam o fator de carga K_c .

Fator de temperatura: A microestrutura dos materiais é sensível a temperatura. Quando temos temperaturas abaixo à ambiente, a possibilidade de fratura frágil é bastante recorrente, por isso, deve-se analisá-la primeiro. Já com a ocorrência de temperaturas mais elevadas, o escoamento do material deve ser levado em conta primeiro, pois essa sensibilidade cai mais rapidamente. Dessa forma, sabendo o valor

de resistência a fadiga do material na temperatura ambiente, pode-se atribuir valores a equação 47 para encontrar o fator de temperatura de acordo com a tabela 8.

Tabela 8 – Fator com relação a temperatura ambiente

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Fonte: adaptado de Shigley, Budynas e Nisbett (2011)

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (47)$$

Fator de confiabilidade: tendo os dados de resistência de amostras, em que são adotados valores médios, adota-se uma conversão referente a confiabilidade que se deseja dos resultados. Esses parâmetros são mostrados na tabela 9.

Tabela 9 – Valores para fator de confiabilidade

Confiabilidade, %	Fator de confiabilidade K_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
9,9999	0,620

Fonte: adaptado de Shigley, Budynas e Nisbett (2011)

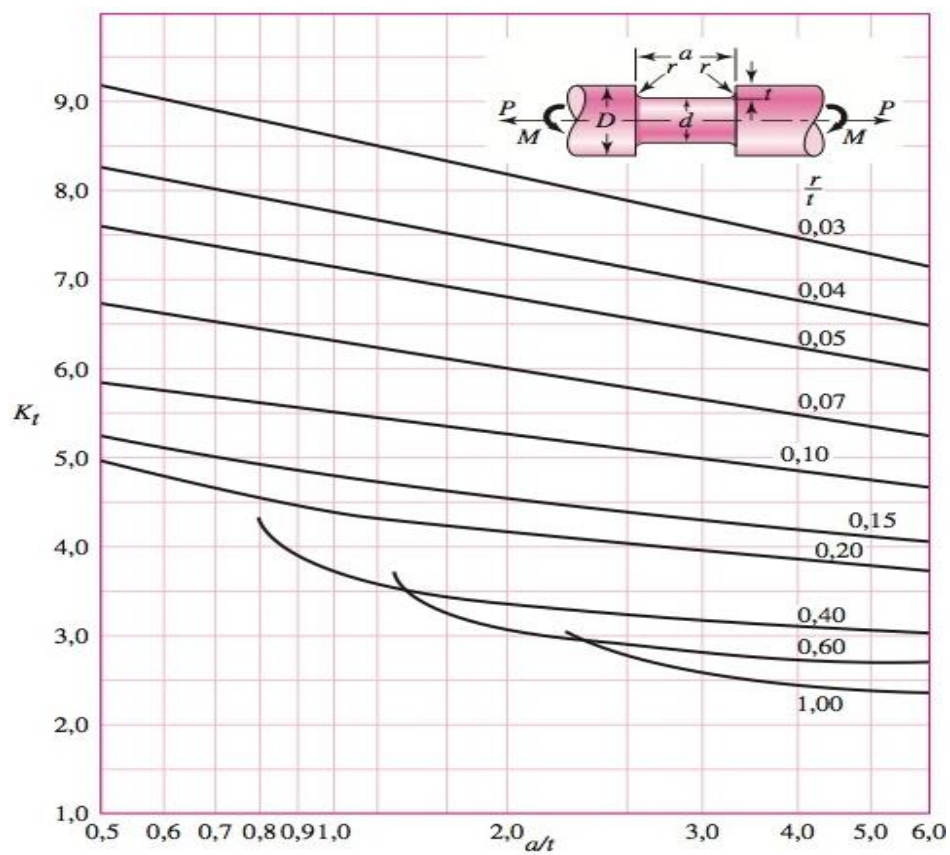
Fator de efeitos diversos K_f : esse fator pode ser descrito por imperfeições do material ou algo que o fragilize. É muito comum em eixos o escalonamento de diâmetros e ranhuras ao longo de seu comprimento a fim de posicionar e/ou fixar elementos de transmissão. Um exemplo clássico é o uso de rasgos de chavetas para

travar os elementos. Para encontrar os valores referentes a sensibilidade ao entalhe, seguimos a equação 48 a seguir.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{ou} \quad K_{fs} = 1 + q_{\text{cisalhamento}}(K_{ts} - 1) \quad (48)$$

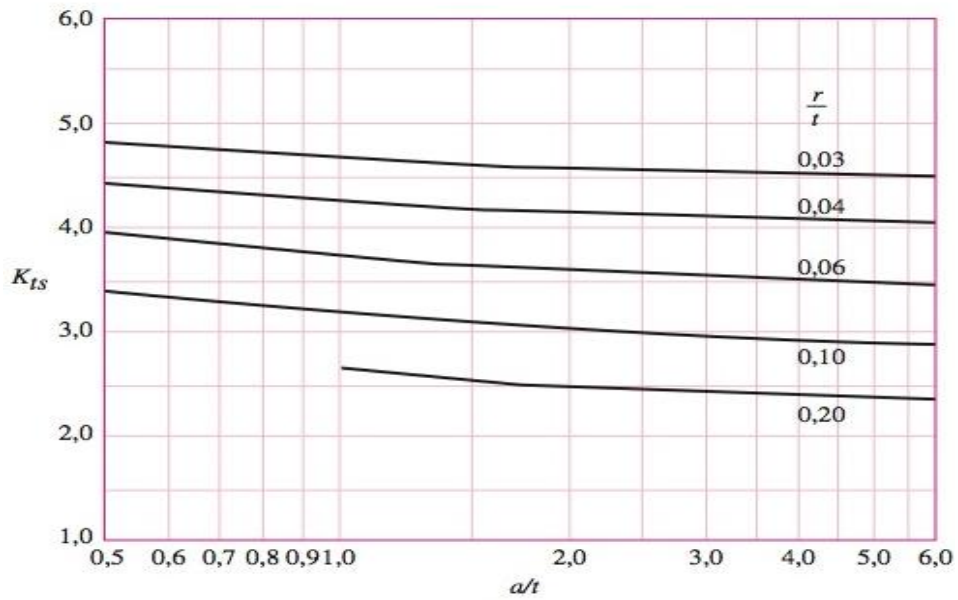
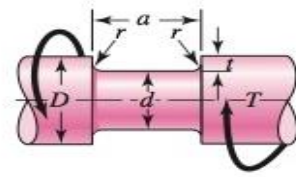
Onde K_t é o concentrador de tensão e q é a sensibilidade ao entalhe, ambos seleccionados a partir das figura 21, 22, 23 e 24 a seguir.

Figura 21 – Eixo com rasgo de chave de fundo plano em flexão e/ou tração



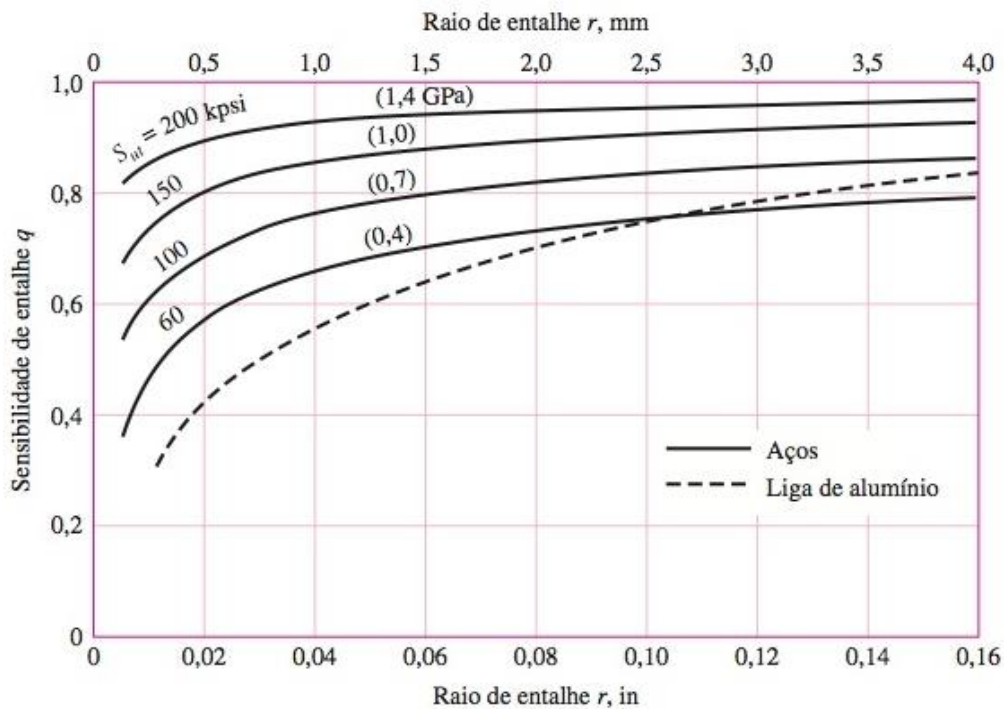
Fonte: Shigley, Budynas e Nisbett (2011)

Figura 22 – Eixo com rasgo de chaveta de fundo plano em torção



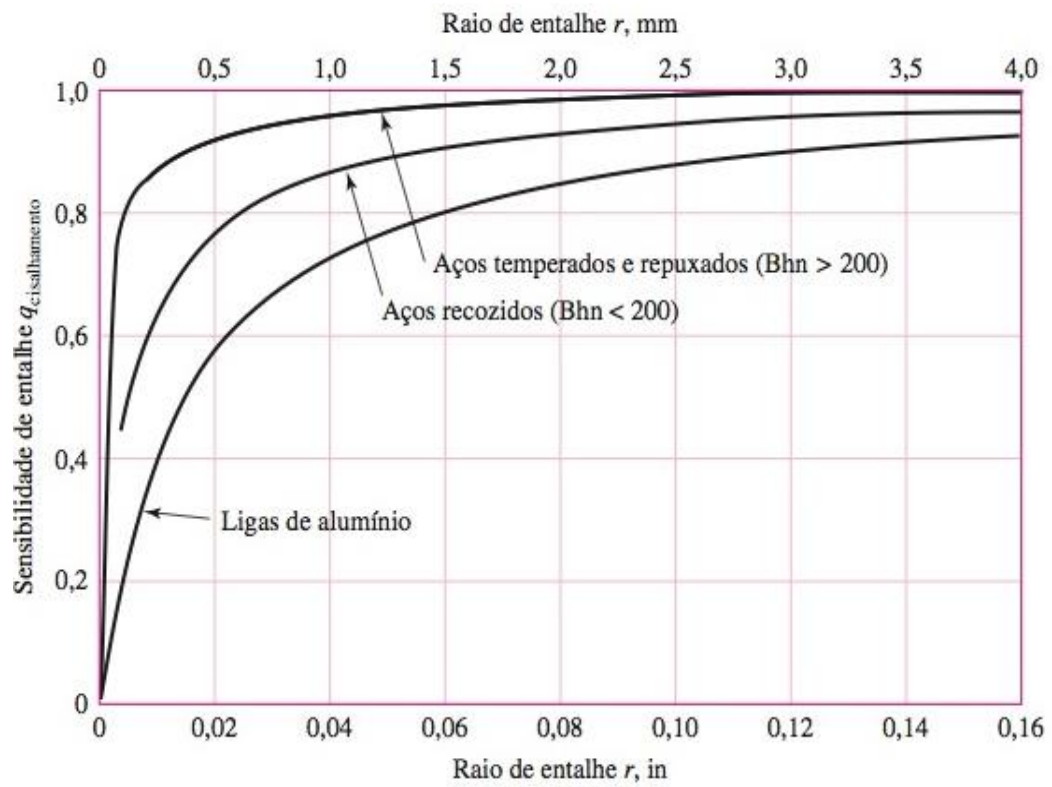
Fonte: Shigley, Budynas e Nisbett (2011)

Figura 23 – Sensibilidade ao entalhe por flexão



Fonte: Shigley, Budynas e Nisbett (2011)

Figura 24 – Sensibilidade ao entalhe por torção



Fonte: Shigley, Budynas e Nisbett (2011)

ANEXO B

PARÂMETROS E CARACTERÍSTICAS DAS CHAVETAS

Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métrica				
Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
0,302<d<0,437	0,093	10	8<d<10	3 x 3
0,437<d<0,562	0,125	10	10<d<12	4 x 4
0,562<d<0,875	0,187	0,250	12<d<17	5 x 5
0,875<d<1,250	0,250	0,312	17<d<22	6 x 6
1,250<d<1,375	0,312	0,375	22<d<30	8 x 7
1,375<d<1,750	0,375	0,375	30<d<38	10 x 8
1,750<d<2,250	0,500	0,500	38<d<44	12 x 8
2,250<d<2,750	0,625	0,500	44<d<50	14 x 9
2,750<d<3,250	0,750	0,625	50<d<58	16 x 10
3,250<d<3,750	0,875	0,750	58<d<65	18 x 11
3,750<d<4,500	1,000	0,750	65<d<75	20 x 12
4,500<d<5,500	1,250	0,875	75<d<85	22 x 14
5,500<d<6,500	1,500	1,000	85<d<95	25 x 14

Fonte: Norton (2013)

ANEXO C

FATOR DE SERVIÇO EM FUNÇÃO DO TIPO DE MOTOR E APLICAÇÃO

Máquina Conduzida	Máquina Condutora					
	Motores AC: Torque Normal, Rotor Gaiola de Anéis, Síncronicos, Divisão de Fase Motores DC: Enrolados em Derivação Motores Estacionários: Combustão interna de Múltiplos Cilindros			Motores AC: Alto Torque, Alto Escorregamento, Repulsão-Indução, Monofásico, Trifásico Enrolado em Série, Anéis Coletores Motores DC: Enrolados em Série, Enrolados mistos Motores Estacionários: Combustão interna de um cilindro* Eixos de Transmissão Embreagens		
	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo
As máquinas relacionadas são apenas exemplos representativos. Escolha o grupo cujas características sejam mais semelhantes à máquina em consideração	3-5h diárias ou periodicamente	8-10h diárias	16-24h diárias	3-5h diárias ou periodicamente	8-10h diárias	16-24h diárias
Agitadores para Líquidos Ventiladores e Exaustores Bombas Centrífugas e Compressores Ventiladores até 10cv Transportadores de Carga Leve	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Correias Transportadoras para Areia e Cereais Ventiladores de mais 10cv Geradores Eixos de Transmissão Maquinário de Lavanderia Punções, Prensas e Tesourões Máquinas Gráficas Bombas Centrífugas de Deslocamento Positivo Peneiras Vibratórias Rotativas	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Maquinário para Olaria Elevadores de Canecas Excitadores Compressores de Pistão Moinhos de Martelo Moinhos para Indústria de Papel Bombas de Pistões Serrarias e Maquinário de Carpintaria Maquinários Têxteis	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5
Britadores (Giratórios e de Mandíbulas) Guindastes Misturadores, Calandras e Moinhos para Borracha	1,3	1,4	1,5	1,6	1,6	1,8
<p>* O fator de serviço deverá ser aplicado sobre o valor para regime contínuo, mencionado na placa de identificação do próprio motor. Subtraia 0,2 (com um fator de serviço mínimo de 1,0) quando se tratar de classificação máxima intermitente. Recomenda-se o uso de um Fator de Serviço de 2,0 para equipamento sujeito a sufocações ou afogadiços.</p>						

Fonte: Melconian (2013)

ANEXO D

SELEÇÃO DE DIÂMETROS EXTERNOS MÍNIMOS RECOMENDADOS PARA CORREIAS SUPER HC E HI-POWER II

CV do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						CV do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
½	-	-	2,2	-	-	-	½
¾	-	-	2,4	2,2	-	-	¾
1	3,0	2,5	2,4	2,4	2,2	-	1
1 ½	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2,2	1 ½
2	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	3
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	5
7 ½	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7 ½
10	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	15
20	8,2	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	20
25	9,0	8,2	6,8	6,0	4,4	4,4	25
30	10	9,0	6,8	6,8	5,2	-	30
40	10	10	8,2	6,8	6,0	-	40
50	11	10	8,4	8,2	6,8	-	50
60	12	11	10	8,0	7,4	-	60
75	14	13	9,5	10	8,6	-	75
100	18	15	12	10	8,6	-	100
125	20	18	15	12	10,5	-	125
150	22	20	18	13	10,5	-	150
200	22	22	22	-	13,2	-	200
250	22	22	-	-	-	-	250
300	27	27	-	-	-	-	300

* Rotação para motores elétricos de 50 ciclos.

Fonte: Melconian (2013)

CV do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						CV do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
½	2,5	2,5	2,2	-	-	-	½
¾	3	2,5	2,4	2,2	-	-	¾
1	3	3	2,4	2,4	2,2	-	1
1 ½	3	3	2,4	2,4	2,4	2,2	1 ½
2	3,8	3	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	3
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,6	5
7 ½	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7 ½
10	6	5,2	4,6	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6	5,4	4,6	4,4	3,8	15
20	8,2	6,8	6,0	5,4	4,6	4,4	20
25	9	8,2	6,8	6,0	5,0	4,4	25
30	10	9,0	6,8	6,8	5,4	-	30
40	10	10	8,2	6,8	6,0	-	40
50	11	10	9,0	8,2	6,8	-	50
60	12	11	10,0	9,0	7,4	-	60
75	14	13	10,5	10,0	9,0	-	75
100	18	15	12,5	11,0	10,0	-	100
125	20	18	15	12,5	11,5	-	125
150	22	20	18	13	-	-	150
200	22	22	22	-	-	-	200
250	22	22	-	-	-	-	250
300	27	27	-	-	-	-	300

Fonte: Melconian (2013)

ANEXO E

CLASSIFICAÇÃO DE POTÊNCIA POR CORREIA PARA PERFIL A

Potência Básica													Potência adicional															
RPM do eixo mais rápido	CV básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros												RPM do eixo mais rápido	CV adicional por correia, para relação de velocidade														
	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120		125	140	150	165	180	190	1.00 a 1.01	1.02 a 1.03	1.04 a 1.05	1.06 a 1.08	1.09 a 1.12	1.13 a 1.16	1.17 a 1.22	1.23 a 1.30	1.31 a 1.49
950	0.55	0.74	0.92	1.11	1.29	1.47	1.65	1.83	2.01	2.19	2.37	2.54	2.71	3.23	3.57	4.07	4.56	4.89	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
1160	0.61	0.84	1.06	1.28	1.50	1.71	1.93	2.14	2.35	2.56	2.77	2.98	3.19	3.79	4.19	4.78	5.36	5.74	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.22
1425	0.67	0.94	1.21	1.47	1.73	1.99	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.49	3.74	4.45	4.92	5.61	6.28	6.71	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
1750	0.73	1.05	1.37	1.68	1.99	2.30	2.60	2.90	3.20	3.49	3.78	4.07	4.35	5.19	5.73	6.51	7.27	7.76	0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.25	0.29	0.33
2050	0.77	1.25	1.71	2.17	2.62	3.07	3.50	3.93	4.34	4.75	5.15	5.54	5.91	6.99	7.65	8.56	9.36	9.83	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53
3450	0.70	1.25	1.79	2.31	2.82	3.31	3.80	4.26	4.72	5.16	5.58	5.99	6.38	7.46	8.08	8.89			0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64
200	0.19	0.24	0.29	0.33	0.38	0.42	0.47	0.51	0.55	0.60	0.64	0.68	0.73	0.86	0.94	1.07	1.19	1.28	0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04
400	0.32	0.41	0.49	0.58	0.66	0.74	0.83	0.91	0.99	1.08	1.16	1.24	1.32	1.56	1.72	1.96	2.19	2.35	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07
600	0.42	0.54	0.67	0.79	0.91	1.03	1.15	1.27	1.39	1.51	1.63	1.74	1.86	2.20	2.43	2.77	3.11	3.33	0.00	0.01	0.02	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.11
800	0.50	0.66	0.82	0.98	1.14	1.29	1.45	1.60	1.75	1.91	2.06	2.21	2.36	2.80	3.10	3.53	3.96	4.24	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15
1000	0.57	0.76	0.96	1.15	1.34	1.53	1.72	1.91	2.10	2.28	2.46	2.65	2.83	3.37	3.72	4.24	4.76	5.10	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19
1200	0.62	0.85	1.08	1.31	1.53	1.76	1.98	2.20	2.42	2.63	2.85	3.06	3.27	3.90	4.31	4.91	5.50	5.89	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.22
1400	0.67	0.93	1.19	1.45	1.71	1.96	2.22	2.47	2.72	2.96	3.21	3.45	3.69	4.39	4.86	5.53	6.19	6.62	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26
1600	0.71	1.00	1.30	1.59	1.87	2.16	2.44	2.72	3.00	3.27	3.54	3.81	4.08	4.86	5.37	6.11	6.83	7.29	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30
1800	0.74	1.06	1.39	1.71	2.03	2.34	2.65	2.96	3.26	3.56	3.86	4.15	4.44	5.29	5.84	6.64	7.41	7.90	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34
2000	0.76	1.12	1.47	1.82	2.16	2.51	2.84	3.18	3.51	3.83	4.15	4.47	4.78	5.69	6.28	7.12	7.93	8.44	0.00	0.04	0.08	0.12	0.17	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37
2200	0.77	1.16	1.54	1.92	2.29	2.66	3.02	3.38	3.73	4.08	4.42	4.76	5.09	6.06	6.67	7.55	8.38	8.90	0.00	0.05	0.09	0.14	0.18	0.23	0.27	0.32	0.36	0.41
2400	0.78	1.20	1.61	2.01	2.41	2.80	3.19	3.57	3.94	4.31	4.67	5.03	5.38	6.39	7.03	7.93	8.77	9.28	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
2600	0.78	1.22	1.66	2.09	2.51	2.93	3.34	3.74	4.13	4.52	4.90	5.27	5.63	6.68	7.33	8.25	9.08	9.58	0.00	0.05	0.11	0.16	0.21	0.27	0.32	0.38	0.43	0.48
2800	0.77	1.24	1.70	2.16	2.60	3.04	3.47	3.89	4.30	4.71	5.10	5.49	5.86	6.93	7.59	8.51	9.32	9.80	0.00	0.06	0.12	0.17	0.23	0.29	0.35	0.41	0.46	0.52
3000	0.76	1.25	1.74	2.22	2.68	3.14	3.59	4.03	4.45	4.87	5.28	5.67	6.06	7.14	7.81	8.70	9.47	9.92	0.00	0.06	0.12	0.19	0.25	0.31	0.37	0.43	0.50	0.56
3200	0.74	1.26	1.77	2.26	2.75	3.23	3.69	4.14	4.59	5.01	5.43	5.83	6.22	7.31	7.97	8.83	9.55	9.94	0.00	0.07	0.13	0.20	0.26	0.33	0.40	0.46	0.53	0.60
3400	0.71	1.25	1.78	2.30	2.81	3.30	3.78	4.24	4.69	5.13	5.56	5.96	6.36	7.44	8.07	8.89			0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63
3600	0.68	1.24	1.79	2.33	2.85	3.35	3.85	4.32	4.78	5.23	5.65	6.06	6.45	7.51	8.12	8.87			0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.60	0.67
3800	0.63	1.22	1.79	2.34	2.88	3.40	3.90	4.38	4.85	5.30	5.72	6.13	6.52	7.54	8.11				0.00	0.08	0.16	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71
4000	0.58	1.19	1.77	2.34	2.89	3.42	3.93	4.42	4.89	5.34	5.76	6.16	6.54	7.52	8.04				0.00	0.08	0.17	0.25	0.33	0.41	0.50	0.58	0.66	0.74
4200	0.53	1.15	1.75	2.33	2.89	3.43	3.95	4.44	4.91	5.35	5.77	6.16	6.53	7.45					0.00	0.09	0.17	0.26	0.35	0.43	0.52	0.61	0.69	0.78
4400	0.47	1.10	1.72	2.31	2.88	3.43	3.94	4.44	4.90	5.34	5.75	6.13	6.47						0.00	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.55	0.64	0.73	0.82
4600	0.39	1.05	1.67	2.28	2.85	3.40	3.92	4.41	4.87	5.30	5.69	6.05	6.38						0.00	0.10	0.19	0.29	0.38	0.48	0.57	0.67	0.76	0.86
4800	0.32	0.98	1.62	2.23	2.81	3.36	3.88	4.36	4.81	5.23	5.60	5.94							0.00	0.10	0.20	0.31	0.40	0.50	0.60	0.69	0.79	0.89
5000	0.23	0.91	1.55	2.17	2.75	3.30	3.81	4.29	4.73	5.12	5.48								0.00	0.10	0.21	0.31	0.41	0.52	0.62	0.72	0.83	0.93
5200	0.14	0.82	1.48	2.10	2.68	3.22	3.73	4.19	4.61	4.99									0.00	0.11	0.21	0.32	0.43	0.54	0.65	0.75	0.86	0.97
5400	0.03	0.73	1.39	2.01	2.59	3.13	3.62	4.07	4.47	4.82									0.00	0.11	0.22	0.33	0.45	0.56	0.67	0.78	0.89	1.01
5600		0.63	1.29	1.91	2.48	3.01	3.49	3.92	4.30										0.00	0.12	0.23	0.35	0.46	0.58	0.69	0.81	0.93	1.04
6000		0.39	1.05	1.66	2.22	2.72	3.16												0.00	0.12	0.24	0.36	0.48	0.60	0.72	0.84	0.96	1.08
6200		0.25	0.91	1.51	2.06	2.54	2.96												0.00	0.13	0.26	0.38	0.51	0.64	0.77	0.90	1.03	1.15
6400		0.11	0.76	1.35	1.88	2.34													0.00	0.13	0.26	0.40	0.53	0.66	0.79	0.93	1.06	1.19
6600			0.59	1.17	1.68														0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.68	0.82	0.96	1.09	1.23
6800			0.41	0.98	1.46														0.00	0.14	0.28	0.42	0.56	0.70	0.84	0.98	1.13	1.27

Todas as polias devem receber um balanceamento estático para velocidades (do eixo ou operação), contido as correias funcionando em segurança em velocidade até 30ms. Crie as velocidades livres problemas, recomendamos que as polias sejam balanceadas dinamicamente.

Para outras combinações de RPM, Diâmetro não figuradas nesta tabela, consulte a Gates.

Velocidade da correia acima de 30ms, consulte a Gates

Fonte: Melconian (2013)

ANEXO F

COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE CORREIAS E POLIAS

Tipos de Correia		MATERIAL DAS POLIAS			
		Papel	Madeira	Aço	Fofo
De couro	Curtimento vegetal	0,35	0,30	0,25	0,25
	Curtimento mineral	0,50	0,45	0,40	0,40
De algodão	Tecidos	0,28	0,25	0,20	0,22
	Costurados	0,25	0,23	0,20	0,20
De lã	Emborrachada	0,35	0,32	0,20	0,30

Fonte: Melconian (2013)

ANEXO G

CARACTERÍSTICAS QUE INFLUENCIAM NA ESCOLHA NO TIPO DE ROLAMENTO

Tipo de Mancal	Capacidade Radial	Capacidade Axial	Velocidade-Límite	Rigidez Radial	Rigidez Axial
Esferas de canal profundo	moderada	moderada — ambas as direções	alta	moderada	baixa
Esferas de capacidade máxima	moderada (mais)	moderada — uma direção	alta	moderada (mais)	baixa (mais)
Esferas de contato angular	moderada	moderada (mais) — uma direção	alta (menos)	moderada	moderada
Rolos cilíndricos	alta	nenhuma	moderada (mais)	alta	nenhuma
Rolos esféricos	alta	moderada — ambas as direções	moderada	alta (menos)	moderada
Rolos-agulha	moderada à alta	nenhuma	moderada à muito alta	moderada à alta	nenhuma
Rolos cônicos de uma carreira	alta (menos)	moderada (mais) — uma direção	moderada	alta (menos)	moderada
Rolos cônicos de duas carreiras	alta	moderada — ambas as direções	moderada	alta	moderada
Rolos cônicos de quatro carreiras	alta (mais)	alta — ambas as direções	moderada (menos)	alta (mais)	alta
Axial de esferas	nenhuma	alta — uma direção	moderada (menos)	nenhuma	alta
Axial de rolos	nenhuma	alta (mais) — uma direção	baixa	nenhuma	alta (mais)
Axial de rolos cônicos	apenas posicional	alta (mais) — uma direção	baixa	nenhuma	alta (mais)

Fonte: Collins (2006)

ANEXO H

SELEÇÃO DO TIPO DE MANCAL ADEQUADO

Tipo de Mancal	Dinâmico				Estático			
	X_{d1}	Y_{d1}	X_{d2}	Y_{d2}	X_{s1}	Y_{s1}	X_{s2}	Y_{s2}
Mancal radial de esferas de uma carreira	1	0	0,55	1,45	1	0	0,6	0,5
Mancal de esferas de uma carreira de contato angular (pequeno ângulo)	1	0	0,45	1,2	1	0	0,5	0,45
Mancal de esferas de uma carreira de contato angular (grande ângulo)	1	0	0,4	0,75	1	0	0,5	0,35
Mancal radial de esferas de duas carreiras	1	0	0,55	1,45	1	0	0,6	0,5
Mancal de esferas de duas carreiras de contato angular (pequeno ângulo)	1	1,55	0,7	1,9	1	0	1	0,9
Mancal de esferas de duas carreiras de contato angular (grande ângulo)	1	0,75	0,6	1,25	1	0	1	0,65
Mancal de esferas de uma carreira autocompensador ²	1	0	0,4	$0,4\cot\alpha$	1	0	0,5	$0,2\cot\alpha$
Mancal de esferas de duas carreiras autocompensador	1	$0,4\cot\alpha$	0,65	$0,65\cot\alpha$	1	0	1	$0,45\cot\alpha$
Mancal de rolos retos ² ($\alpha = 0$); (não suporta carga axial)	1	0	—	—	1	0	1	0
Mancal de rolos de uma carreira ³ ($\alpha \neq 0$)	1	0	0,4	$0,4\cot\alpha$	1	0	0,5	$0,2\cot\alpha$
Mancal de rolos de duas carreiras ($\alpha \neq 0$)	1	$0,45\cot\alpha$	0,65	$0,65\cot\alpha$	1	0	1	$0,45\cot\alpha$
Mancal de rolos de uma carreira autocompensador	1	0	0,4	$0,4\cot\alpha$	1	0	0,5	$0,2\cot\alpha$
Mancal de rolos de duas carreiras autocompensador	1	$0,45\cot\alpha$	0,65	$0,65\cot\alpha$	1	0	1	$0,45\cot\alpha$

Fonte: Collins (2006)

TABELAS PARCIAIS PARA SELEÇÃO DE ROLAMENTOS

TABELA 11.5 Capacidades de Carga e Dimensões para Mancais Radiais de Esferas de uma Carreira e Canal Profundo Selecionados (Tipo Conrad): Séries 60, 62 e 63 (Cortesia da SKF® USA Inc., Norristown, PA)

Número do Mancais	Furo		Diâmetro Externo		Largura		Raio de Adoçamento Máximo ¹		Diâmetro Mínimo de Encosto no Eixo ²		Capacidade de Carga Básica ³ C _i				Carga Aproximada de Limite de Fadiga ⁴ P _r		Velocidade-Limite ⁵ , 10 ³ rpm
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	kN	lbf	10 ³ kN	10 ³ lbf	kN	lbf	Com graxa/óleo
6000	10	0,3937	26	1,0236	8	0,3150	0,3	0,012	12	0,472	4,62	1,04	1,96	0,44	0,08	0,019	30/36
6200			30	1,1811	9	0,3543	0,6	0,024	14	0,551	5,07	1,14	2,36	0,53	0,10	0,023	24/30
6300			35	1,3780	11	0,4331	0,6	0,024	14	0,551	8,06	1,81	3,40	0,76	0,14	0,032	20/26
6002	15	0,5906	32	1,2598	9	0,3543	0,3	0,012	17	0,669	5,59	1,26	2,85	0,64	0,12	0,027	22/28
6202			35	1,3780	11	0,4331	0,6	0,024	19	0,748	7,80	1,75	3,75	0,84	0,16	0,036	19/24
6302			42	1,6535	13	0,5118	1	0,039	20	0,787	11,40	2,56	5,40	1,21	0,23	0,051	17/20
6004	20	0,7874	42	1,6535	12	0,4724	0,6	0,024	24	0,945	9,36	2,10	5,00	1,12	0,21	0,048	17/20
6204			47	1,8504	14	0,5512	1	0,039	25	0,984	12,70	2,86	6,55	1,47	0,28	0,063	15/18
6304			52	2,0472	15	0,5906	1	0,039	26,5	1,043	15,90	3,57	7,80	1,75	0,34	0,075	13/16
6005	25	0,9843	47	1,8504	12	0,4724	0,6	0,024	29	1,142	11,20	2,52	6,55	1,47	0,28	0,062	15/18
6205			52	2,0472	15	0,5906	1	0,039	30	1,181	14,00	3,15	7,80	1,75	0,34	0,075	12/15
6305			62	2,4409	17	0,6693	1	0,039	31,5	1,240	22,50	5,06	11,60	2,61	0,49	0,110	11/14
6006	30	1,1811	55	2,1654	13	0,5118	1	0,039	35	1,378	13,30	2,99	8,30	1,87	0,36	0,080	12/15
6206			62	2,4409	16	0,6299	1	0,039	35	1,378	19,50	4,38	11,20	2,52	0,48	0,107	10/13
6306			72	2,8346	19	0,7480	1	0,039	36,5	1,437	28,10	6,32	16,00	3,60	0,67	0,151	9/11
6007	35	1,3780	62	2,4409	14	0,5512	1	0,039	40	1,575	15,90	3,57	10,20	2,29	0,44	0,099	10/13
6207			72	2,8346	17	0,6693	1	0,039	41,5	1,634	25,50	5,73	15,30	3,44	0,66	0,147	9/11
6307			80	3,1496	21	0,8268	1,5	0,059	43	1,693	33,20	7,46	19,00	4,27	0,82	0,183	8,5/10
6008	40	1,5748	68	2,6772	15	0,5906	1	0,039	45	1,772	16,80	3,78	11,60	2,61	0,49	0,110	9,5/12
6208			80	3,1496	18	0,7087	1	0,039	46,5	1,831	30,70	6,90	19,00	4,27	0,80	0,180	8,5/10
6308			90	3,5433	23	0,9055	1,5	0,059	48	1,890	41,00	9,22	24,00	5,40	1,02	0,229	7,5/9
6009	45	1,7717	75	2,9528	16	0,6299	1	0,039	50	1,969	20,80	4,68	14,60	3,28	0,64	0,144	9/11
6209			85	3,3465	19	0,7480	1	0,039	51,5	2,028	33,20	7,46	21,60	4,86	0,92	0,206	7,5/9
6309			100	3,9370	25	0,9843	1,5	0,059	53	2,087	52,70	11,90	31,50	7,08	1,34	0,301	6,7/8
6010	50	1,9685	80	3,1496	16	0,6299	1	0,039	55	2,165	21,60	4,86	16,00	3,60	0,71	0,160	8,5/10
6210			90	3,5433	20	0,7874	1	0,039	56,5	2,224	35,10	7,89	23,20	5,22	0,98	0,220	7/8,5
6310			110	4,3307	27	1,0630	2	0,079	59	2,323	61,80	13,90	38,00	8,54	1,60	0,360	6,3/7,5
6011	55	2,1654	90	3,5433	18	0,7087	1	0,039	61,5	2,421	28,10	6,32	21,20	4,77	0,90	0,202	7,5/9
6211			100	3,9370	21	0,8268	1,5	0,059	63	2,480	43,60	9,80	29,00	6,52	1,25	0,281	6,3/7,5
6311			120	4,7244	29	1,1417	2	0,079	64	2,520	71,50	16,10	45,00	10,10	1,90	0,427	5,6/6,7

Fonte: Collins (2006)

ANEXO I

RESUMO DOS CÁLCULOS DESENVOLVIDOS

1 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

$$i = \frac{d}{D} = \frac{n_{movida}}{n_{motora}}$$

Polias	01 - 02	01 - 03	02 - 04	04 - 05
d	280	140	140	210
D	110	110	280	140
i	2,545:1	1,272:1	0,5:1	1,5:1

Fonte: o autor (2016)

2 TRANSMISSÃO POR CORREIAS

Dados do catálogo: P , P_N , C_1 , C_2 , C_3

$$P_p = P \cdot C_2$$

$$V_p = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2$$

Polias	P (kW)	P_p (kW)	P_N (kW)	V_p (m/s)	β	C_1	C_2	C_3
01	24	31,2	2	11,9	206,9°	1,01	1,3	1,03
02	16,6	21,6	2,36	11,9	175,4°	1,0	1,3	1,03
03	7,4	9,62	2,08	11,9	160°	0,8	1,3	1,03
04	3,6	4,7	1,23	6	168°	0,79	1,3	1,08
05	3,6	4,7	1,32	6	192°	1,0	1,3	1,08
06	-	-	-	11,9	183°	-	-	-

Fonte: o autor (2016)

$$Z = \frac{P \cdot C_2}{P_N \cdot C_1 \cdot C_3}$$

$$T_s = \frac{500 \cdot (2,03 - C_1) \cdot P_p}{C_1 \cdot Z \cdot V_p} + k \cdot V_p^2$$

$$S_a = 2T_S \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot Z$$

$$E_a = \frac{2,15 \cdot L}{100}$$

$$S_1 = \frac{1030 \cdot P_P}{C1 \cdot V_P}$$

$$S_2 = \frac{1000 \cdot (1,03 - C1) \cdot P_P}{C1 \cdot V_P}$$

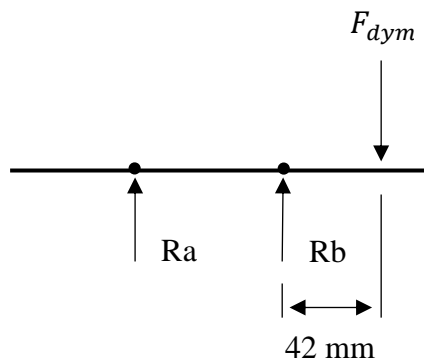
$$F_{dym} = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2 \cdot S_1 \cdot S_2 \cdot \cos \beta}$$

Polias	Z	T_S (N)	S_a (N)	E_a (mm)	S_1 (N)	S_2 (N)	F_{dym} (N)
01	15	88,2	2573	8,8	2670	51,83	2624
02	11	106	2330	8,8	2270	66	2200
03	6	106	1253	8,8	1039	232	825
04	4,5	137	1639	8,2	1021	238	790
05	3,3	123	812	8,2	807	24	784
06	-	-	-	-	-	-	2624

Fonte: o autor (2016)

3 Dimensionamento dos eixos

Diagrama de corpo livre



Onde R_a e R_b são as reações dos rolamentos e F_{dym} é a força resultante da correia sobre o eixo.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left(\frac{2K_f M_a}{S_e} + \frac{\left(3 \left(K_{fs} T_m \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Eixo	S_{ut} (MPa)	S_e (MPa)	M_a (Nm)	T_m (Nm)	K_f	K_{fs}	N_f	d (mm)	d (mm)	N_f
01			110,21	144,32				33,62		1,7
02	738,0	119,0	92,4	308,0	2,14	3,0	1,5	34,75	35,0	1,53
03			34,65	57,75				23,28		5,0
06			110,21	-				27,7		2,1

Fonte: o autor (2016)