



PROJETO DE UM MECANISMO DE REBOBINAMENTO DE ARAME LISO, ACIONADO PELA TRANSMISSÃO DE UM TRATOR

Proponente: Alisson Gelinski agelinski

Curso: Engenharia Mecânica

Início da Projeto: 27/07/2017

Término da Projeto: 30/11/2017

Grupo de Pesquisa: Projeto Mecânico

Linha de Pesquisa: Dinâmicas de Máquinas e Sistemas

Assunto/Tema:

PROJETO DE UM MECANISMO DE REBOBINAMENTO DE ARAME LISO, ACIONADO PELA TRANSMISSÃO DE UM TRATOR

Justificativa:

Utilização da aveia como recurso alternativo para as épocas de inverno

Com a chegada do inverno, no intervalo de 20 de junho a 22 de setembro, a incidência de geadas faz com que as pastagens reduzam significativamente sua produtividade e, conseqüentemente, causando redução da produtividade do gado de leite e perda do peso do gado de corte. Como solução para o problema são utilizadas a implantação de culturas forrageiras de inverno, sendo a aveia forrageira uma das formas para a alimentação do gado podendo ser utilizadas várias possibilidades (PRIMAVESI, 2003).

Segundo Martinez (2011), a utilização da aveia no sistema de pastejo, pode ser trabalhada de forma contínua ou por meio do pastejo rotacionado. O sistema rotacionado consiste em dividir áreas com cerca elétrica na forma de piquetes permitindo a recuperação da cultura de aveia (Figura 1). Após esse período de inverno, gado e a cerca são retiradas para realizar o cultivo da safra de verão (soja/milho).

A proposta consiste em realizar um estudo para o desenvolvimento do equipamento para enrolar arame liso, visto que muitos pecuaristas de pequeno e médio porte da região dependem do sistema de piquetes rotacionados, no qual, após os meses de maio a agosto, precisam retirar os piquetes para plantar cultivares de verão (soja/milho). Desta maneira, foi sugerido por estes o desenvolvimento de um equipamento como o objetivo de reduzir tempo e solucionar o problema de enrolar arame liso, já que esta operação com o arame é feita de maneira manual, sendo enrolada em litros, rolos de restos de madeira, tornando uma atividade demorada e cansativa.

O objetivo do desenvolvimento do equipamento é proporcionar ao agricultor uma forma mecanizada recolher o arame, reduzindo o tempo para o desenvolvimento da sua tarefa e, ao mesmo tempo, utilizando do próprio trator de sua propriedade para acoplar o equipamento. No qual, este seja utilizado por meio do sistema eixo cardan (acoplamento por junta universal) ligado a tomada de força de um trator a uma determinada rotação no motor, não sendo necessária a utilização de energia elétrica, visando otimizar o trabalho no campo.

Formulação do Problema:

Análises, equações, cálculos e possíveis configurações dos elementos de máquinas e mecanismos, para atendimento do projeto, além do dimensionamento de componentes para atender necessidades e otimizando o trabalho em uma propriedade rural. Por isso, questiona-se como selecionar os materiais adequados e dimensionar componentes que serão utilizados para o desenvolvimento do equipamento? Como elaborar e detalhar em forma gráfica o equipamento?

Formulação do Hipótese:

No referido Trabalho de Conclusão de Curso, tem-se como finalidade o desenvolvimento de um equipamento para enrolar arame liso, utilizando o torque da tomada de força do trator a 850 RPM no motor, para recolher arames lisos de 0,5 a 4 mm com capacidade para 500 a 800m dependendo da espessura do arame tendo como base o tipo de arame normalmente utilizado nas propriedades rurais.

Objetivo Geral:

Desenvolver um projeto de um equipamento para enrolar arame liso a partir de peças e componentes de outros equipamentos que não são mais utilizados na propriedade. Aproveitando o torque que é fornecido pela tomada de força do trator.

Objetivo Específicos:

- Fazer um estudo sobre sistema de transmissão em tratores;
- Coletas de dados;
- Fazer os necessários dimensionamentos dos componentes utilizados no desenvolvimento do protótipo;
- Avaliar e adequar o equipamento de acordo com as normas de segurança no trabalho;
- Representar o projeto através de desenho e protótipo do equipamento desenvolvido;

Fundamentação Teórica:

Neste capítulo será feito um breve apanhado sobre os fundamentos de um projeto, assim como, falar sobre o sistema de integração lavoura, arames, tratores agrícolas e peças utilizadas para o projeto, apresentando seus modelos, finalidades e funcionamentos. Serão abordados também alguns conceitos e fórmulas fundamentais para desenvolvimento do projeto.

Fundamentos do projeto

Segundo Collins (2006), o principal objetivo de um projeto é que este venha a atender às necessidades ou desejos das pessoas. Para isso, a engenharia utiliza os recursos naturais, que são transformados em produtos e equipamentos que possam ser úteis para as pessoas.

Silva (2017) retrata que um projeto mecânico é de grande importância na engenharia moderna e base para a produção industrial. Desse modo, por meio de um projeto nasce um produto que, além de um desenho e organograma, é uma sequência de atividades. O projeto tem como objetivo encontrar soluções para problemas observados. A figura 2 apresenta, de forma esquemática, que um projeto surge a partir de uma necessidade. Então, com base nisso, organizando uma sequência de ideias, é realizada uma organização e, por meio de uma ação, atender os objetivos do projeto.

Arames

Segundo dicionário português, arame significa fio de metal flexível, estes arames podem ser do tipo liso ou farpado. Nosso trabalho terá como objetivo o desenvolvimento de um equipamento para bobinar arames lisos. Segundo Paganini (2017), arames, podem ser do tipo galvanizado ou recozido podendo ser aplicado nas mais diversas áreas, sejam estas industriais, construção civil, agricultura e agropecuária.

A utilização de cerca elétrica, segundo Mineira (2017), é uma solução para que pecuaristas possam fazer a divisão da sua pastagem por piquetes. Ele afirma que, para que esse processo ocorra de forma eficiente, é necessário que ocorra a correta escolha dos materiais para que produtor tenha o

objetivo esperado.

Os arames lisos podem ser fabricados em bitolas que vão de 0,22mm até 4,2mm, podem apresentar, em sua característica, resistência à tração que podem chegar a 500 kg, conforme pode ser observado na Figura 3. Os arames podem ser vendidos em rolos de um quilo ou carretéis de 500 ou 1000m. Além de versáteis e resistentes, os arames lisos não ferem o animal como os arames farpados (PAGANINI, 2017).

Tratores agrícolas

Visão geral de um trator

O trator é uma máquina de grande importância para os desenvolvimentos das atividades no campo. Segundo Varella (2011), os tratores têm por finalidade transmitir força para um equipamento agrícola. Os tratores são máquinas desenvolvidas para fornecer potência e tracionar diversos equipamentos agrícolas, sejam estes equipamentos suspensos ou de arrasto.

A figura 4 ilustra que hoje, em nosso mercado, tem-se grande variedade de marcas e modelos de tratores agrícolas, sendo que estes podem ser tratores de pequeno porte com cerca de 11 cv ou tratores de grande porte, podendo chegar até 500 cv de potência (VARELLA, 2011).

Todos os tratores agrícolas apresentam um sistema de transmissão que consiste em um conjunto de mecanismos responsáveis por fazer transferência de potência nos diversos locais do trator, ou seja, em tratores, a utilização da potência pode ser encontrada na barra de direção, no sistema hidráulico usado no engate de três pontos e na tomada de força ou TDP (VARELLA, 2011).

Tomada de força (TDP) em tratores

A tomada de força ou TDP em tratores, trata-se de um eixo estriado que se encontra na parte de trás do trator com a função de transmitir torque e rotação em implementos agrícolas acoplados ao trator como mostra a figura 5. Para Varella (2017), o sistema de TDP pode apresentar velocidade constante ou independente, ou seja, a velocidade angular sempre será constante independente da velocidade do trator, ou o sistema pode ser proporcional ou dependente da velocidade de deslocamento do trator.

Segundo Varella (2017), o acionamento pode ser conjugado, quando ocorre o acionamento por meio de apenas um disco de embreagem entre a TDP e o eixo piloto, ou acionamento independente quando temos a presença de dois discos ou dupla embreagem, nesse caso, o pedal da embreagem possuirá dois estágios, no qual, o primeiro faz o engrenamento das marcas e o segundo o acionamento da TDP.

Segundo Garcia (2017), pode-se encontrar três tipos de eixo de potência atualmente. Eixo com diâmetro de 35 mm com 6 ranhuras, o qual apresenta velocidade de 540 rpm, utilizado em tratores com até 65 cv. Eixo de como diâmetro nominal de 35 mm com 21 ranhuras, com velocidade de giro de 1000 rpm, para tratores de 60 a 160 cv de potência na TDP. Eixo com diâmetro nominal de 45mm com 20 ranhuras com velocidade de giro 1000 rpm em tratores de 150 a 200 cv.

Sistema de transmissão

Eixos

A transmissão de potência ou movimento estão presentes em todas as máquinas. Collins (2006, p.286) afirma que “em praticamente todas as máquinas observa-se a transmissão de potência e/ou o movimento de uma fonte de entrada para uma região de saída”.

A transmissão ocorre através de um forte de entrada que fornece torque motriz ou de rotação no eixo de entrada do equipamento, esta fonte geralmente é um motor elétrico ou motor de combustão interna que, por meio de complementos, realiza a transição da força. Carregado de torque e sendo apoiado por mancais, o eixo é um elemento cilíndrico longo, no qual as engrenagens, polias de correias, volantes, rodas dentadas são montadas ou acopladas no eixo produzindo as cargas operacionais (COLLINS,2006).

Collins (2006) afirma que normalmente este eixo cilíndrico pode ser sólido ou vazado (oco), seguidos de uma redução de seção, este eixo gira por meio de mancais que são fixos na estrutura do equipamento ou fixados na própria carcaça da máquina para que possa ser montado sobre ele os mancais de engrenagens, polias e outros elementos.

Segundo a Figura 6, pode-se observar que há várias configurações de transição de potência através de eixos, a distribuição dos elementos sobre o eixo, como engrenagens, polias, rodas dentadas são definidas conforme as necessidades e especificações do equipamento. Após a distribuição dos elementos, é importante que se realize um esboço conceitual da configuração de modo que apresente encostos para o posicionamento, ressaltos que facilitem a montagem e desmontagem de engrenagens, rolamentos e demais características do eixo (COLLINS,2006).

Mancais

Segundo Collins (2006), os mancais podem ser utilizados em várias aplicações de transmissão, nas quais um conjunto de mancais será responsável pela sustentação estável do eixo e cargas que são produzidas por engrenagens, correntes e outros elementos de máquinas, sem interferir a rotação livre do mesmo.

Mancais de rolamento



Os mancais de rolamento permitem o movimento entre o eixo e a estrutura fixa do equipamento, assim, os mancais de rolamento são compostos por esferas e rolos, ou seja, elementos rolantes esféricos ou elementos rolantes cilíndricos. Na figura 7, a estrutura de um mancal é composta por elementos rolantes que, por meio de um separador ou gaiola, são acoplados entre a pista interna e externa garantindo que os elementos rolantes não entrem em contato um com o outro (COLLINS, 2006).

A grande parte dos mancais, segundo Collins (2006), são fabricados de aço cromo de alto carbono, em especial o aço AISI 52100, no qual pistas e esfera são desgaseificados a vácuo, e posteriormente, temperados e revenidos para apresentarem uma boa resistência. Sendo que, em alguns casos, são utilizados diferentes tipos de ligas conforme a condição de operação e para que estes tenham resistência à corrosão, altas temperaturas entre outros fatores.

Eixo cardan

Quando se necessita fazer a transferência de torque e rotação entre um trator e um equipamento, seja este de arrasto, estacionário ou três pontos suspensos, umas das formas mais utilizadas ocorre através da utilização de cardans, por meio de duas juntas universais e um eixo telescópico macho/fêmea, conforme mostrado na Figura 8 (AEMCO, 2017).

Conforme a Figura 9 do catálogo agrícola bandeirantes, para se obter uma correta utilização do cardan, a sobreposição do eixo macho e fêmea em condições normais deve ser certa 2/3 e 1/3 em situações críticas referente a medida do cardan quando está fechado (BANDEIRANTES, 2017).

Segundo Aemco (2017), outro fator de grande importância para a utilização de cardan é realizar a correta montagem entre o lado fêmea e macho de forma que os mesmos fiquem alinhados, conforme ilustra a Figura 10, na qual, o não alinhamento destes terminais gera vibração, desgaste dos componentes e até mesmo a quebra.

Fatores de segurança

Para que um operador não venha a sofrer um acidente durante a operação de um equipamento, é de suma importância que este seja desenvolvido segundo normas de segurança.

Desta maneira, conforme a Figura 11, as Normas Regulamentadoras (item 31.12.22 da NR 31 e o Anexo XI da NR 31) orientam que “O eixo cardan deve possuir proteção adequada, em perfeito estado de conservação em toda a sua extensão, fixada na tomada de força da máquina (ou do trator) desde a cruzeta até o acoplamento do implemento ou equipamento” (ABNT,1978).

A norma NR 31, itens 31.12.35, também adverte que a “tomada de força - TDP dos tratores agrícolas deve ser instalada com uma proteção que cubra a parte superior e as laterais” (ABNT, 2017). Ver Figura 12.

A Norma ABNT (2015), NBR ISO 4254-1, apresenta que a sobreposição em linha reta entre a proteção de Conexão da Entrada de Potência (CEP) em equipamentos e o eixo cardan não pode ser menor que 50 mm, assim, conforme a Figura 13, a Norma estabelece que a CEP deve ser fixa no equipamento de modo que cubra todos os lados da proteção do eixo cardan.

Segundo a Norma de Segurança NR 12 (item 12.38), os locais de perigos em máquinas e equipamentos devem ter proteções fixas ou móveis, assim como os dispositivos de segurança integrados de forma que garantam a proteção, a saúde e a integridade física dos trabalhadores (ABNT, 1978).

A Norma NR 12 (item 12.41) rege que, quando o equipamento apresentar proteção fixa, esta deve se manter de maneira permanente ou através de elementos de fixação, apenas sendo possível sua remoção ou abertura com ferramentas específicas e, em proteções móveis, a norma diz que “proteção móvel, que pode ser aberta sem o uso de ferramentas, geralmente ligada por elementos mecânicos à estrutura da máquina ou a um elemento fixo próximo, deve se associar a dispositivos de inter travamento” (ABNT, 1978).

Segundo a Norma NR 12 (item 12.44.), deve-se utilizar de proteção móvel quando necessita fazer o acesso de uma ou mais vezes por turno de trabalho do local de perigo do equipamento, sendo que:

A proteção deve ser associada a um dispositivo de intertravamento quando sua abertura não possibilitar o acesso à zona de perigo antes da eliminação do risco; e a proteção deve ser associada a um dispositivo de intertravamento com bloqueio quando sua abertura possibilitar o acesso à zona de perigo antes da eliminação do risco (ABNT, 1978).

A Norma NR 12 (item 12.48.) adverte que, em máquinas e equipamentos que oferecem risco de ruptura de suas partes, no qual ocorra o lançamento de partículas ou substâncias, é necessária a utilização de proteção (ABNT,1978).

Conceitos e fórmulas de uma ÁRVORE DE TRANSMISSÃO

No dimensionamento, deve-se seguir uma série de etapas para que o mesmo possa ser realizado com sucesso e atinja os objetivos, desta maneira é necessário o entendimento de alguns conceito e expressões que serão importantes para a realização do cálculo propriamente dito.

Para um projeto de uma árvore, Carvalho e Moraes (1978) afirmam que podemos seguir uma

sequência de passos para o seu dimensionamento, sendo estes:

Escolher o material com as tensões de falhas;

Fixar a tensão admissível;

Calcular o "M" (máximo momento de flexão);

Sabendo o módulo de resistência, a flexão "Z", deve-se calcular o diâmetro;

Padronizar a medida encontrada;

Materiais

Segundo Carvalho e Moraes (1978), para a fabricação de eixos e árvores, é necessária uma grande variedade de materiais. E estes devem apresentar boa resistência de modo que não sofram grandes efeitos em relação as tensões atuantes nos mesmos.

Atualmente, aços carbono de baixo e médio carbono, são os mais utilizados na indústria de eixos e árvores. Carvalho e Moraes (2017) afirmam que "aços muito empregados são os seguintes: SAE 1015, 1020, 1025, 1030, 1040, 1045, 2340, 2345, 3115, 3120, 3135, 3140, 4023, 4063, 4140, 4340, 4615, 4620 e 5140".

No mercado, há diferentes tipos de aços para fabricação de eixos e árvores, no entanto, a escolha do aço está ligada diretamente às condições de trabalho ou às condições especiais exigidas, custo ou usabilidade. Desse modo, para a fabricação de eixo e árvores, pode ser utilizado qualquer material, seja este ferroso ou não ferroso, metálico ou não metálico, podendo variar de projetista para projetista. (CARVALHO; MORAIS, 1978).

Projeto de uma árvore

Pode-se classificar as peças de duas maneiras: como eixos e árvores. Sendo o eixo um elemento que não transmite potência, ou seja, não sofre a ação de esforços por torção. As árvores são elementos que sempre estão sujeitos a esforços de torção. Estes podem ser do tipo giratório ou estático, de seção circular, maciça ou oca (CARVALHO; MORAIS, 1978).

Carvalho e Moraes (1978) complementam dizendo que, em árvores ocorre, principalmente, a ação da força simples de torção, ou seja, quando se tem apenas um único esforço sobre a peça que é o momento de torção e as demais tensões na seção transversal são as de cisalhamento, na qual, por meio da Equação 1, pode-se definir a tensão máxima para seção circular.

Equação 1 - Tensão máxima.

$$\tau_{\text{Máx}} = T/z^{\wedge} (1)$$

Onde:

$\tau_{\text{Máx}}$ = Tensão máxima (Kgf/mm²);

T = Módulo de torção (Kgf.cm);

z' = Módulo de rigidez a torção (mm³);

Desta maneira, quando relacionado com a rotação n, e a potência transmitida em uma árvore.

Através da Equação 2, pode-se obter o momento torção.

Equação 2 - Cálculo de potência ou torque em transmissões.

$$T = 71620 \cdot N/n (2)$$

Onde:

T = Módulo de torção ou momento torção (Kgf.cm);

N = Potência (cv);

n = Rotação (rpm);

No módulo de rigidez, a torção é dividida em duas seções: Através de Seção Circular, conforme indica a

Equação 3 e em Seção Coroa Circular, conforme o cálculo da Equação 4:

Seção Circular:

Equação 3 - Módulo de rigidez a torção em Seção Circular.

$$Z' = (D^3) / (16) \quad (3)$$

Seção Coroa Circular:

Equação 4 - Módulo de rigidez a torção em Coroa Circular.

$$Z' = (D^4 - d^4) / (16D) \quad (4)$$

Onde:

D= Diâmetro externo do eixo (mm);

d= Diâmetro interno do eixo (mm);

z' = Modulo de rigidez a torção(mm³).

Com base no roteiro, Carvalho e Morais (1978) afirmam que, segundo a ASME, deve-se acrescentar um fator combinado de choque e fadiga, com base nos valores nas Tabelas 1, 2 e 3 fixadas pela ASME, por meio da Equação 5, assim, a tensão admissível é dada pela expressão:

Equação 5 - Tensão admissível.

$$\sigma_{adm} = (K_t \cdot T) / z' \quad (5)$$

Onde:

σ_{adm} = Tensão admissível (Kgf/mm²);

K_t = Fator combinado de choque e fadiga (adimensional);

T= Módulo de torção (Kgf.mm);

z' = Módulo de rigidez a torção (mm³);

Tabela 1 - Valores de kt.

Tipos de carga Árvore Fixa Árvore giratória

Kt Kt

Gradualmente aplicada, constante (estática) 1,0 1,0

Gradualmente aplicada pequeno choque 1,5 a 2,0 1,0 a 1,5

Subitamente aplicada, grande choque 1,5 a 3,0

Fonte: Carvalho e Morais (1978).

Tabela 2 - Valores de Km.

Tipos de carga Árvore Fixa Árvore giratória

Km Km

Gradualmente aplicada, contante (estática)

1,0 1,5

Gradualmente aplicada pequeno choque 1,5 a 2,0 1,0 a 2,0

Subitamente aplicada, grande choque

2,0 a 3,0

Fonte: Carvalho e Morais (1978).

Tabela 3 - Tensões admissíveis para o cálculo de árvores (ASME).

Material Tensão admissível

(Kg/mm²) Observação

Aço não especificado 5,6 Havendo rasco para
chaveta tomar 75%
do valor indicado

Aço especificado 30% do σ_e ou 18% do σ_r
(tomar o menor valor)

Fonte: Carvalho e Morais (1978).

Árvores sujeitas à torção e flexão.

Segundo Carvalho e Morais (1978), o esforço combinado de torção e flexão deve ser dimensionado de acordo com um dos critérios de resistência. Dessa maneira, conforme teoria da maior tensão de cisalhamento (Teoria de Saint-Venant e Tresca) e com base nas indicações da ASME, obtém-se, por meio da Equação 6, o momento de torção equivalente:

Equação 6 - Momento torção equivalente.

$$T_e = \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \quad (6)$$

Onde:

T_e = Momento de torção equivalente (Kgf.mm);

K_t = Fator de choque e fadiga K_t - Tabela 1;

M = Momento de flexão (Kgf.mm);

K_m = Fator de choque e fadiga K_m - Tabela 2;

T = Módulo de torção (Kgf.mm).

Segundo Carvalho e Morais (1978), para que seja possível esta condição, o momento fletor e o momento torção devem atuar na mesma seção, desta modo, com as nas equações anteriores, pode-se definir o módulo de resistência, a torção "Z", através da Equação 7, assim tem-se que:

Equação 7 -Módulo de rigidez à torção.

$$Z = T_e / \sigma_{adm} \quad (7)$$

Onde:

σ_{adm} = Tensão admissível (Kgf/mm²);

T_e = Momento de torção equivalente ((Kgf.mm);

Z = Módulo de rigidez à torção (mm³);

Encontrado o valor de "Z", pode-se então calcular o diâmetro D. Sendo que, no caso de seção em coroa circular, realiza-se uma relação entre D e d conforme as equações 3 e 4, vistas anteriormente. (CARVALHO; MORAIS, 1978).

Segundo Carvalho e Morais (1978), após realizar o dimensionamento e obter o diâmetro do eixo ou árvore, deve-se realizar a padronização. Para a padronização, utiliza-se da Tabela 04, em anexo 01, para relação de diâmetros padrões.

Determinação do afastamento entre mancais

Pode-se determinar o afastamento de mancais, por meio da utilização de tabelas presentes em manuais, levando em consideração o diâmetro da árvore e a potência a ser transmitida, também se deve considerar a existência de engrenagens, polias e demais componentes (CARVALHO; MORAIS, 1978).

Segundo Carvalho e Morais (1978), a distância entre mancais pode ser calculada através da Equação 8, na qual se obtém os valores aproximados.

Equação 8 - Distância entre mancais.

$$L = 0,7(1 + \sigma)D \quad (8)$$

Onde:

L = Distância entre mancais (m);

D= Diâmetro da árvore (cm);

Carvalho e Moraes (1978) afirmam que, para árvores contínuas, tem-se a presença de vários apoios, assim, obtém-se a distância através da Equação 9, na qual "L" é dada em metros e "D" em cm.

Equação 9 - Distância entre mancais para árvores contínuas.

$$L=130 \cdot D \quad (9)$$

Dimensionamento de rolamento

Segundo Melconian (2008), no dimensionamento de rolamentos, deve-se verificar os tipos de solicitações presentes, sejam estas cargas estáticas ou dinâmicas. Assim, tem-se que em rotações menores que 10 rpm, em que o rolamento está parado ou com pequenas oscilações, este estará a sujeito a cargas estáticas e em rotações acima de 10 rpm, as cargas dinâmicas atuam.

Desta maneira, como o referido trabalho está sujeito apenas a rotações acima de 10 rpm, o rolamento será dimensionado pela carga dinâmica (C).

Capacidade de carga dinâmica (C).

Segundo Melconian (2008), a capacidade de carga dinâmica é quando um lote de 90% de rolamentos alcança um milhão de rotações sem que ocorra fadiga, sendo que esta capacidade pode ser encontrada em catálogos de rolamentos, assim como a capacidade de carga dinâmica de um rolamento pode ser dada pela Equação 10:

Equação 10 - Capacidade Carga Dinâmica.

$$C=f_l/f_n \cdot P \quad (10)$$

Onde:

C = Capacidade de carga dinâmica (KN);

P= Carga dinâmica equivalente (KN);

f_n = Fator de rotação (adimensional);

f_l = Fator de esforço dinâmico (adimensional).

Segundo Melconian (2008), a presença de cargas radiais e axiais no rolamento é obtida através da Equação 11. A carga dinâmica equivalente (P) é determinada por:

Equação 11 - Carga dinâmica equivalente.

$$P=x F_r+y F_a \quad (11)$$

Onde:

P= Carga dinâmica equivalente (KN);

F_r = Carga radial (KN);

F_a = Carga axial (KN);

X= Fator radial (adimensional);

y= Fator axial (adimensional);

Segundo Melconian (2008), através da equação 12, pode ser determinada força tangencial.

Equação 12 - Força tangencial.

$$F_t=T/r \quad (12)$$

Onde:

F_t = Força de tangencial (N);

T=Momento torção (N.m);

r= Raio da peça (m).



Considerando condições em que o rolamento estiver exposto a altas temperaturas, deve-se considerar um fator de temperatura (f_t) (apresentado na Tabela 4), que pode ser aplicado na Equação 12, entretanto, a nova capacidade de carga dinâmica é determinada através da Equação 13 (MELCONIAN, 2008), assim utiliza-se:

Equação 13 - Capacidade de carga dinâmica.

$$C = f_l / (f_n * f_t) * P \quad (13)$$

Onde:

C = Capacidade de carga dinâmica (KN);

P = Carga dinâmica equivalente (KN);

f_n = Fator de rotação (adimensional);

f_l = Fator de esforço dinâmico (adimensional);

f_t = Fator de temperatura (adimensional).

Tabela 4 - Fator de temperatura (f_t)

Temperatura máxima de serviço 120 °C 200°C 250°C 300°C

Fator de temperatura 1,0 0,73 0,42 0,22

Fonte: Melconian (2008, p.204).

Vida útil do rolamento.

Segundo Melconian (2008), a vida útil de rolamento é o tempo que o rolamento realiza sua função corretamente, sendo que após isso, a influência de fadiga gera o desgaste, assim tendo sua vida útil finalizada. A vida útil do rolamento, até a fadiga, pode ser determinada através da Equação 14:

Equação 14 - Vida útil do rolamento até a fadiga.

$$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_h \quad (14)$$

Onde:

L_{na} = Duração até a fadiga (h);

a_1 = Fator de probabilidade falha;

a_2 = Fator de matéria - prima (adimensional);

a_3 = Fator das condições de serviço (adimensional);

L_h = Vida nominal do rolamento (adimensional).

Melconian (2008) apresenta que o fator de probabilidade de falhas (a_1) pode ser determinado através da Tabela 5, em que, por meio da probabilidade de falha em porcentagem, tem-se a duração e o fator (a_1) indicado para os cálculos.

Tabela 5 - Probabilidade de falhas.

Probabilidade de falhas (%) 10% 5% 4% 3% 2% 1%

Duração L10 L5 L4 L3 L2 L1

Fator (a_1) 1 0,62 0,53 0,44 0,33 0,21

Fonte: Melconian (2008, p.204).

Segundo Melconian (2008), o fator (a_2) refere-se às características da matéria prima que, segundo o fabricante de rolamento (FAG), para aços de alta qualidade, utiliza-se $a_2 = 1$, sendo que o fator se altera com a temperatura.

As condições de serviço, fator (a_3), representam fatores que influenciam na vida útil do rolamento, desse modo, por meio da associação entre os fator de matéria prima e as condições de serviço, é conveniente indicar apenas um valor que expresse as duas condições, valor dado no fator a_3 . Logo, através da Equação 15, tem-se que a vida útil do rolamento será:

Equação 15 - Vida útil do rolamento segundo fator a_2 .

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot L_h \quad (15)$$

Onde:

L_{na} = Duração até a fadiga (h);

a_1 = Fator de probabilidade falha;

a_2 = $a_2 \cdot a_3$ (Adimensional);

L_h = Vida nominal do rolamento (adimensional).

Encaminhamentos Metodológicos:

No referido trabalho, como o objetivo é apresentar, de forma prática, a estrutura do equipamento, detalhando os trabalhos desenvolvidos, bem como, o projeto (desenho), utilizando a estrutura base de um equipamento já existente e de uso comum em propriedades rurais, indicando as alterações para que este venha atender a nova função.

O trabalho foi desenvolvido em uma propriedade rural no distrito de São João do Oeste em uma propriedade de aproximadamente 50 hectares. Onde foi realizado o levantamento dos dados necessários para a elaboração do projeto.

Para a realização do desenho do projeto, foi utilizado o software computacional Solidwork para fazer a representação em 3D.

Coleta de dados

Para a elaboração do trabalho, representação gráfica do projeto e desenvolvimento do protótipo do equipamento proposto, que terá como o objetivo final realizar o rebobinamento de arame liso, foi inicialmente realizada uma coleta das principais informações necessárias, como os tipos de arames que são utilizados na propriedade e alternativas de acionamento do equipamento utilizado no campo. Além disso, verificou-se também com o objetivo de redução de custos no desenvolvimento do protótipo a possibilidade de utilização peças (elementos de máquinas) normalmente inutilizadas e sucateadas dentro de uma propriedade rural, proveniente de equipamentos inutilizados, que até poderão ser utilizadas futuramente para a construção do equipamento, as quais serão empregadas como base para o desenvolvimento deste trabalho.

Tipos de arames utilizados na propriedade

Na propriedade, foi verificado que o produtor apresenta quatro tipos de arames na propriedade segundo a tabela 6 a seguir:

Tabela 6 - Arames utilizados na propriedade.

Arames galvanizados

Bitola em bwg Diâmetro mm

12 2,77

14 2,11

16 1,64

20 0,89

Fonte: Elaborada pelo autor.

Peças disponíveis na propriedade

Na propriedade, para o desenvolvimento do protótipo, foi verificada, em função da disponibilidade e até redução de custos, a possibilidade de utilização de uma estrutura metálica de um antigo moedor de rações (Figura 14). Conforme também representado na Figura 15, sendo esta estrutura em forma de um cavalete usado como base de sustentação desse moedor, que se encontrava sucateado na propriedade. Esse cavalete será utilizado como base de sustentação, para o desenvolvimento do projeto e fixação dos mecanismos que fazem parte da máquina de rebobinamento de arame liso, assim como para a confecção do protótipo.

Para a realização do rebobinamento e armazenamento do arame com o protótipo desenvolvido, serão utilizados carretéis, conforme figura 15, os quais são fabricados pela empresa Ekoplus Plásticos e que apresentam capacidade em torno de 20 kg (quilos) de arame quando carregado, dependendo da espessura do arame.

Por fim, para a fixação do carretel no eixo, será utilizado, conforme a Figura 15, um par de engrenagens do qual não se tem a origem, mas esse par será utilizado neste projeto como elemento de fixação do carretel.

Os desenhos com as medidas da estrutura, carretel, das engrenagens e componentes do protótipo serão detalhados no apêndice.

Principais dados de transmissão e potência do trator utilizado

Para a definição da rpm e potência a ser utilizada para o dimensionamento, foram considerados os dados coletados em um trator modelo John Deere 6405 com potência nominal de 106 cv. Tomando como base os dados disponíveis no manual de operação do trator (Tabela 7).

Tabela 7 - Especificações técnicas do trator utilizado.

Marca/modelo: JOHN DEERE - 6405

ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR:

Modelo 4045T

Aspiração Turbo alimentado

Nº de cilindros 4

Cilindrada (L) 4,5

Potência na rotação nominal kW (cv)a 78 (106)

Potência nominal de potência máxima 2300

Faixa de rotação com potência constante - rpm 1800-2300

Torque máximo N.m (kfg.m) 445(44,4)

Rotação de torque - rpm 1500

Bomba injetora Rotativa

Marca Lucas

Modelo DP201

Motor de partida/marca Lucas/Indiel ou denso

Conforme norma NBR5484

Fonte: Extraída do manual do equipamento (2017).

Memorial de cálculos

Para o dimensionamento do sistema de rebobinamento, será utilizado como base, os dados coletados e apresentados anteriormente. E, para determinar o comprimento da árvore, foram levadas em consideração as medidas coletadas da estrutura, carretel e demais peças que servem de base para o

desenvolvimento do protótipo do equipamento.

Sendo assim, para o dimensionamento do eixo foi considerado um comprimento igual a 850 mm.

Determinação do material

Tomando como base os conceitos vistos neste trabalho, foi realizada a seleção do material a ser utilizado na fabricação da árvore. Para a seleção do material, foi tomada como base a tabela de aços carbono para construção mecânica (Anexo 2).

Conforme a Tabela do Anexo 1, foi definida para a construção, o seguinte material com suas tensões de falhas segundo a ASME, um material de aço carbono 1045 laminado a frio o qual apresenta as seguintes tensões de escoamento e de tração ou ruptura, conforme cálculo a seguir.

Como $\text{Kgf/mm}^2 = 9,80665 \text{ Mpa}$ tem-se que:

$$\sigma_e = 54 \text{ kgf/mm}^2 = 529,5591 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_r = 63 \text{ kgf/mm}^2 = 617,8189 \text{ Mpa}$$

Onde:

σ_e = Tensão de escoamento (kgf/mm^2);

σ_r = Tensão de tração ou ruptura (kgf/mm^2).

Determinação da tensão admissível

Para a determinação das tensões, foi tomado como base a Tabela 3 de tensões admissíveis para o cálculo de árvores (ASME) para aços especificando os valores de limite de escoamento e resistência à tração encontrados no item anterior.

Assim, segundo a ASME, tem-se que:

$$\sigma_{adm} = 0,30 \sigma_e$$

$$\sigma_{adm} = 0,18 \sigma_r$$

Logo:

$$\sigma_{adm} = 0,30 * 54 = 16,2 \text{ kgf/mm}^2 = 158,86773 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{adm} = 0,18 * 63 = 11,3 \text{ kgf/mm}^2 = 110,81514 \text{ Mpa}$$

Onde:

σ_{adm} = Tensão admissível (kgf/mm^2);

σ_e = Tensão de escoamento (kgf/mm^2);

σ_r = Tensão de tração ou ruptura (kgf/mm^2).

Dessa forma, obtém-se que a máxima tensão admissível para a árvore será de $11,3 \text{ kgf/mm}^2$.

Sabendo-se que a árvore apresenta o rasgo de chaveta, percebe-se que, segundo a Tabela 3 que, havendo rasgo de chaveta, deve-se tomar 75% do valor indicado, assim calcula-se:

$$\sigma_{adm} = 11,3 * 0,75 = 8,505 \text{ kgf/mm}^2 = 83,40555 \text{ Mpa}$$

Determinação do momento torção (T)

Para a determinação do momento de torção foi tomado como base para o cálculo a pior condição possível de trabalho, ou seja, a máxima potência e torque coletados do manual do trator. Desta maneira, tem-se que o momento de torção, é dado em função da potência e da rotação coletada, calculada pela Equação 2:

$$T=71620 \cdot CV/RPM$$

Logo, aplicando os valores:

$$T=71620 \cdot (106 \text{ CV}) / (1500 \text{ RPM}) = 5061,146 \text{ kgf.cm}$$

$$T=50611,46 \text{ kgf.mm}$$

$$T=50.61146 \text{ kgf.m}$$

Como $Kgf = 9,80665 \text{ N}$, tem-se que:

$$T=496.3288 \text{ N}$$

Onde:

T = Módulo de torção (kgf.cm);

N = Potência (cv) - Tabela 7;

n = Rotação (rpm), Tabela 7.

Desse modo, pode-se determinar o diâmetro através da tensão admissível com a aplicação da Equação 5:

$$\tau_{adm} = (K_t \cdot T) / z^3$$

Tomando como base para o dimensionamento, que a árvore apresentará uma seção em coroa circular e que o carretel (bobina) a ser utilizado para o rebobinamento apresenta um diâmetro do furo de centro de 36 mm (diâmetro no qual será vestido o carretel na árvore). Será adotada uma folga de 1mm no diâmetro entre a árvore e o carretel. Desta forma, o diâmetro externo definido para a árvore será de 35 mm, logo, tem-se que:

$$8.505 = 1,0 \cdot (50611,46) / ((\tau_{adm} / 16) \cdot ((35^4 - d^4) / 35))$$

$$d = 25,75 \text{ mm}$$

Onde:

τ_{adm} = Tensão admissível (kgf.mm);

K_t = Fator combinado de choque e fadiga - Tabela 1;

T = Momento torção (kgf.mm);

Z' = Módulo de rigidez à torção (mm³) - Equação 4.

Como o diâmetro interno encontrado não apresenta um valor inteiro, deve-se padronizar o diâmetro, segundo a ASME, através da tabela indicativa no Anexo 1.

Valor adotado:

$$d = 25 \text{ mm}$$

Determinação do momento fletor máximo

Sabendo que o carretel (bobina) e seus elementos de fixação na máxima condição de trabalho e totalmente carregada, apresentará uma carga total de 25kg (quilos), pode-se encontrar a força peso

que a árvore estará sujeita.

Com a força peso, tem-se que, para a determinação do máximo momento fletor, será considerada a distância do início da bobina (ponto A) até o primeiro mancal (ponto B) que apresente uma distância $d' = 280 \text{ mm}$ como mostra a Figura 16.

Logo, o máximo momento fletor será dado pela expressão:

$$M = F \cdot d''$$

$$M = 25 \cdot 0,28$$

$$M = 7,0 \text{ kgf.m}$$

$$M = 7000 \text{ Kgf.mm}$$

Como $\text{Kgf} = 9,80665 \text{ N}$, tem-se que:

$$M = 68.6465 \text{ N}$$

Onde:

M = Momento fletor (kgf.mm);

F = Força peso carretel com bobina;

d'' = Distância carretel/mancal (m).

Determinação do momento torção equivalente

Com base nos valores encontrados anteriormente, por meio da Equação 6, e considerando os dados de K_m e K_t das Tabelas 1 e 2, determina-se o momento fletor equivalente segundo as indicações da ASME.

$$T_e = \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}$$

$$T_e = \sqrt{(1,5 \cdot 7000)^2 + (1,0 \cdot 50611,46)^2}$$

$$T_e = 51689,1718 \text{ kgf.mm}$$

$$T_e = 51.6891718 \text{ kgf.m}$$

Como $\text{Kgf} = 9,80665 \text{ N}$, tem-se que:

$$T_e = 506.8969 \text{ N}$$

Onde:

T_e = Momento de torção equivalente (kgf.mm);

K_t = Fator de choque e fadiga K_t - Tabela 1;

M = Momento de flexão (kgf.mm);

K_m = Fator de choque e fadiga K_m - Tabela 2;

T = Módulo de torção (kgf.mm).

Módulo de resistência à torção

O módulo de resistência à torção será dado pela Equação 7:

$$Z' = T_e / \tau_{adm}$$

Assim, para calcular a seção coroa circular, aplica-se a Equação 4:

$$\tau / (16) (D^4 - d^4) / D = T_e / \tau_{adm}$$

Substituindo os dados encontrados, tem-se que:

$$\tau / (16) (35^4 - 25^4) / 35 = T_e / 8.505$$

$$T_e = 52961,36 \text{ Kgf.mm}$$

$$T_e = 52.96136 \text{ Kgf.m}$$

Como Kgf = 9,80665 N, tem-se que:

$$T_e = 519.3735 \text{ N}$$

Assim, o novo momento torção, aplicando a Equação 6 será:

$$T_e = \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2},$$

$$52961,36 = \sqrt{(1,5 \cdot 7000)^2 + (1,0 \cdot T)^2}$$

$$T = 51910,0743 \text{ kgf*mm}$$

$$T = 51,9100743 \text{ kgf*m}$$

Como Kgf = 9,80665 N, tem-se que:

$$T = 509,0634 \text{ N}$$

Onde:

T_e = Momento de torção equivalente (kgf.mm);

K_t = Fator de choque e fadiga K_t - Tabela 1;

M = Momento de flexão (kgf.mm);

K_m = Fator de choque e fadiga K_m - Tabela 2;

T = Módulo de torção (kgf.mm);

Calculando o novo diâmetro:

$$8,505 = 1,0 \cdot 51910,0743 / (\tau / 16 \cdot ((35^4 - d^4) / 35))$$

$$d = 25,3453 \text{ mm}$$

Onde:

τ_{adm} = Tensão admissível (kgf/mm²);

K_t = Fator combinado de choque e fadiga - Tabela 1;

T = Momento torção (kgf.mm);

Z' = Módulo de rigidez à torção (mm) - Equação 4;

Padronizando o valor, segundo a anexo 1, o novo diâmetro interno será:

$$d=25\text{mm}$$

Determinação do máximo de RPMs a serem utilizadas

Com os esforços encontrados, pode-se, aplicando a Equação 2, determinar o máximo de RPMs que o equipamento poderá operar quando sujeito aos esforços de torção e flexão.

Logo:

$$T=71620*106/\text{RPM}$$

$$5191.007=71620*106/\text{RPM}$$

$$\text{RPM}=1462.47 \text{ RPM}$$

Onde:

T= Módulo de torção (Kgf.cm);

N= Potência (cv);

n= Rotação em rpm;

Determinação do máximo afastamento dos mancais

Com o diâmetro encontrado, pode-se, através da Equação 8, determinar o máximo afastamento entre mancais. Assim podendo verificar se a estrutura a ser utilizada atende a elaboração do projeto e a futura montagem de protótipo.

$$L=0,7*(1+?D)$$

$$L=0,7*(1+?3,5)$$

$$L=2,00 \text{ m}$$

Onde:

L=Máximo afastamento entre mancal (m);

D = Diâmetro externo da árvore(cm) - adotado 35 mm.

Seleção de equipamentos padronizados

Após encontrar o diâmetro da árvore, foram realizadas a seleção e a determinação dos componentes segundo catálogos dos fabricantes em anexo a este trabalho.

Dimensionamento rolamento

Para realizar a seleção do conjunto mancal rolamento será realizado o dimensionamento do rolamento, então é necessário determinar a carga radial que está agindo sobre o rolamento, desse modo, tem-se que com as distâncias entre os rolamentos e o carretel (Figura 17), determinando as forças atuantes no sistema.

Com o valor de momento de torção calculado anteriormente, através da Equação 12, determina-se a

força tangencial. Segundo a Figura 18 tem-se que as forças atuantes são:

$$T=509.0634 \text{ N.m}$$

$$F_T=T/r$$

$$F_T=509.0634/0,125$$

$$F_T=4072.5072 \text{ N}$$

$$F_T=F_r=4072.5072 \text{ N}$$

Onde:

F_t = Força tangencial (N);

T =Momento torção (N.m);

r = Raio da peça (mm);

F_r = Carga radial (N).

Realizando o somatório das forças através dos conhecimentos das disciplinas de mecânica estática e resistência dos materiais, tem-se que:

$$\sum F_{xA} = 0$$

$$\sum F_{yA} = 0$$

$$F_{R1A} + F_{R2B} - 4072.5072 = 0$$

$$F_{R1A} + F_{R2B} = 4072.5072$$

$$\sum F_{R1A} = 0$$

$$F_{R2} * 0,34706 - 4072.5072 * 0.6043 = 0$$

$$F_{R2B} = 7091.03 \text{ N}$$

$$F_{R2B} = 7.09103 \text{ KN}$$

Adotado: 7,0 KN

$$F_{R1A} + F_{R2B} = 4072.5072$$

$$F_{R1} + 7091.03 = 4072.5072$$

$$F_{R1} = -3018.5228 \text{ N}$$

$$F_{R1} = -3.0185228 \text{ KN}$$

Adotado: - 3,0 KN

Para o dimensionamento do rolamento, será considerada a maior força radial encontrada de 7 KN, assim, será selecionado e adotado o mesmo rolamento para todo o sistema, com objetivo de manter uma padronização dos componentes para facilitar a realização de manutenções futuras.

Será adotado um rolamento fixo de uma carreira de esferas que estará sujeito a uma carga radial de 7 KN atuando sobre uma rotação de 1500 rpm e que o diâmetro da árvore é de 35mm com uma temperatura de trabalho de aproximada 50 graus e que a viscosidade do óleo a 40°C é de 1000 cSt especificação.

Determinação do esforço dinâmico

Primeiramente, serão determinados os fatores de esforço dinâmico (fl) e o fator de rotação (fn) assim, conforme a Tabela 8 e anexos, tem-se que:

Tabela 8 - Fatores de carga e rotação.

FATOR CONDIÇÃO VALOR ANEXO

Esforço dinâmico (fl) Máquinas de uso temporário $1 \leq fl \leq 1,5$ Anexo 3

Rotação (fn) Rotação de 1500 rpm $fn = 0,281$ Anexo 4

Fonte: Elaborada pelo autor (2017).

Carga dinâmica equivalente.

Como no dimensionamento da árvore realizado anteriormente, não há carga axial, por isso, considera-se que a carga dinâmica equivalente é a própria carga radial.

$$P = F_r$$

$$P = 7 \text{ KN}$$

Onde:

P = Carga dinâmica equivalente (KN);

F_r = Carga radial (KN);

Assim, tem-se que a capacidade de carga dinâmica, conforme a Equação 10, será:

$$C = fl / fn * P$$

$$C = 1,0 / 0,281 * 7,0$$

$$C = 24,91$$

Onde:

C = capacidade de carga dinâmica (KN);

P = Carga dinâmica equivalente (KN);

fn = fator de rotação (adimensional) - Tabela 8;

fl = fator de esforço dinâmico (adimensional) - Tabela 8.

Conforme o catálogo de rolamentos FAG (Anexo 6) o rolamento FAG -6207 possui $C = 25,5$ e será utilizado, pois ele possui a carga dinâmica mais próxima, assim, o esforço dinâmico do rolamento, segundo a Equação 10, será igual a:

$$C = fl / fn * P$$

$$25,5 = fl / 0,281 * 7,0$$

$$fl = 1,02$$

Onde:

C = Capacidade de carga dinâmica (KN);

P = Carga dinâmica equivalente (KN);

fn = Fator de rotação (adimensional);

fl = Fator de esforço dinâmico (adimensional).

Logo, o rolamento estará dentro do fator esforço dinâmico indicado na Tabela 8.

Vida útil

Para realizar a determinação da vida útil, devem-se determinar os fatores a_1 e a_{23} . Admitindo que a probabilidade de falhas seja de 2%, tem-se que o fator a_1 , segundo a Tabela 5 é de 0,33. Logo, para determinarmos o fator a_{23} por meio da Figura 17 e do catálogo de rolamento FAG (Anexo 6), obtém-se que o diâmetro médio do rolamento é definido através da expressão a seguir:

$$d_m = (D_e + d) / 2$$

$$d_m = (72 + 35) / 2$$

$$d_m = 53,5 \text{ mm}$$

Onde:

d_m = Diâmetro médio do rolamento (mm);

D_e = Diâmetro externo do rolamento (mm) - Anexo 6;

d = Diâmetro interno do rolamento (mm) - Anexo 6.

Com a rotação e o diâmetro médio (d_m) pode-se determinar a viscosidade relativa (η_{r1}), segundo a Figura 17:

$$\eta_{r1} = 18 \text{ cSt}$$

Com a temperatura de trabalho de 70°C e a viscosidade do óleo de 1000 cSt a 40°C, com a Figura 2, pode-se determinar a viscosidade de serviço (η), assim, tem-se:

$$\eta = 160 \text{ cSt}$$

Encontrado a viscosidade relativa $\eta_{r1} = 18$ e viscosidade $\eta = 160$, através da relação a seguir entre as viscosidades relativas e viscosidade de trabalho, com o valor encontrado, por meio da Figura 19, tem-se que o fator a_{23} é igual a:

$$X = \eta / \eta_{r1}$$

$$X = 160 / 18$$

$$X = 8,88$$

Logo, o através da Figura 19, o fator a_{23} é:

$$a_{(23 \text{ min})} = 2,6$$

$$a_{(23 \text{ med})} = 3,2$$

$$a_{(23 \text{ max})} = 3,8$$

Onde:

$a_{(23 \text{ min})}$ = Fator $a_{(23)}$ mínimo;

$a_{(23 \text{ med})}$ = Fator $a_{(23)}$ médio;

$a_{(23 \text{ max})}$ = Fator $a_{(23)}$ máximo.

Assim, com o valor de (f_l) e os valores de vida nominal de rolamento, a estimativa de vida mínima, média e máxima do rolamento é dada através da Equação 15:

$$L_{na} = a_1 * a_{23} * L_h$$

Onde:

L_{na} = Duração até a fadiga (h);
 a_1 = Fator de probabilidade falha - Tabela 5;
 $a_{23} = a_2 \cdot a_3$ (Adimensional);
 L_h = Vida nominal do rolamento (adimensional) - Anexo 8.

Logo, conforme Tabela 9, o rolamento a ser utilizado é o FAG 6207.

Tabela 9 - Rolamento selecionado.

Marca: Rolamento FAG

Características

Modelo 6207

Caixa F207

Vida mínima 457,59 Horas

Vida média 563,19 Horas

Vida máxima 668,79 Horas

Fonte: Elaborada pelo autor (2017).

Cardan

Segundo Bandeirantes (2017), classifica-se o cardan segundo “séries”. Cada série apresenta uma aplicação, conforme a tabela apresentada no Anexo 9, sendo verificada através da potência e do torque detalhados na tabela do Anexo 10. Dessa maneira, admitindo que a maioria dos tratores apresenta eixo com diâmetro de 35 mm com 6 ranhuras e, para a operação de rebobinamento, o equipamento necessita de baixo nível de potência e torque, tem-se que, através das tabelas em anexo, o cardan especificado para a determinada função é apresentado na Tabela 10:

Tabela 10 - Especificações do cardan.

ESPECIFICAÇÕES Anexos

Cardan - série agrícola - quadrada Anexo 9

Serie 1000 Anexo 9

Capacidade 540 rpm

21 cv

270 N.m 1000 rpm

31 c.v.

220 N.m

Anexo 10

Tubos e barras Código Lado Anexo 11

CF07 Fêmea

CM08 Macho

Cruzetas Código: TC 04 Anexo 12

Terminal lado do trator Código: TC 10 Anexo 13

Terminal lado fêmea Código: TC 12 Anexo 14

Terminal lado macho Código: TC 11 Anexo 14

Terminal lado implemento Código: TC 115 Anexo 15

Pino elástico Código: PE 8X45 Anexo 16

Bucha adaptador para capa proteção Código: TCB 11 / TCB 12 Anexo 17

Chaveta Código: CH 5/16"x150mm Anexo 18

Capa de proteção Código :CPB 1000 X 500 mm Anexo 19

Fonte: Elaborada pelo autor (2017).

Materiais

Após a realização da pesquisa, dimensionamento e avaliando os principais aspectos do sistema de transmissão, e fatores de segurança em equipamentos, atrás do solidwork foi realizado o desenho do equipamento para rebobinar arame liso - Figura 20.

Para a elaborar o desenho do projeto no solidworks, além de realizar o desenho das peças, montagens, verificar encaixes, funcionamento dos componentes, foram utilizados componentes da biblioteca do software como parafusos, arruelas, chavetas e outros que serão utilizados para ilustrar a montagem do componente. Assim como, para representar o desenho do cardan, foi utilizado o desenho 3D encontrado no site Grabcad (site de projetos 3D) visto que são componentes padrões. Desse modo, durante a pesquisa, foram criadas as peças necessárias para a montagem do protótipo. As peças desenhadas estão detalhadas no Apêndice.

Tabela 11 - Lista de materiais.

Lista de materiais

Código Peça Matéria prima

Peças reaproveitadas TCC - 001

TCC - 002

TCC - 003

TCC - 004

TCC - 005 Suporte de sustentação Chapa aço não identificada e=4,75mm

TCC - 007 Engrenagem Ferro fundido

TCC - 008 Carretel Poliestireno

Lista de peças TCC - 009 Eixo Aço 1045 laminado
a frio

TCC - 010 Suporte do mancal Aço ASTM A36
aço e=4,75

TCC - 011 Engate superior Aço ASTM A36
aço e=6,35

TCC - 012 Chapa união engate superior Aço ASTM A36
aço e=6,35

TCC - 013 Reforço engate
superior Aço ASTM a36
aço e=6,35

TCC - 014 Engate inferior Aço ASTM A36
aço e=4,75

TCC - 015 Reforço engate
inferior Aço ASTM A36
aço e=4,75

TCC - 016 Chapa limitadora
de curso Aço ASTM A36
aço e=4,75

TCC - 017 Chapa proteção
cardan Aço ASTM A36
aço e=2,00

TCC - 018 Chapa fixação
proteção cardan Aço ASTM a36

aço e=2,00
TCC - 019 Sustentação da capa
de proteção da bobina Aço ASTM A36
aço e=2,00
TCC - 019 Capa de proteção
da bobina Poliestireno e=3,00
Montagens TCC - 006 Suporte de sustentação
TCC - 025 Suporte de sustentação modificado
TCC - 030 Proteção segurança
frontal
TCC 042 TCC final
Fonte: Elaborada pelo autor (2017).

Tabela 12 - Lista de componentes.
Componentes Cardan completo serie 1000 bandeirantes
Pino engate inferior completo
Mancal NIS 207
Rolamento NIS 207
Parafuso sex M12 x 45 classe 10.9
Parafuso M6 x 15 classe 8.8
Parafuso sex M8 x 25 classe 8.8
Polca sex M12
Polca sex M6
Polca sex M8
Arruela lisa zincada M12
Arruela lisa zincada M6
Arruela lisa zincada M8
Arruela pressão zincada M12
Arruela pressão zincada M6
Arruela pressão zincada M8
Fonte: Elaborada pelo autor (2017).

Para a estrutura base do projeto (cavalete) foi utilizada a estrutura descrita anteriormente neste trabalho com o objetivo de reaproveitar material. Para realizar a confecção das chapas para adaptação do cavalete e o acoplamento no trator foram produzidas em uma indústria metalúrgica da região.

Para a confecção da árvore dimensionada anteriormente foram utilizados tubos mecânicos em aço 1045, como os tubos mecânicos apresentam diâmetros comerciais diferentes do dimensionado, o tubo mais próximo encontrado, apresenta diâmetro interno de 20mm e diâmetro externo de 36mm, sendo necessário sua usinagem.

Métodos

Para que o cavalete proposto como estrutura base do projeto possa ser utilizado, deverão ser realizadas algumas modificações para que possa ser feito o acoplamento do equipamento no trator e fixação dos mancais.

Para realizar o acoplamento no trator, foi desenvolvido um engate de 3 pontos. A elaboração do engate superior foi realizado em chapa de bitola de 6,35mm e o engate inferior foi realizado em chapa 4,75 mm, definida pelo autor.

Para a fixação dos mancais, foi realizado o desenho de duas chapas com bitola de 4,75 mm que

deverão ser fixados nas duas extremidades do cavalete. Para as demais medidas de furos na chapa, foram tomadas como base as medidas do mancal utilizado.

Na Figura 21, é apresentada a estrutura com as modificações.

A fixação do carretel foi realizada através do par de engrenagens que foi fixado com aperto superficial sobre a árvore e, nas engrenagens, foi inserido um par de parafusos sextavados M8x60 para a fixação entre o carretel e a engrenagem, conforme a Figura 22.

Na figura 23, é apresentado o tubo mecânico usinado, o qual será sustentado pelos mancais, onde o cardan será acoplado por meio de chaveta para realizar a transferência do torque até o carretel.

A Figura 24 apresenta todos os componentes que foram utilizados na montagem do sistema de rebobinamento de arame liso. Na figura 25, também é apresentado o cardan montado, levando em consideração as normas de segurança e de utilização, descritas anteriormente pelos fabricantes Aemco e Bandeirantes.

A figura 26 apresenta as proteções de segurança do equipamento com base nas normas apresentadas anteriormente. A figura 27 apresenta a montagem final do tcc após a pintura.

Memorial descritivo do projeto

A estrutura metálica do equipamento apresentará o sistema de engate de 3 pontos com chavetas, para que esse seja acoplado ao trator. No qual, por meio de eixos, faça a transferência de rotação do trator para o equipamento.

Sabendo-se que a grande maioria dos tratores presentes nas propriedades rurais estão equipados com tomadas de força (TDP) com diâmetro de 35 mm com 6 ranhuras. O equipamento apresentará um eixo cardan que será acoplado em um eixo vazado, neste eixo será utilizado um par de mancais de rolamento com flange para fazer a sustentação do eixo com a estrutura da máquina.

Segundo as normas de segurança, especificamente o item 31.12.22 da Norma NR 31, citada anteriormente nesse trabalho, a parte frontal da estrutura apresentará proteção no eixo e garantia à segurança do operador (ABNT, 2017).

Para enrolar o fio, serão usados carretéis de plástico, este será fixado na ponta do eixo na parte de trás do equipamento de modo que possa ser substituído quando este estiver completamente cheio com arame.

Funcionamento

O equipamento será acoplado ao trator por meio do engate de três pontos, também será realizado o acoplamento do eixo cardan. O agricultor irá fixar o arame no carretel, na ponta do eixo, após realizar esta fixação, deverá funcionar o trator, de modo que este atinja rotação de 850 rpm no motor, assim fará o acionamento da TDP para que faça a transferência de rotação para que o carretel realize o recolhimento do arame.

Durante a operação, o agricultor poderá optar por aumentar a velocidade de recolhimento do arame fazendo o aumento da rotação do motor.

Resultados e DISCUSSÕES

Primeiro teste

No primeiro teste, foi realizado o acoplamento do protótipo ao trator especificado anteriormente. Conforme a Figura 28, o acoplamento foi realizado sem maiores dificuldades. No qual, as medidas

adotadas de largura e altura para os engates não interferiram no acoplamento.

Nesse teste, foi apenas analisado qual a melhor rotação para o equipamento. Verificou-se através do teste que a rotação do motor de 850 RPM, foi a rotação mais adequada com relação a operação para rebobinamento e segurança do operador e do equipamento.

Segundo teste

Os testes de rebobinamento foram realizados com o arame totalmente solto (livre) no chão. Verificou-se, no segundo teste, após fixação do arame e iniciado o processo que não se obteve um correto rebobinamento do arrame, visto que não realizou a distribuição do mesmo sobre o carretel, fazendo com que o arrame rebobina-se apenas em uma extremidade do carretel conforme a Figura 29.

Na análise do processo de rebobinamento, verificou-se que o arame não ficou de forma fixa (apertado) no carretel, o provável motivo disso é o baixo peso do arame e por não haver um atrito maior com o solo, não ocorrendo um tensionamento para o aperto do arame no carretel.

Terceiro teste

Com o objetivo de encontrar a provável causa do problema, foi fixada na ponta final do arame solto sobre o solo, uma garrafa pet cheia de água com um peso total de 2,0 kg e o teste foi realizado novamente.

Verificou-se que, nesse teste de rebobinamento, houve uma melhor fixação do arame sobre o carretel, no qual, o processo se iniciava de forma correta, porém após certo tempo de funcionamento deixou de rebobinar de forma alinhada devido à presença de emendas que unem o arames, as quais causam interferência na distribuição sobre o carretel. No teste, foi analisado que, quanto maior a espessura do arame, pior se realizava o alinhamento do mesmo como pode ser observado na Figura 30.

Resultado final

O protótipo não funcionou conforme o proposto, sendo que, por meio dos testes de funcionamento que foram realizados, verificou-se a necessidade do desenvolvimento de um sistema de alinhamento para se obter uma correta distribuição do arame sobre o carretel levando em consideração o peso e as emendas entre os arames.

Através da construção do protótipo pode ser explicado o funcionamento do modelo de rebobinamento de arame realizada de forma mecânica, acoplado ao trator, assim como, o material e as alterações realizadas para a construção do mesmo.

Por meio do estudo e coleta dos dados de transmissão de trator, através dos cálculos, obteve-se os diâmetros da árvore, máxima rotação para o sistema, máxima distância entre mancais, conjunto mancal, rolamento e cardan, enfim, o levantamento completo de todos os materiais que foram utilizados no sistema.

Referências:

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NR 12 item 31.12.22 Informação e documentação: Referências: ABNT, 8 de junho de 1978.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NR 31 anexos XI. Informação e documentação: Referências: ABNT, 3 de março de 2005.

AEMCO, T. Cardans. Disponível em: < <http://www.aemco.com.br/conteudo/cardans. Html>>. Acesso em: 20 de set. 2017.

BANDEIRANTES, Cardan agrícolas. Disponível em: . Acesso em: 20 set. 2017.

CARVALHO, J. Rodrigues. Órgãos de Máquinas, Dimensionamento. Rio de Janeiro - RJ: Ed. Livros Técnicos e Científicos, 1978.

COLLINS, J. Projeto mecânico de elementos de máquinas. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

FAG. Rolamentos FAG Rolamentos de esferas Rolamentos de rolos Caixas Acessórios. Disponível em: . Acesso em: 18 out. 2017.

GARCIA, Ricardo Ferreira. Tratores agrícolas. 2014. Disponível em: . Acesso em: 11 abri. 2017.

NOGUEIRA. Manual de instruções: Desintegrado, picador e moedor Nogueira. 8º versão. Disponível em: . Acesso em: 15 mar. 2017.

MARTINEZ J. C. Integração Lavoura/pecuária leiteira - experiência no estado do Paraná. Postado em 08/06/2011. Disponível em: . Acesso em: 05 mar. 2017.

MELCONIAN S. Elementos de máquina. São Paulo: Érica, 2008.

PAGANNI. Arrames de ferro. Disponível em: . Acesso em: 05 mar. 2017.

PRIMAVESI A. C.; GODOY R.; SANTOS P. M.; BALSALOBRE M. A. A. Aveia forrageira uma alternativa para o inverno. Postado em 09/05/2003. Disponível em: Acesso em: 05 mar. 2017.

ROCHA D. Principais marcas de tratores no Brasil. 2016. Disponível em: . Acesso em: 15 abr. 2017.

SILVA, G. M. Tecnologia de projetos 3: curso técnico em mecânica, centro Paula Souza - ETEC Pedro Ferreira Alves - Mogi Mirim SP. Disponível em: . Acesso em: 21 mar. 2017.

VARELLA C. A. A. Sistema de transmissão de tratores agrícolas. Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. Disponível em: . Acesso em: 05 mar. 2017.

Resumo:

Os equipamentos utilizados na agricultura e pecuária são de grande importância tais como o equipamento para enrolar arame liso visto que, por meio desse, permite grande redução da mão de obra e esforço físico em diversas etapas de suas atividades no campo. Assim, para que o equipamento não apresente falhas durante o processo foi necessário o seu dimensionamento adequado. Dessa maneira, o presente Trabalho de Conclusão de Curso tem como objetivo realizar o dimensionamento do sistema de rebobinamento de arame liso com base nas características de transmissão de um trator, permitindo de forma mecanizada realizar a coleta do arame liso, diminuindo grande parte do trabalho manual da atividade. A metodologia consiste no levantamento de dados e informações que o equipamento estará sujeito, para fazer a realização de cálculos, além do dimensionamento, fazer a realização do desenho via software solidwork por meio do aproveitamento de peças, apresentar o sistema do equipamento e resultados obtidos em cada etapa do desenvolvimento do projeto.

Palavras Chaves:

projeto; transmissão; rebobinamento de arame liso.

Equipe de Pesquisa

Nome	Função	Carga Horária
ALISSON GELINSKI	Pesquisador Principal	36
CARLOS ALBERTO BREDA	Orientador	36