



EARLI JUNIOR GEUSEMIN

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE
UMA BANCADA DE TESTES DE PLANTADEIRAS**

**Horizontina
2014**

Earli Junior Geusemin

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE UMA
BANCADA DE TESTES DE PLANTADEIRAS**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Anderson Dal Molin, Mestre.

Horizontina

2014

FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Dimensionamento Do Sistema De Transmissão De Uma Bancada De Testes De
Plantadeiras”**

Elaborada por:

Earli Junior Geusemin

como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Aprovado em: 03/12/2014

Pela Comissão Examinadora

Prof. Me. Anderson Dal Molin

Presidente da Comissão Examinadora - Orientador

Prof. Dr. Richard Thomas Lermen

FAHOR – Faculdade Horizontina

Prof. Dr. Fabiano Cassol

FAHOR – Faculdade Horizontina

Horizontina

2014

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, avós, família e amigos que de muitas formas me incentivaram e ajudaram para que fosse possível a concretização deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pelas oportunidades.

Agradeço aos meus amados pais, por todo o carinho, atenção e amor, pessoas de caráter inigualável, que me ensinaram o real significado da vida, incentivando-me e apoiando-me financeiramente e por estarem do meu lado em todo o período deste curso. Sempre serei grato a tudo.

Agradeço ao meu orientador Anderson Dal Molin, pelo esforço, paciência e sabedoria, que me ajudou no desenvolvimento deste trabalho.

Por isso não tema, pois estou com você, não tenha medo, pois sou o seu Deus. Eu o fortalecerei e o ajudarei, eu o segurarei, com a minha mão direita vitoriosa.

Isaías 41:10

RESUMO

O presente trabalho tem por finalidade dimensionar o sistema de transmissão de uma bancada de testes para plantadeiras. A pesquisa objetivou buscar informações e referências em relação às plantadeiras e semeadeiras produzidas na industrial KF, também levantou-se dados em relação à velocidade de plantio para testes realizados com a bancada em uso, então, aborda-se as informações em relação à velocidade de plantio de marcas e equipamentos existentes no mercado. As referências relatam o estudo e dimensionamento do sistema de transmissão, no qual se utilizou correntes de rolos, mancal de deslizamento, rolos dimensionados para atingir a velocidade de 5 a 8 km/h e a seleção do motoredutor que irá transmitir a potência necessária para o acionamento das transmissões da bancada de teste. Este trabalho juntamente com a empresa industrial KF, motivou no desenvolvimento desta bancada, pois as condições de testes utilizadas até o momento não estavam atendendo todas as configurações de máquinas produzidas pela empresa, e este problema foi sendo solucionado com o dimensionamento de uma bancada de testes, que atenda todos os modelos e configurações de máquinas produzidas pela empresa, além de garantir a qualidade e desempenho de trabalho. Avaliando os resultados obtidos, conclui-se que a pesquisa atingiu seu principal objetivo que é o dimensionamento e seleção do sistema de transmissão correto para o funcionamento da bancada de testes, no qual foi selecionado a corrente de rolos ASA 40 simplex, o mancal de deslizamento utilizando o óleo lubrificante SAE 10W, foi dimensionado o rolo que atingiu a velocidade de 5,85 km/h, e foi selecionado o motoredutor de 1,5 cv com redução de 1:15.

Palavras-chave: Sistema de transmissão. Bancada de testes. Velocidade de operação.

ABSTRACT

The present work aims scales the transmission system of a test bench for planters. The research aimed to seek information and references regarding the planters and seeders produced in industrial KF, also stood up data regarding speed planting tests performed with the benches in use, then covers up the information regarding speed planting and brands existents the equipment on the market. The study and report references dimencionament the transmission system, which was used in roller chains , ball bearing, sized rollers to reach the speed of 5 to 8 km/h, with the gear motor selection that will transmit the necessary power to drive the transmission of de the test stand. This work together with the industrial KF motivated the development of this bench because the test conditions used so far were not meeting all of configurations machines produced by the company, and this problem was being solved with the design of a test bench that meets all models and configurations of machines produced by the company in addition to ensuring the quality and performance of work. Evaluating results obtained, it is concluded that. The survey its main objective which is dimencionament and selection of the right transmission system for running the test bench, was selected in which the roller chain ASA 40 simplex, the sliding bearing lubricating oil using SAE 10W, was sized roll that reached the speed of 5,85 km/h, and was selected to the gearmotor 1,5 cv with reduction 1:15.

Keywords: Transmission system. Test bench. Operating Speed.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Semeadora de precisão	14
Figura 2 – Semeadora de Fluxo Contínuo	14
Figura 3 – Bancada de testes de torque	15
Figura 4 – Bancada simuladora de semeadura de milho.....	15
Figura 5 – Transmissão por corrente de rolos	16
Figura 6 – Mancal montado	22
Figura 7 – Rolos Comerciais com revestimento de borracha	29
Figura 8 – Bancada de testes	33
Figura 9 – Projeto da bancada de testes	35
Figura 10 – Conjunto rodado e bancada de teste	38
Figura 11 – Gráfico vazão lubrificante	40
Figura 12 – Gráfico seleção lubrificante	41
Figura 13 – Projeto do rolo	42
Figura 14 – Seleção do motoredutor	44

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
1.2 JUSTIFICATIVA	11
1.3 OBJETIVOS	12
2 REVISÃO DA LITERATURA	13
2.1 PLANTADEIRAS E SEMEADEIRAS	13
2.2 BANCADAS DE TESTES	15
2.3 TRANSMISSÕES MECÂNICAS	16
2.3.1 Transmissão por correntes	16
2.3.2 Mancais	21
2.3.3 Transmissão de movimentos através de rolos	27
2.4 SELEÇÃO DO MOTOREDUTOR ELÉTRICO	30
3 METODOLOGIA	33
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	33
3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	34
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	35
4.1 CONCEPÇÃO DO PROJETO.....	35
4.2 DIMENSIONAMENTO DA CORRENTE.....	36
4.3 DIMENSIONAMENTO DO MANCAL	38
4.4 CÁLCULOS PARA VELOCIDADE DOS ROLOS	41
4.5 SELEÇÃO DO MOTOREDUTOR	43
5 CONCLUSÕES	45
REFERÊNCIAS	46
ANEXO A – RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	48
ANEXO B – RELAÇÃO B/D PARA MANCAIS DE DESLIZAMENTO	49
ANEXO C – COEFICIENTE DE SEGURANÇAS	50
ANEXO D – FATOR DE SERVIÇO	51
ANEXO E - DESENHO DO MOTOREDUTOR	52

1 INTRODUÇÃO

A presente pesquisa tem por temática o Dimensionamento de um Sistema de Transmissão de uma Bancada de Testes para Plantadeiras, o qual auxiliará para testes de movimentos na montagem final das plantadeiras e semeadeiras.

Com o aumento da mecanização agrícola ocorrida nos últimos anos, os processos produtivos estão sendo cada vez mais otimizados para garantir a qualidade dos equipamentos utilizados, contribuindo assim para o aumento da produção de grãos.

Conseqüentemente, a produção de grãos que vem aumentando anualmente, tendo a necessidade de desenvolver equipamentos agrícolas que facilitam e agilizam na produção desde o plantio até a colheita. No Brasil, a área de mecanização agrícola vem aumentando constantemente, seja na qualidade dos equipamentos agrícolas que é de grande importância para o aumento da produtividade.

A industrial KF preocupada com a expansão agrícola e determinada a melhorar a qualidade de seus implementos, estudou a necessidade de desenvolver um sistema de transmissão de uma bancada de testes para verificação de movimentos, que garantem a qualidade e o bom funcionamento das plantadeiras e semeadeiras que serão adquiridas pelos seus clientes.

Para realizar o desenvolvimento deste sistema, foi necessário analisar as configurações completa das plantadeiras e semeadeiras que serão produzidas, verificando como era realizado o processo destes testes, espaçamento entre linhas e a posição em que o rodado se encontra em relação às linhas de plantio.

Nesse ponto de vista, torna-se necessário pesquisar e observar a velocidade de teste que esta bancada deverá fornecer, também, avaliar as velocidades de plantio hoje estabelecidas para as diversas culturas, desenvolver um sistema de transmissão para bancada de testes para a montagem final do equipamento, pois o sistema de testes utilizado na empresa não atende todas as configurações de máquinas produzidas pela INDUSTRIAL KF, para tanto, deve-se corrigir eventuais falhas de montagem, visualizar todas as partes móveis que são necessárias para o plantio dos grãos, garantindo a qualidade do equipamento e do plantio.

Para solucionar o problema, foi dimensionado uma bancada de testes para substituir o sistema de testes antigos que se encontra em situação rudimentar, pois esses testes não suporta todas as configurações de máquinas produzidas, dessa forma torna-se necessário uma bancada de teste móvel, para assim poder movimentá-lo em toda a revisão final, e também se adaptar em todas as configurações de plantadeiras e semeadeiras produzidas pela INDUSTRIAL KF, garantindo agilidade e qualidade no trabalho de revisão final.

1.2 JUSTIFICATIVA

Atualmente a agricultura vem sendo mecanizada a fim de diminuir tempo, diminuir custos, e melhorar a qualidade do produto, com isso vem sendo utilizados muitos meios mecanizados para ajudar nas melhorias das culturas. Com os incentivos do governo no mercado de máquinas agrícolas, aumentou o cultivo dos produtos colonizados. O ramo agrícola vem se destacando dentro do mercado, produzindo e vendendo máquinas de pequeno, médio e grande porte com tecnologias avançadas, com facilidade de manuseio, com qualidade e valores que incentivam a aquisição desses produtos.

Com as buscas de informações juntamente com os setores envolvidos nos processos de melhorias dentro da empresa, consegue-se chegar num dispositivo ideal que auxilie nos testes finais de movimentos, com praticidade e eficiência, garantindo a solução do problema abordado.

Nesses discernimentos, obteve-se a proposta de dimensionamento de um sistema de transmissão de uma bancada de testes para plantadeiras, em que terá a finalidade de realizar testes de movimentos, para todas as configurações e tamanhos de implementos produzidos, solucionando os problemas encontrados, no qual o sistema de testes utilizado não atende todas as configurações de máquinas produzidas pela empresa, e melhorando a qualidade do equipamento que será destinado ao cliente final.

No entanto, com o dimensionamento de um sistema de transmissão para uma bancada de testes, realizam-se testes de movimentos para plantadeiras e semeadeiras, e assim se soluciona os problemas de tempo de testes e atende todas as configurações de máquinas produzidas pela empresa, com facilidade de

manuseio para testar as plantadeiras em locais diferentes, em que desenvolverá trabalho de forma fácil, rápida e eficiente.

A implementação da bancada de testes auxiliará nas avaliações de movimentos de todas as partes móveis das plantadeiras e semeadeiras, trabalhando em uma velocidade igualmente do plantio, simulando eventuais falhas que podem ocorrer em os seus sistemas de movimentação, visualizando o funcionamento de todas as partes móveis da plantadeira e semeadeira para que trabalhem de forma correta, garantindo qualidade e funcionalidade do equipamento agrícola, para que chegue no cliente em perfeitas condições para plantio.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho foi dimensionar um sistema de transmissão de uma bancada de testes, para verificação de todas as partes móveis dos equipamentos produzidos, que atendam todos os tamanhos e configurações de plantadeiras e semeadeiras produzidas.

Os objetivos específicos foram elaborados através do desenho do conceito do sistema, sendo as análises dos equipamentos em produção na Industrial KF e suas velocidades de testes, também estudo do sistema antigo no qual eram realizados os testes, e melhorar a produtividade na revisão final dos produtos, e dimensionar o sistema de transmissão da bancada de testes, selecionando a corrente de rolos, o mancal de deslizamento, calculando a velocidade de operação nos rolos e dimensionando os rolos e por fim selecionando o motoredutor que irá fornecer energia para o acionamento do sistema de transmissão da bancada de testes.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 PLANTADEIRAS E SEMEADEIRAS

Atualmente o plantio direto baseia-se em um sistema de rotação de culturas, em um terreno coberto pela palha, por um período determinado. O sistema de plantio direto tornou-se uma alternativa para reduzir as perdas de solo. Para uma cultura ser realizada em perfeitas qualidades, é necessário ter uma semente de boa qualidade e um implemento adequado a essa cultura, observando as condições de solo, clima e época do plantio.

Para um excelente plantio a semeadora-adubadora deverá efetuar um corte eficiente sobre a palha, efetuar abertura correta do sulco, no qual irá depositar a semente e os fertilizantes em uma profundidade correta.

Com isso as semeadoras tiveram grande evolução, em relação a sua concepção e utilização, principalmente relacionadas às aberturas dos sulcos, no qual eram apenas constituídos de discos duplos, e atualmente foram desenvolvidas hastes para a abertura dos sulcos.

As plantadeiras e semeadeiras para plantio direto são máquinas que realizam a implantação das diferentes culturas, em áreas onde não foi realizado o preparo do solo, sobre uma cobertura vegetal. As semeadoras devem realizar a mobilização do solo exclusivamente na linha de semeadura, sem levar em consideração o tamanho ou a configuração da máquina, esta deverá cumprir suas funções básicas para garantir alto desempenho durante o plantio sobre os restos culturais, como por exemplo, corte de palha eficiente, abertura de sulco para deposição da semente e o fertilizante, distribuir a semente e o fertilizante em quantidades e profundidades adequadas e por fim cobrir o sulco, SEMEATO (2014).

Fazer referência sobre as semeadoras a INDUSTRIAL KF (2014), as semeadoras trabalham em uma faixa de velocidade de plantio entre de 5 a 8 km/h, que variam de acordo a aceleração do trator. Nos testes realizados utiliza-se esta faixa de velocidade na linha de montagem das semeadoras, para observar todas as partes que estão em movimento para reparar possíveis problemas de montagem.

Nesse ponto de vista relata DELAFOSSE (1986), a velocidade na operação de semeadura é um dos parâmetros que mais influencia no desempenho de

semeadoras, no qual garante uma boa distribuição da semente e fertilizante, garantindo a produtividade. As semeadeiras e plantadeiras são classificadas segundo a sua forma de distribuição de sementes, em semeadoras de precisão e de fluxo contínuo, no quais as semeadoras de precisão, de acordo figura 1, são máquinas que distribuem a semente no sulco uma a uma em um espaçamento homogêneo, e as semeadoras de fluxo contínuo, de acordo figura 2, são máquinas que distribuem no solo de forma contínua, principalmente em sementes miúdas que requerem menor espaçamento entre elas.

Figura 1 - Semeadora de precisão



Fonte: Industrial KF

Figura 2 - Semeadora de Fluxo Contínuo



Fonte: Industrial KF

2.2 BANCADAS DE TESTES

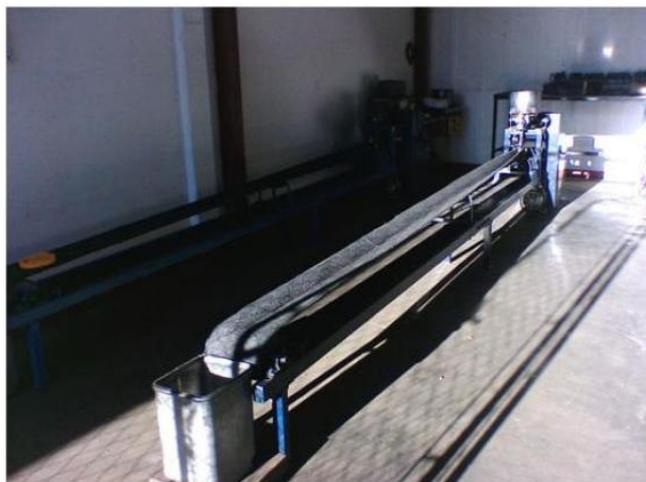
As bancadas de testes são utilizadas para realizar testes em condições operacionais sob as quais a máquina efetua seu trabalho no campo, no entanto existem vários tipos de bancadas e dispositivos de testes que são construídas de estrutura metálica com suportes para fixação ou para acionamento da máquina utilizada para os testes, no qual estes dispositivos possuem motores elétricos para acionamento, controlando a velocidade de operação necessária para a movimentação do dispositivo em uso com velocidades pré-estabelecidas, conforme Figura 3, exemplo de uma bancada experimental para testes de torque no eixo dosador de fertilizante de uma plantadeira de grãos, LAURI, SIDINEI (2013).

Figura 3 – Bancada de Testes De Torque



Fonte: Lauri Ricardo Hatye e Sidinei Ludwig (2013)

Figura 4 – Bancada Simuladora De Semeadura Em Milho



Fonte: Jasper R.,J.,M.,D.,G. (2009)

Conforme Figura 4, demonstra-se uma bancada de simulação para semeadura de milho, levando em consideração as diferentes velocidades de plantio, densidades de semeadura e níveis de reservatório para analisar a distribuição longitudinal das sementes, e os espaçamentos para verificar eventuais falhas. Estes modelos de bancadas têm sido utilizadas por empresas produtoras de sementes e fabricantes de discos, para indicar a melhor opção para a variedade de milho utilizada no plantio, JASPER R.,J.,M.,D.,G. (2009)..

2.3 TRANSMISSÕES MECÂNICAS

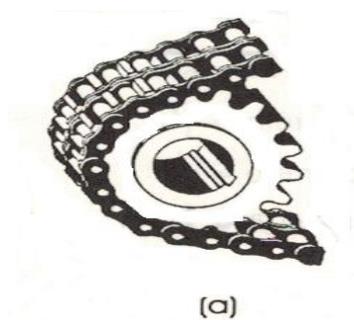
Nesta etapa da pesquisa são apresentados os tipos de transmissões mecânicas, que serão necessárias para o desenvolvimento do presente trabalho, sendo as transmissões por correntes, mancais, rolos para transmissão.

2.3.1 Transmissão por correntes

Conseqüentemente, a transmissões por corrente, são utilizadas nos locais em que transmissões por meio de engrenagens ou correias não sejam possíveis, são utilizadas transmissões por correntes utilizando rodas dentadas que auxiliam no acionamento.

Nessa concepção destaca FREIRE (2000), a transmissão por corrente emprega-se para eixos paralelos com uma maior distância entre eixos do que no caso de engrenagens cilíndricas, e para relação de transmissão. O rendimento para este tipo de transmissão varia de 97 a 98%, porém o seu custo é menor em relação às engrenagens, no qual possui uma vida útil curta em virtude do desgaste das articulações.

Figura 5 - Transmissão por corrente de rolos



Fonte: Adaptado de FREIRE (2000), pág. 57

A relação de transmissão para corrente de rolos é calculada a partir da Equação (1):

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (1)$$

onde:

i = relação de transmissão

n_1 = rotação 1

n_2 = rotação 2

Com isso encontra-se o número de dentes do pinhão, com a seguinte Equação (2):

$$z_2 = z_1 \cdot i \quad (2)$$

onde:

z_2 = número de dentes coroa

z_1 = número de dentes conforme tabela 1

i = relação de transmissão

O mais adequado para a aplicação são as correntes de rolos, no qual utiliza-se rodas dentadas para auxiliar no acionamento, sendo que a corrente de rolo é constituída por pino, bucha, rolo e tala.

Para selecionarmos a corrente correta utilizamos:

d_r – diâmetro do rolo (mm)

s – espessura (mm)

t – passo da corrente (mm)

b_z – largura do dente (mm)

b_l – largura interna da corrente (mm)

b – largura externa da corrente (mm)

d_b – diâmetro do pino (mm)

d_h – diâmetro da bucha (mm)

As rodas dentadas são utilizadas quando for selecionado corrente como transmissão mecânica. Para optar por rodas dentadas é necessário saber o diâmetro

primitivo, diâmetro de base, diâmetro interno, saber também o percurso do rolo no engrenamento do elo da corrente e também a espessura axial do dente.

Desse modo, é preciso levar em consideração o critério de desgaste em transmissões por correntes, encontrando os valores adequados para a roda dentada, e as correntes que asseguram o perfeito funcionamento da transmissão.

O desgaste da transmissão ocorre quando verifica-se um alongamento provocado pelo estiramento das talas e o desgaste das articulações, quando atingir 3 % do comprimento original.

Com o número reduzido de dentes, diminui a vida útil da corrente e aumento o nível de ruído, para que isso não ocorra utiliza-se uma tabela que determina o número de dentes da engrenagem menor, sendo por meio da relação de transmissão. O rendimento das transmissões mecânicas por correntes varia de 0,98 a 0,99.

Para evitar choques, força centrífuga e atrito, deve-se cuidar com o passo da corrente, pois quanto menor, melhor para a transmissão, e manter a vida útil da corrente é só manter a lubrificação das transmissões periódica ou contínua.

Descreve sobre as equações que são necessárias para dimensionar correntes para rodas dentadas. MELCONIAN (2012), corrente de rolos é composta por engrenagens motriz, uma ou mais engrenagens movidas e por um lance de corrente, no qual esse sistema assegura um rendimento 98 % em condições corretas de trabalho, constituída por uma tala externa, pino, bucha, rolo e uma tala interna.

Velocidade periférica da corrente é expressa pela seguinte Equação (3):

$$v_p = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (3)$$

onde:

v_p = velocidade periférica [m/s]

Z_1 = número de dentes

t = passo da corrente [mm]

n_1 = rotação [RPM]

Carga tangencial na corrente de rolos é expressa a partir da Equação (4):

$$F_T = \frac{P}{v_p} \quad (4)$$

onde:

F_T = força tangencial [N]

P = potência transmitida [W]

v_p = velocidade periférica da corrente [m/s]

O fator de operação é utilizado para levar em consideração as condições de trabalho, expressa pela Equação (5):

$$k = k_s \cdot k_{(l)} \cdot k_{po} \quad (5)$$

onde:

k_s = fator de serviço

$k_s = 1,0$ carga constante, operação contínua

$k_s = 1,3$ com impactos, operação contínua

$k_s = 1,5$ impactos fortes, operação contínua

$k_{(l)}$ = fator de lubrificação

$k_{(l)} = 1,0$ lubrificação contínua

$k_{(l)} = 1,3$ lubrificação periódica

$k_{(po)}$ = fator de posição

$k_{(po)} = 1,0$ quando a linha de centro da transmissão é horizontal, ou possui uma inclinação de até 45° com relação à horizontal.

$k_{(po)} = 1,3$ quando a linha de centro da transmissão possui uma inclinação superior a 45° em relação à horizontal.

Carga de ruptura na corrente de rolos é expressa a partir da Equação (6):

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{f_{rup}}{n_s \cdot k} \quad (6)$$

$F_{m\acute{a}x}$ = carga máxima que deve atuar na corrente (N)

F_{rup} = carga de ruptura da corrente (para correntes dentadas é a carga de ruptura atuante em 10mm da largura) [N]

n_s = coeficiente de Segurança [adimensional]

k = fator de operação

b = largura da corrente [mm]

A distância entre centros, que possui uma estimativa em que a distância está mantida e necessita-se do passo da corrente, é expressa pela Equação (7):

$$c = (30 \text{ a } 50)t \quad (7)$$

onde:

c = distância entre centros [mm] (estimativa)

t = passo da corrente

O número de elos é expresso pela Equação (8):

$$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{t} + \left(\frac{Z_1 - Z_2}{2\pi} \right) \frac{t}{C} \quad (8)$$

onde:

y = número de elos (adimensional)

Z_1 = número de dentes do pinhão

Z_2 = número de dentes da coroa

t = passo [mm]

C = distância entre centros [mm]

π = constante trigonométrica (3,14...)

O comprimento da corrente de rolo, expressa pela Equação (9)

$$l = y \cdot t \quad (9)$$

onde:

l = comprimento da corrente [mm]

y = número de elos

t = passo da corrente [mm]

A carga atuante no eixo, que é a carga atuante no eixo-árvore, utiliza-se a carga tangencial, fator de posição, peso da corrente e a distância entre centros, são expressos pela Equação (10):

$$F_{arv} = F_T + 2 K_0 \cdot q \cdot C \quad (10)$$

onde:

F_{arv} = carga atuante no eixo [N]

F_T = carga tangencial [N]

K_0 = fator de posição [N/m]

q = peso da corrente [N/m]

C = distância entre centros [m]

Fator de posição K_0

$K_0 = 1$ (na posição vertical)

$K_0 = 2$ (a 45°)

$K_0 = 4$ (na posição)

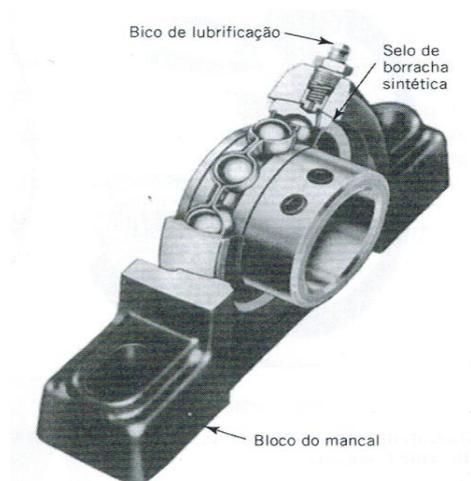
2.3.2 Mancais

Menciona-se aqui, estudos sobre mancais de elementos rolantes, onde os mesmos serão selecionados para utilização do mancal correto no projeto.

Segundo Robert & Kurt (2008), existem mancais mais simples que são os planos que não possuem lubrificação ou mancais deslizantes, que eram utilizados em tempos passados. Com a adição de lubrificantes nos mancais, obteve-se vidas mais longas. Óleos e graxas são envolvidos em mancais quando aplicados a velocidades mais baixas.

Em mancais com elementos rolantes, o eixo e os componentes mais externos são separados por esferas ou roletes, no qual o atrito por deslizamento é substituído pelo atrito do rolamento. Os mancais de rolamentos são muito utilizados quando aplicado a altas cargas. Os mancais com filme de fluido são recomendados para condições de altas velocidades de rotação. Quanto maior a rotação, maior a ação do fluido. Os mancais com elementos rolantes apresentam certo nível de ruído, sendo que, os mancais com filme de fluido não geram ruídos.

Figura 6 - Mancal montado



Fonte: Adaptado de ROBERT & KURT, pág. 324.

Conforme Robert & Kurt (2008), a maioria dos mancais com elementos rolantes pode ser classificada em uma das três categorias: radiais, para suportar cargas que se posicionam na posição radial; de encosto, para suportar cargas que se posicionam na posição axial; de contato angular, para suportar cargas axiais e radiais.

Descrevem Robert & Kurt (2008), a utilização com as informações de catálogos para a seleção do mancal correto para a aplicação em uso. Os catálogos dos fabricantes de mancais são de suma importância, pois possuem informações necessárias para a seleção do mancal, onde constam a numeração do fabricante e as dimensões necessárias para a aplicação no projeto, assim como possuem informações de cargas que o mancal suporta, assim como os detalhes dimensionais relativos a montagem, lubrificação e à operação.

Ainda para Robert & Kurt (2008), a seleção do mancal para uma aplicação específica, envolve a definição do tipo de mancal, do nível de precisão, do lubrificante, do isolamento e da carga básica a ser suportada, como por exemplo, se o mancal deve suportar uma grande carga, ele não deve ultrapassar a carga, pois pode acarretar danificações em esferas ou roletes, nos quais esses danos irão produzir ruídos.

A lubrificação é de extrema importância para um bom funcionamento do mancal, pois ela é a responsável por manter a vida útil. Durante o processo de seleção de um mancal, deve-se fazer análises para não ocorrer eventuais desalinhamentos, e também avaliar a necessidade de lubrificação a ser utilizado,

bem como as temperaturas externas envolvidas, e o fabricante do mancal deve ser consultado.

A dimensão do mancal selecionado para determinada aplicação, geralmente é influenciada pela dimensão do eixo e pelo espaço aonde será montado o mancal, no qual o mancal deverá ser aplicado a uma carga máxima de trabalho, para garantir a vida útil.

Para calcular a dimensão do eixo é necessário utilizar a seguinte Equação (11):

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (11)$$

onde:

σ = tensão de escoamento (MPa)

F = força (kN)

A = área (mm^2)

A velocidade periférica da árvore, no qual se necessita da rotação nele aplicado e o raio da árvore, expressa pela Equação (12):

$$V = \frac{\pi r \cdot n}{30} \quad (12)$$

onde:

V = velocidade periférica m/s

π = constante trigonométrica 3,1415...

n = rotação [rpm]

r = raio [m]

Para $b/d = 0,3$, existe a possibilidade de fuga de lubrificante, pois as bordas estão muito próximas, portanto devem ser utilizados somente quando existem restrições quanto à dimensão axial.

Para $b/d = 1,5$ a $2,0$, são muito sensíveis ao desalinhamento, sendo que, a espessura de película lubrificante deve ser grande. Desalinhamento ou flexão do eixo sobrecarregam as bordas do mancal.

A pressão admissível é calculada com a pressão máxima do material e a velocidade periférica da árvore, expressa pela Equação (13):

$$\bar{P} = \frac{(Pv)_{\text{máx}}}{V} \quad (13)$$

onde:

\bar{P} = pressão admissível

$(Pv)_{\text{máx}}$ = pressão máxima

V = velocidade periférica m/s

A largura do mancal é determinada pela relação b/d , exemplo $b/d=\mu$, coeficiente de atrito e o diâmetro da árvore, expressa pela Equação (14):

$$b = \mu \cdot d \quad (14)$$

onde:

b =largura do mancal

μ = coeficiente de atrito

d = diâmetro da árvore

O diâmetro externo da bucha (D_e), para casos gerais, utiliza-se a Equação (15):

$$D_e = 1,25 \cdot D_i \quad (15)$$

onde:

D_e =diâmetro externo da bucha [mm]

D_i = diâmetro interno da bucha [mm]

A espessura relativa da fenda do lubrificante, ao passar pelo orifício de entrada, o óleo; e carregado até a zona de estreitamento do arraste, em que a pressão atuante atinge o próximo ponto máximo, no qual é calculada utilizando a Equação (16):

$$hr = \frac{h}{\varphi \cdot r} \quad (16)$$

onde:

hr = espessura relativa da fenda do lubrificante

h = espessura da película lubrificante

φ = folga relativa do mancal [adimensional]

r = raio da árvore

A potência de atrito calcula-se com a seguinte Equação (17):

$$Pat = M.F.v \quad (17)$$

onde:

Pat = potência de atrito [W]

M = coeficiente de atrito

F = força [kN]

V = velocidade periférica m/s

A vazão do lubrificante, que é a vazão necessária para manter as temperaturas do óleo lubrificante, expressa pela Equação (18):

$$Q = \frac{d^2 \cdot b \cdot \mu \cdot n}{19,2 \theta} \quad (18)$$

Onde:

Q = vazão do lubrificante [mm³/s]

d^2 = diâmetro do eixo [mm]

b = largura do mancal [mm]

μ = coeficiente de atrito [adimensional]

n = rotação em [RPM]

θ = coeficiente de aquecimento

A temperatura final do lubrificante calcula-se utilizando a temperatura do óleo na saída do mancal, a temperatura do óleo na entrada do mancal e a temperatura do ar lubrificante, expressa pela Equação (19):

$$t_f = (t_s - t_e) + t_a \quad (19)$$

onde:

t_f = temperatura final [°C]

t_s = temperatura do óleo na saída do mancal (°C)

t_e = temperatura do óleo na entrada do mancal (°C)

t_a = temperatura do ar lubrificante (°C)

Pressão média:

$$p_m = \frac{F}{d \cdot b} \quad (20)$$

$$\Delta t = (t_s - t_e) \quad (21)$$

$$t_f = \Delta t + t_a \quad (22)$$

onde:

p_m = pressão média [N/mm²]

F = força [N]

d = diâmetro da árvore [mm]

b = largura do mancal [mm]

A viscosidade dinâmica, é encontrada por meio do Ábaco de viscosidade encontramos que, para $bd=0,5$ e $hr=0,08$ que seria a relação de espessura relativa e a relação B/D , expressa pela Equação (23):

$$\frac{zw}{\bar{p} \varphi^2} = 0,25 \quad (23)$$

onde:

zw = viscosidade dinâmica

\bar{p} = pressão admissível [N/mm²]

φ = folga relativa do mancal [adimensional]

ω = velocidade angular [rad/s]

n = rotação [rpm]

π = constante trigonométrica 3,1415...

Portanto Equação (24),

$$z = \frac{0,25 \cdot \bar{p} \cdot \varphi^2}{\omega} \quad (24)$$

Como:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (25)$$

$$z = \frac{0,25 \cdot \bar{p} \cdot \varphi^2 \cdot 30}{\pi \cdot n} \quad (26)$$

A escolha do lubrificante é encontrada através da viscosidade dinâmica e a temperatura final, em que irá dimensionar o óleo correto a ser utilizado.

2.3.3 Transmissão de movimentos através de rolos

Transmissão de movimentos por rolos são formados por dois rolos, um acionado com um moto redutor e o outro que se movimenta com o apoio do próprio rodado da plantadeira. Os rolos são montados e apoiados em mancais de rolamento, que transmitem o movimento de giro ao rodado.

O rolo tem a função de tracionar o rodado, a fim de verificar todas as partes móveis do sistema que devem estar em movimento e também para análise, caso houver alguma falha no desempenho dos itens, que são utilizados para movimentar todo o sistema da plantadeira e semeadeira.

A velocidade angular, sob o ponto material, descreve a trajetória de raio, apresentando uma variação angular em um determinado intervalo de tempo, expressa pela Equação (27):

$$\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \quad (27)$$

onde:

ω = velocidade angular [rad/s]

$\Delta\varphi$ = variação angular [rad]

Δt = variação de tempo [s]

Para determinar o período, o tempo é necessário para que um ponto material movimenta-se em uma trajetória circular de raio complete em um ciclo expressa pela Equação (28):

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (28)$$

onde:

T = período [s]

ω = velocidade angular [rad/s]

π = constante trigonométrica 3,1415...

Para determinar a frequência, é o número de ciclos de um ponto material que descreve-se em um segundo, movimentando-se em trajetória circular de raio. A frequência é o inverso do período, expressa pela Equação (29):

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (29)$$

onde:

f = frequência [Hz]

T = período [s]

ω = velocidade angular [rad/s]

π = constante trigonométrica 3,1415...

Diz Melconian (2012), que o radiano é o arco de circunferência cuja medida é o raio.

Para determinar a rotação, é o número de ciclos que um ponto material, movimenta-se em trajetória circular de raio, descreve em um minuto, expressa pela Equação (30):

$$n = 60f$$

$$n = \frac{30\omega}{\pi} \quad (30)$$

onde:

n = rotação [RPM]

f = frequência [Hz]

ω = velocidade angular [rad/s]

π = constante trigonométrica 3,1415...

Finalmente, para determinar a velocidade periférica ou tangencial, que tem como característica a mudança da trajetória a cada instante, porém, o seu módulo permanece constante, expressa pela Equação (31):

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot r}{30} \quad (31)$$

onde:

v = velocidade periférica m/s

π = constante trigonométrica 3,1415...

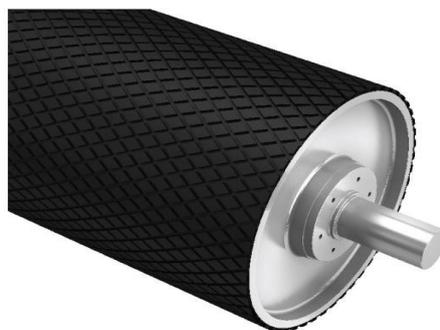
n = rotação [rpm]

r = raio [m]

ω = velocidade angular [rad/s]

PCR (2014) trabalham com rolos revestidos com borracha que podem ser utilizados para estes fins, no qual auxiliam no desempenho dos testes e garantem a durabilidade da estrutura, dando um aspecto visual melhor e eficiência nos testes. Estes rolos também são chamados de cilindros tracionados que servem para tracionar, no estudo em questão, as rodas das plantadeiras e semeadeiras para começar a movimentar todos os sistemas, conforme Figura 7 pode-se observar rolos revestidos com borracha.

Figura 7 - Rolos Comerciais com revestimento de borracha



Cilindros Tracionadores:

Fonte: PCR (2014)

2.4 SELEÇÃO DO MOTOREDUTOR ELÉTRICO

Na engenharia a aplicação de motores é comum, comparando as exigências de carga e as características do motor. Existem várias aplicações que podem ser acionadas por mais de um tipo de motor, sendo que a seleção de um tipo não exclui o uso de outros tipos de motores.

Para selecionar o motoredutor correto é necessário levar em consideração a potência requerida, a redução nominal e também o fator de serviço. Esses dados são necessários para selecionar o motoredutor através de catálogo dos fabricantes.

O motoredutor que mais se adequa ao projeto em estudo, seria a aplicação para a variação de velocidade no acionamento de máquinas e equipamentos em geral, sendo com o uso de redutores mecânicos de velocidade normalmente encontrados na forma de “motorredutores”, ou seja, conjuntos formados por redutores mecânicos de velocidade + motores elétricos.

Para acionar os rolos de teste da bancada, será necessário utilizar um motorredutor com potência requerida de 1,5 cv, com uma redução de 1:15, para que os rolos atinjam a velocidade necessária para realizar os testes de bancada, movimentando as rodas da plantadeira.

Para a seleção adequada do motoredutor deve-se antes conhecer algumas informações do sistema:

- Tipo de máquina movida
- Tipo de máquina motora
- Potência efetiva requerida pela máquina movida
- Rotação de entrada
- Rotação de saída
- Regime de trabalho
- Relação de redução
- Torque

Conforme figura 6, temos a tabela do fator de serviço.

Portanto, para selecionar o motoredutor correto, deve-se calcular: a potência equivalente, expressa pela Equação (32):

$$P_e = P_c \cdot FS \quad (32)$$

onde:

P_e = Potência equivalente

P_c = Potência efetiva

FS = Fator de serviço

A redução necessária, no qual se necessita dos valores de rotação de entrada e rotação de saída, está expressa pela Equação (33):

$$I = N_e/N_s \quad (33)$$

onde:

I = Redução necessária

N_e = Rotação de entrada

N_s = Rotação de saída

Ainda conforme Weg (2013), basicamente, os motores elétricos são classificados em:

- Motores de corrente contínua;
- Motores de corrente alternada;
- Motores especiais.

Para um bom aproveitamento e desempenho dos motores elétricos, alguns cuidados são necessários, tanto na sua instalação, quanto na manutenção:

- Devem ser instalados em locais de fácil acesso para inspeção e manutenção;
- Sua fixação deve ser em local plano, isento de vibrações;
- Deve haver um perfeito alinhamento com a máquina acionada;
- Deve haver inspeções regulares, quanto à lubrificação dos rolamentos, níveis de isolamento, desgaste e elevação da temperatura.

Cita WEG (2013), que mais e mais há a necessidade de controle de variação de velocidades e torque em máquinas elétricas acionantes. Com isso, conseguiu-se variações de velocidade mediante ao uso de sistemas mecânicos, como caixas de engrenagens, correias e polias, o que muito limita os processos e as máquinas.

Conforme WEG (2013), os motores elétricos são equipamentos que transformam energia elétrica em energia mecânica, no qual são muito utilizados e apresentam muitas vantagens como: baixo custo de manutenção, apresentam bom

desempenho e rendimento, fácil manuseio e também por serem movidos por energia elétrica.

A especificação de motores elétricos para conjuntos motorreduzidos, assim como para diversas outras aplicações específicas, requer o estudo e o entendimento das exigências técnicas inerentes à aplicação.

Para que se tenha um bom funcionamento de desempenhos dos motores elétricos, precisa-se ter alguns cuidados, quanto na instalação como na manutenção, no entanto, estes motores elétricos devem ser instalados em locais planos e de fácil acesso, para manutenção e para inspeções preventivas e regulares.

Conforme WEG (2013), as características construtivas dos motores elétricos, é constituída com carcaças laminadas, o sistema polar é estampado em chapas com polos fixos. Todas as carcaças são soldadas sob pressão através de 4 barras de aço chato a sólidos anéis laterais nos dois lados, e que são usinados para encaixe das tampas de ferro fundido, e em alguns modelos três lados das carcaças recebem altas de alumínio, para dissipação do calor.

3 METODOLOGIA

Nesse tópico apresenta-se a forma metodológica da elaboração do projeto proposto, buscando as informações em relação ao problema abordado, concluindo com a concepção dos componentes necessários para a montagem do sistema.

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

A Industrial KF teve a necessidade de desenvolver um sistema de transmissão de uma bancada de testes para as plantadeiras, em que o passo inicial foi buscar informações necessárias sobre plantadeiras, assim como, as configurações das plantadeiras, sua velocidade de operação para realizar os testes e estudado a bancada de testes antiga, no qual conforme Figura 8, encontra-se em situação rudimentar e não suporta todas as configurações de máquinas produzidas.

Figura 8 – Bancada de testes



Com intuito de fundamentar teoricamente o presente trabalho, realizou-se um estudo bibliográfico com a demonstração das equações utilizadas para o dimensionamento da bancada de testes.

Analisando a fundamentação teórica e os conceitos, compreendeu-se a forma de analisar e realizar os testes, desse modo, foi definido o modelo de transmissão da bancada de testes a ser projetado e desenvolvido. Para melhor entendimento, no decorrer do trabalho são apresentadas e visualizadas todas as etapas do projeto, desde o dimensionamento até a sua concepção.

Foi dimensionado o rolo, calculando sua velocidade de operação, que deve girar com uma velocidade de 5 a 8 km/h, dados no qual a empresa utiliza para fazer os testes das plantadeiras, calcular o diâmetro do eixo que foi montado no mancal de deslizamento. Também, foi avaliado o mancal de deslizamento utilizado para manter a velocidade de operação dos rolos, levando em consideração o diâmetro do eixo que foi montado, e assim, dando destaque a seleção do mancal e do óleo lubrificante, para garantir seu preciso funcionamento.

No entanto, analisou-se o sistema de transmissão por corrente utilizada no dimensionamento, no qual foi estudado no referencial teórico, então, utilizada a corrente de rolos, este tipo de corrente foi escolhido por ser de mais simples operação, por ter melhor desempenho para este tipo de aplicação e por ter um custo mais baixo.

Quanto ao motoredutor, este foi selecionado e é o responsável pela transmissão de energia para o sistema. Foi selecionado o motoredutor do fabricante WEG, conforme catálogo (ANEXO E), no qual o sistema necessita de uma potência de 1,5 cv, dado utilizado no sistema atual, no qual será levado em consideração para o cálculo e seleção do motoredutor correto atinge a potência requerida para o acionamento das transmissões.

3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

O presente trabalho foi realizado com base no referencial teórico, utilizando as equações para dimensionamento da corrente, mancal, velocidade dos rolos e seleção do motoredutor, para acionamento do sistema de transmissão.

Foi utilizado auxílio de programas computacionais como Excel e Word, além disso, foi utilizado software, como SOLIDWORKS, para desenho da concepção da bancada de testes.

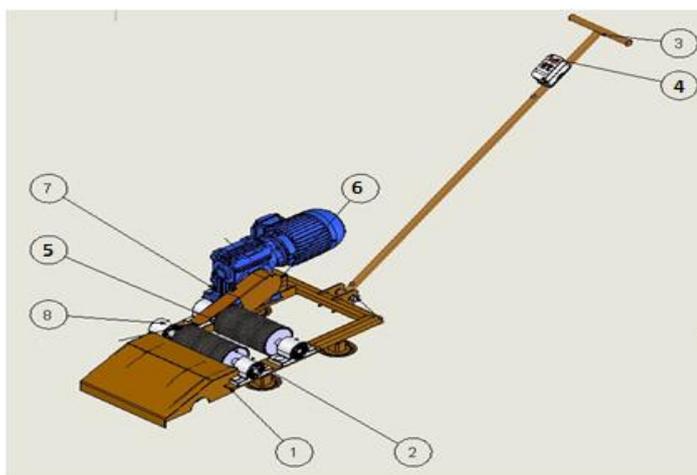
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Nesta etapa serão apresentados os cálculos de dimensionamento da corrente, mancal, velocidade do rolo e seleção do motoredutor que são elementos utilizados na bancada de testes. Serão demonstrados abaixo os resultados dos cálculos e desenhos da concepção durante o projeto da bancada.

4.1 CONCEPÇÃO DO PROJETO

Esta bancada de testes é composta por 8 componentes, conforme quadro 1, que são montados formando o projeto final conforme Figura 9, que são:

Figura 9 – Projeto da bancada de testes



Quadro 1: Componentes da bancada de testes

Nº DO ITEM	DESCRIÇÃO	QTD.
1	CS CHASSI BANCADA	1
2	MANCAIS DE DESLISAMENTO	4
3	CABO BANCADA DE TESTE	1
4	CHAVE DA ENERGIA	1
5	ENGRENAGEM	2
6	MOTOREDUTOR	1
7	ROLO DE TESTES	2
8	CORRENTE	1

4.2 DIMENSIONAMENTO DA CORRENTE

No presente projeto foi dimensionada as correntes de rolos que são utilizadas para a relação de transmissão da bancada de testes, com 116 RPM, rotação de saída do motoredutor e 270 RPM que é a rotação calculada no rolo, conforme citado no referencial teórico serão calculados segundo a aplicação e a Equação (1).

Relação de transmissão:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{116}{270} = 0,4$$

Para este caso foi utilizado relação de transmissão $i = 1$, por tratar de uma relação de baixa rotação, e assim, usar o valor conforme a tabela 1 do anexo A.

Número de dentes:

Para, $i = 1$, encontra-se 31 dentes conforme tabela 1, portanto Equação (2):

$$z_2 = z_1 \cdot i = 31 \cdot 1 = 31 \text{ dentes}$$

Passo da corrente:

Quanto menor o passo, melhor o funcionamento para a transmissão, pois diminuem os choques, a força centrífuga e o atrito, por essas razões optou-se pelo passo:

$$t = 1/2'' = 12,7 \text{ mm}$$

Velocidade periférica da corrente, conforme Equação (3):

$$v_p = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} v_p = \frac{31 \cdot 12,7 \cdot 116,66}{60 \cdot 1000} = 0,76 \text{ m/s}$$

Como $v_p < 12 \text{ m/s}$, está verificada a condição para a corrente de rolos.

Fator de operação, conforme Equação (6):

$$k = k_s \cdot k_{(l)} \cdot k_{po}$$

Temos que,

$k_s=1,0$ carga constante.

$k_{(l)}= 1,0$ lubrificação constante.

$k_{po}= 1$, pois a linha de centro tem inclinação inferior a 45° em relação à horizontal.

$$k=1.1.1=1$$

Carga tangencial na corrente, de acordo Equação (4):

$$\text{Potência motor} - 1,8 \text{ cv} \cdot 0,735 = 1,3 \text{ kw}$$

$$F_T = \frac{P}{v_p} = \frac{13000}{0,76} = 1710,5N \text{ (carga máxima atuante na corrente)}$$

Carga de ruptura na corrente, conforme Equação (5):

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{f_{rup}}{n_s \cdot k} = 1710,7,8,1 = 13341,9 N$$

No anexo C, $n_s = 7,8 \left\{ \frac{116 \text{ rpm}}{t=12,7 \text{ mm}} \right\}$

Distância entre centros

A distância entre centros foi de 500 mm, conforme Equação (7):

$$c = (30 \text{ a } 50)t = \frac{500}{12,7} = 39,3$$

Verificando a distância encontrada, está dentro o especificado que é de (30 a 50).

Número de elos, conforme Equação (8):

$$y = \frac{31 + 31}{2} + \frac{2.500}{12,7} + \left(\frac{31 - 31}{2\pi} \right) \cdot \frac{12,7}{500} = 110 \text{ elos}$$

Comprimento da corrente, conforme Equação (9):

$$l = y \cdot t = 110 \cdot 12,7 = 1397 \text{ mm}$$

Carga no eixo árvore, conforme Equação (10):

$$F_{arv} = F_{T+2} K_0 \cdot q \cdot C$$

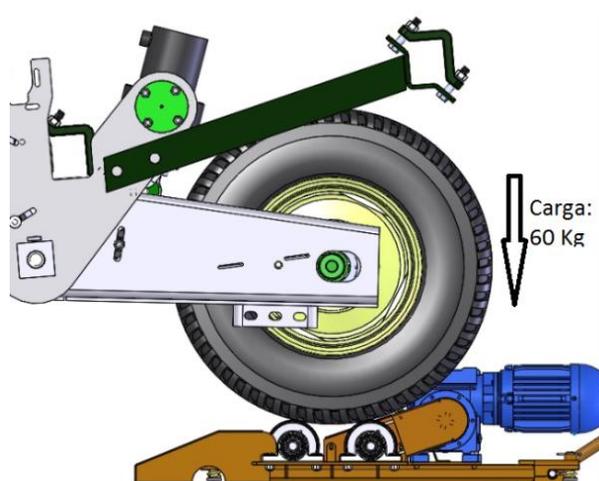
$$F_{arv} = 1710,5 + 40 = 1751 N$$

Conforme resultado apresentado, a corrente de rolos ASA 40 GKW simplex, direcionou-se conforme a norma (DIN 8180), que suporta uma carga de ruptura de 15000 N, e por suportar a carga ruptura apresentada, foi selecionada este tipo de corrente para realizar a transmissão entre o motoredutor e o rolo.

4.3 DIMENSIONAMENTO DO MANCAL

Para este projeto foi dimensionado os mancais de deslizamento, utilizando as equações citadas no referencial teórico, no qual foi utilizado para garantir os movimentos dos rolos nele montado.

Figura 10 – Conjunto rodado e bancada de teste



Os mancais sofrerão uma carga de 60 kg, conforme Figura 10, que será exercido sobre os rolos.

Para calcularmos o diâmetro do eixo que será utilizado, leva-se em consideração a tensão de escoamento do material usado, aço 1045, com tensão de escoamento de 310 MPA, conforme BEER (1996), conforme Equação (11):

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$F = m \cdot g = 60 \text{ kg} \cdot 9,789 = 58,7 \text{ kN/m}^2$$

$$310 \text{ N/mm}^2 = \frac{58700 \text{ N}}{A} = 0,00528 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow 0,0211 = \pi \cdot D^2 \Rightarrow D = 81 \text{ mm}$$

Velocidade periférica, considera-se o eixo de diâmetro 81 mm e a rotação no rolo de 270 RPM, de acordo com a Equação (12):

$$V = \frac{\pi r \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 0,0405 \cdot 270}{30} = 1,14 \text{ m/s}$$

Pressão admissível, por levar em consideração de ser uma lubrificação forçada a $(Pv)_{\text{máx}} = 3 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$ no qual a característica do bronze encontra-se nessa situação, de acordo Equação (13):

$$\bar{P} = \frac{(Pv)_{\text{máx}}}{V} = \frac{3 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/s}}{1,14 \text{ m/s}} = 2,63 \text{ N/mm}^2$$

Para a largura do mancal, conforme Equação (14), utilizando material bronze, utiliza-se $b_d=0,5$, conforme anexo B, por ser de baixa rotação:

$$b = \mu \cdot d = 0,5 \cdot 81 = 40,50 \text{ mm}$$

Para diâmetro externo da bucha, de acordo Equação (15):

$$D_e = 1,25 \cdot D_i = 1,25 \cdot 81 = 101,25 \text{ mm}$$

Para calcular a espessura relativa da fenda lubrificante, se analisa a espessura da película lubrificante $h=5\mu\text{m}$, e a folga do mancal $\varphi=0,002$, de acordo Equação (16):

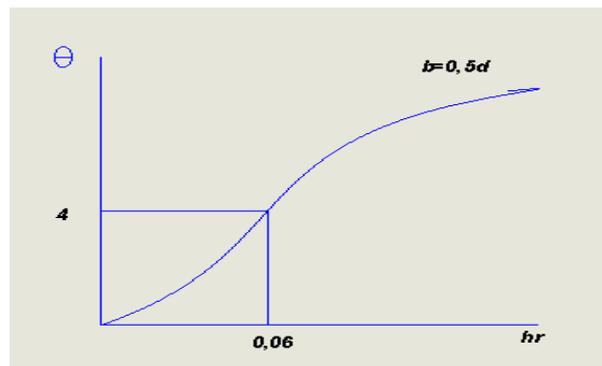
$$hr = \frac{h}{\varphi \cdot r} = \frac{0,005}{0,002 \cdot 40,50} = 0,06$$

Potência de atrito, conforme Equação (17), levando em consideração $M=0,0025$:

$$Pat = M \cdot F \cdot v = 0,0025 \cdot 58700 \cdot 1,14 = 167,29 \text{ w}$$

Vazão do lubrificante, de acordo Equação (18):

Figura 11 – Gráfico vazão lubrificante



Conforme gráfico demonstrado na Figura 11, foi encontrado a espessura relativa da fenda do lubrificante de $hr = 0,06$, com a relação de $b=0,5d$, foi definido o valor do coeficiente de aquecimento $\Theta = 4$.

$$Q = \frac{d^2 \cdot b \cdot \mu \cdot n}{19,2 \theta} = \frac{81^2 \cdot 40,5 \cdot 0,025 \cdot 270}{19,2 \cdot 4} = 23.354 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$l = \text{dm}^3 = 10^6 \text{ mm}^3 = \frac{23354}{10^6} = 0,023 \text{ l/s}$$

Temperatura final do lubrificante, utilizando a temperatura ambiente 35° , e $\beta=1,65\text{N/mm}^2\text{C}$, Equação (19):

$$t_f = (t_s - t_g) + t_a$$

No qual utiliza-se então a Equação (20, 21 e 22):

$$p_m = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{58700}{81.40,5} = 17,9N/mm^2$$

$$\Delta t = (t_s - t_e) = \frac{p_m}{\beta} = \frac{17,94.4}{1,65} = 43^\circ C$$

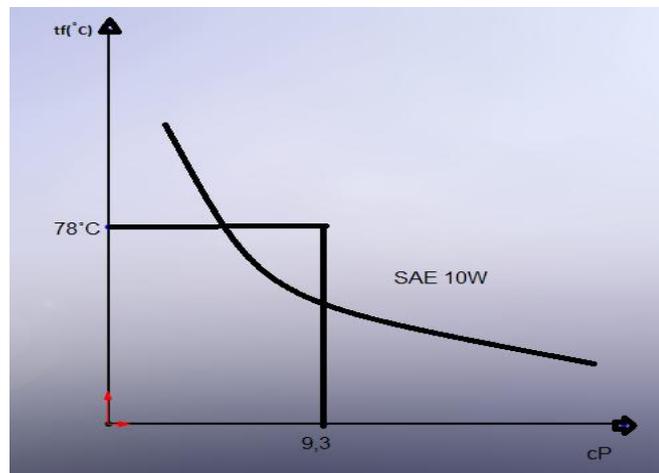
$$t_f = \Delta t + t_a = 43 + 35 = 78^\circ C$$

Viscosidade dinâmica, utilizando o ábaco de viscosidade $\frac{z_w}{p \cdot \varphi^2} = 0,25$, para $bd=0,5$ e $hr=0,06$, calcula-se conforme Equação (26):

$$z = \frac{0,25 \cdot \bar{p} \cdot \varphi^2 \cdot 30}{\pi \cdot n} = \frac{0,25 \cdot 2,63 \cdot (2 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 30}{\pi \cdot 270} = 9,3 \cdot 10^{-9} \frac{Ns}{mm^2} = 9,3cP$$

A escolha do lubrificante, para viscosidade dinâmica de $z=9,3$ cP, com temperatura final de $t_f=78^\circ C$:

Figura 12 – Gráfico escolha lubrificante



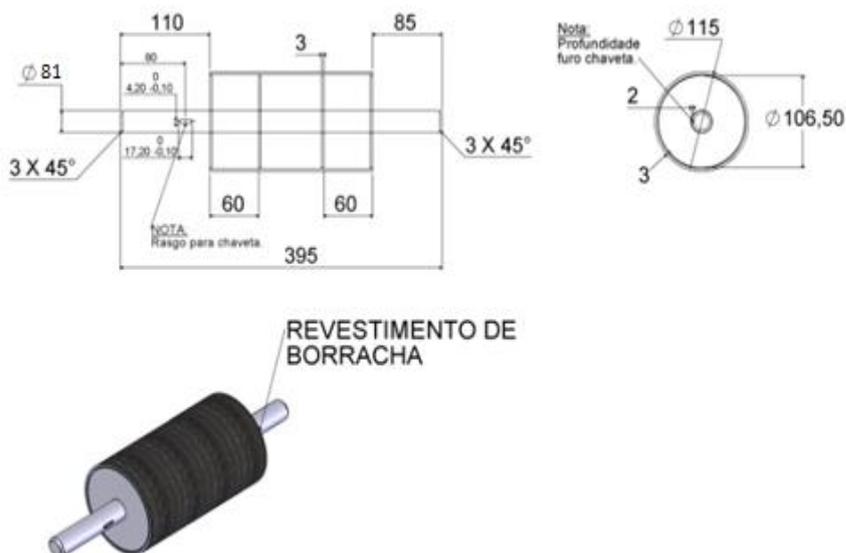
Conforme Figura 12, utiliza-se óleo SAE 10W, pois os pontos definidos pelas coordenadas estão próximo à curva SAE 10W.

4.4 CÁLCULOS PARA VELOCIDADE DOS ROLOS

Nesta etapa do projeto foi calculada a velocidade periférica tangencial, em que os rolos movimentam para atingir a velocidade necessária, para que as plantadeiras e semeadeiras trabalhem durante o plantio. Para isso utilizou-se as

equações citadas no referencial teórico, para determinar a velocidade que os rolos giram.

Figura 13 – Projeto do rolo



Conforme Figura 13, foi projetado rolo utilizando o diâmetro do eixo calculado de 81mm, empregando o valor do diâmetro do rolo de 115mm. Para calcular a velocidade angular, utilizou-se uma média de velocidade de 6 km/h, velocidade de testes utilizada pela empresa para avaliação dos movimentos da plantadeira, conforme Equação (27):

$$\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$$

$$0,115 \cdot \pi = 0,3611m$$

$$6 \text{ km/h} = 6000m = \frac{6000}{0,3611} = N = 16615,89 \text{ voltas}$$

$$1615,89 \times 360 = 5981720,40 \text{ }^\circ/h$$

$$\omega = \frac{59817220,40^\circ/h}{180^\circ} = 33231,78 \pi \text{ rad/h}$$

$$\omega = \frac{33231,78}{3600} = 9,23 \pi \text{ rad/s}$$

Cálculo do período, conforme Equação (28):

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{9,23} = 0,11s$$

Cálculo da frequência, de acordo Equação (29):

$$f = \frac{1}{1/4,5} = 4,5 \text{ HZ}$$

Cálculo da rotação nos rolos, de acordo Equação (30):

$$n = 60f$$

$$n = 60.4,5 = 270 \text{ rpm}$$

Cálculo da velocidade periférica dos rolos, de acordo Equação (31):

$$v_p = \frac{\pi.270.57,5}{30} = 1625,77 \text{ mm/s}$$

Para km/h, transforma-se:

$$v_p = \frac{1625,77}{1000} = 1,625 \cdot 3,6 = 5,85 \text{ km/h}$$

Utilizando as equações citadas no referencial teórico, se calcula a velocidade periférica que os rolos se movimentam durante os testes da bancada.

Levando em consideração a velocidade angular de $9,23\pi\text{rad/s}$, conseguiu-se calcular, o período, a frequência e a rotação da roda, e por fim foi calculado a velocidade periférica que obteve um valor de 1,62 m/s, transformando em km/h, e desse modo, se encontrou uma velocidade de operação de 5,85 km/h, pelo qual atingiu-se a faixa estimada de velocidade 6 km/h, que é utilizada para testes de movimentos.

4.5 SELEÇÃO DO MOTOREDUTOR

Para o projeto em questão foi selecionado um motoredutor, que precisa atingir uma potência requerida para movimentar todo o sistema de transmissão. A

partir da potência necessária foi calculado a potência equivalente, e a redução que se necessita para selecionar o motoredutor conforme Figura 12, tabela de fabricante.

Utilizando o dado do motoredutor, este terá necessidade de uma potência de 1,5 cv para movimentar o sistema de transmissão, obtendo os dados de que a bancada deverá ter um tempo de trabalho até 10h/dia, então obteve-se o fator de serviço de 1,25, conforme anexo D, que foi utilizado para selecionar o motoredutor correto.

Potência equivalente, conforme Equação (32):

$$P_e = 1,5 \cdot 1,25 = 1875$$

$$P_e = 1875 \cdot 0,735 = 1,8 \text{ cv}$$

Redução necessária, de acordo Equação (33):

$$I = \frac{1750}{116} = \text{Redução de } 1:15$$

Com esses dados chegou-se a uma potência equivalente de 1,8 cv, que gerará uma potência necessária para movimentar todo o sistema de transmissão.

Com isso se descobriu a redução necessária, com uma rotação de 116 rpm, obtendo uma redução de 1:15.

Figura 14 – Seleção do motoredutor

Potência		Carcaça	Conjugado Nominal (kgfm)	Corrente com Rotor Bloqueado Ip/In	Conjugado de Partida Cp/Cn	Conjugado Máximo Cmáx/Cn	Momento de Inércia J (kgm²)	Tempo máximo com rotor bloqueado (s)		Massa (kg)	Nível médio de pressão sonora dB(A)	Fator de Serviço	220 V						Corrente Nominal In (A)	
kW	HP							% de Carga					RPM	Quente	Frio	Fator de Potência				
								50	75							100	50	75		100
IV polos																				
0,12	0,16	63	0,068	4,5	2,0	2,3	0,0005	28	62	6,7	48	1,25	1710	51,0	59,0	61,0	0,46	0,59	0,68	0,760
0,18	0,25	63	0,103	4,5	2,1	2,3	0,0006	18	40	7,7	48	1,25	1710	54,0	62,0	65,0	0,46	0,59	0,68	1,07
0,25	0,33	63	0,143	4,5	2,1	2,3	0,0007	12	26	8,2	48	1,25	1700	55,0	63,0	66,0	0,46	0,59	0,68	1,47
0,37	0,5	71	0,213	5,0	2,2	2,3	0,0007	20	44	8,5	47	1,25	1690	63,0	68,0	70,0	0,45	0,59	0,69	2,00
0,55	0,75	71	0,317	5,3	2,5	2,5	0,0008	14	31	11,5	47	1,25	1690	67,0	71,0	72,0	0,44	0,56	0,66	3,04
0,75	1	80	0,423	7,3	3	3,2	0,0029	16	35	13,5	48	1,25	1725	79,0	82,0	82,8	0,63	0,74	0,82	2,90
1,1	1,5	L80	0,621	7,4	3,4	3,4	0,0037	11	24	17,0	48	1,25	1725	79,5	82,5	83,0	0,58	0,71	0,80	4,35
1,5	2	L90S	0,832	7,7	2,8	3,3	0,0066	14	31	23,0	51	1,25	1755	84,0	86,0	86,5	0,59	0,72	0,80	5,70
2,2	3	L90L	1,22	7,4	2,8	3,1	0,0077	11	24	25,0	51	1,25	1750	86,0	86,5	87,5	0,61	0,74	0,81	8,12
3	4	L100L	1,69	6,7	3,1	3,2	0,0096	15	33	33,0	54	1,25	1725	86,5	87,5	88,0	0,61	0,74	0,81	11,1
3,7	5	L100L	2,08	7,4	3,9	3,5	0,0119	14	31	38,0	54	1,25	1730	87,5	88,5	89,0	0,60	0,73	0,80	13,6
4,5	6	L112M	2,51	7,0	2,4	3	0,0180	16	35	44,0	56	1,25	1745	88,7	89,5	89,5	0,61	0,74	0,80	16,5
5,5	7,5	L112M	3,06	7,3	2,5	3,2	0,0206	15	33	46,0	56	1,25	1750	89,7	90,3	91,0	0,58	0,70	0,78	20,4
7,5	10	L132S	4,14	8,2	2,3	3,5	0,0563	13	29	72,0	58	1,25	1765	90,8	91,6	92,0	0,66	0,78	0,84	25,4

Fonte: WEG 2014.

5 CONCLUSÕES

Através da revisão bibliográfica, foi possível identificar as condições necessárias para o dimensionamento do sistema de transmissão de uma bancada de testes de plantadeiras, dando ênfase a mediação e a avaliação do sistema de transmissão do projeto, para então, realizar os cálculos e selecionar as transmissões corretas para a bancada.

Quanto ao dimensionamento da corrente, chegou-se a seleção da corrente de rolos ASA 40 simplex, por ser a mais indicada para a transmissão e por ter um custo mais baixo. Também, conseguiu-se chegar a um mancal que irá suportar as cargas nele exercida, e selecionou-se o lubrificante SAE 10W, que irá garantir o perfeito funcionamento do mancal de deslizamento.

Por sua vez, foi obtida a velocidade de operação em que os rolos irão fornecer ao conjunto de rodado de testes, onde se encontrou uma velocidade de 5,85 km/h, que garante o perfeito funcionamento, uma vez que essa velocidade varia de 5 a 8 km/h.

Considera-se que, finalmente foi selecionado o motoredutor correto para esta aplicação, que necessitava uma rotação baixa para o sistema de transmissão, obtendo uma potência de 1,5 cv, e uma redução de 1:15 que irá garantir a velocidade de operação para os testes realizados na bancada.

Portanto, conclui-se que a pesquisa cumpriu o seu principal objetivo, que é o dimensionamento e a seleção das transmissões da bancada de testes, dimensionando a corrente correta, o mancal e seu lubrificante, a velocidade de operação dos rolos e a seleção do motoredutor.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6023 (NB 66): **Informação e documentação**: referências de elaboração. Rio de Janeiro, 2002.

BEER, Ferdinand Pierre, 1915, **Resistência dos Materiais**/ Ferdinand P. Beer, E. Russel Johnston, Jr. tradução e revisão técnica: Celso Pinto Morais Pereira 3ª Ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 1996.

DELAFOSSÉ, R.M. **Máquinas semeadoras de grano grueso**. Santiago: FAO, 1986.

FREIRE, M.A.C. **Elementos de Máquinas**. São Paulo. 8 ed. 2000.

HIBBELER, E. C. . **Resistência dos Materiais**. Rio de Janeiro. 3 ed. 2000.

Jaraguá do Sul, SC, ago. 2013. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-guia-de-especificacao-de-motores-eletricos-50032749-manual-portugues-br.pdf>>. Acesso em: 26 out. 2014.

JASPER, R. J.M.D.G. **Comparação de bancadas simuladoras do processo de semeadura em milho**. [artigo científico] Disponível em:< http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0100-69162009000400012#>. Acesso em 06 dez. 2014.

JUVINALL, Robert C.. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas** / Robert C. Juvinal, Kurt M. Marshek; tradução e revisão técnica Fernando Ribeiro da Silva - Rio de Janeiro : LTC, 2008.

LAURI H., SIDINEI L. **Bancada Experimental Hidráulica Para Aplicação De Torque No Eixo Do Dosador De Fertilizante De Uma Plantadeira De Grãos**. 2013. . Monografia (Engenharia Mecânica). Faculdade Horizontina, Horizontina, 2013.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 7. ed., Editora Érica, 2012

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas**. Porto Alegre. 2 ed. 2004. 931 p.

SEMEATO. **Máquinas para plantio direto**: Disponível em <<http://www.semeato.com.br/conteudos/plantio-direto?c=maquinas-plantio-direto>> Acesso em 01 set 2014.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7.ed. São Paulo: ARTMED, 2004.

SILVA, Edna L. da, MENEZES, Ester M., **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação**. Florianópolis: Laboratório de Ensino a Distância da UFSC. 3. ed.

2001., 118 p. Disponível em <[http://WWW.ppgep.ufsc.br/legislação e estrutura anterior/metodologia](http://WWW.ppgep.ufsc.br/legisla%C3%A7%C3%A3o_e_estrutura_anterior/metodologia)>. Acesso em: 10 mar. 2004.

PCR **Cilindros tracionadores** - <http://www.pcr.ind.br/> - Acesso em (20/08/2014).

WEG. **Motores Elétricos. Guia de especificação**. Grupo WEG - Unidade Motores,

ANEXO A – RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Tipo de corrente	Relação de transmissão					
	1	2	3	4	5	6
Corrente de rolos	31	27	25	23	21	17
Corrente silenciosa	40	35	31	27	23	19

Fonte: Adaptado de Melconian, pág 276.

ANEXO B – RELAÇÃO B/D PARA MANCAIS DE DESLIZAMENTO

b/d	b	observação
0,3	0,3 d	utilizado quando $d > 100\text{mm}$
0,8 a 1,2	(0,8 a 1,2) d	faixa de utilização normal
1,5 a 2,0	(1,5 a 2,0) d	utilização com eixos rígidos
		utilização bastante restrita
2,0 a 4,0	(2,0 a 4,0) d	utilização em máquinas operatrizes

Fonte: Adaptado de MELCONIAN (2012)

ANEXO C – COEFICIENTE DE SEGURANÇAS

PASSO	RPM da engrenagem menor							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
Cor. De rolos 1/2" - 5/8"	7,0	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,7	13,2

Fonte: Adaptado de MELCONIAN, 2012.

ANEXO D – FATOR DE SERVIÇO

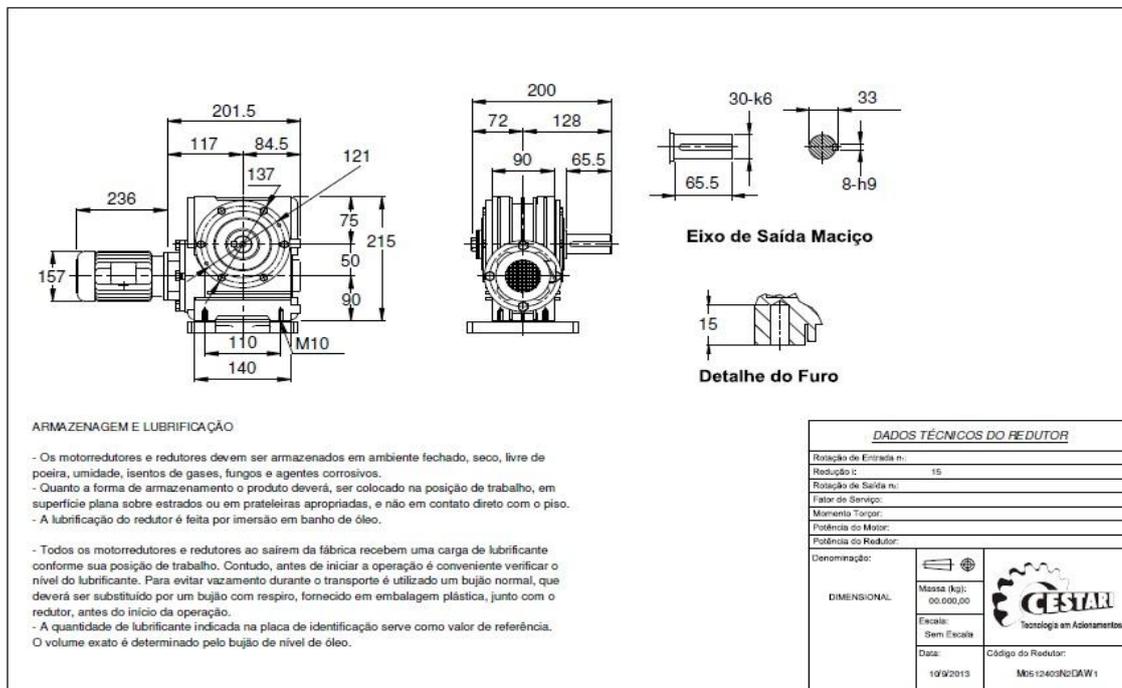
Tabela de fator de serviço (FS):

Aclonamento por	Tempo de trabalho	Classificação de serviço da máquina acionada		
		Carga uniforme	Choques moderados	Choques fortes
		U	M	F
Motor elétrico ou Turbina a vapor	Ocasional até 1/2 h/dia	0,80	0,90	1,00
	Intermitente até 2 h/dia	0,90	1,00	1,25
	até 10 h/dia	1,00	1,25	1,50
	Acima de 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
Motor a explosão Multicilindro ou Motor Hidráulico	Ocasional até 1/2 h/dia	0,90	1,00	1,25
	Intermitente até 2 h/dia	1,00	1,25	1,50
	até 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
	Acima de 10 h/dia	1,50	1,75	2,00
Motor a explosão de 1 cilindro	Ocasional até 1/2 h/dia	1,00	1,25	1,50
	Intermitente até 2 h/dia	1,25	1,50	1,75
	até 10 h/dia	1,50	1,75	2,00
	Acima de 10 h/dia	1,75	2,00	2,25
	Ocasional até 1/2 h/dia	0,90	1,00	1,25
	Intermitente até 2 h/dia	1,00	1,25	1,50
Motor elétrico com partidas e paradas frequentemente	até 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
	Acima de 10 h/dia	1,50	1,75	2,00

O tempo de trabalho especificado como ocasional e intermitente refere-se ao tempo total de operação por dia. Por partidas e paradas frequentes entende-se mais de 10 partidas por hora.

Fonte: Adaptado de WEG, 2014.

ANEXO E - DESENHO DO MOTOREDUTOR



Fonte: Catálogo Weg, 2014.