

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

PIETRO GUILHERME MUNIZ

**PROJETO DE UM MECANISMO DO TIPO PINHÃO-CREMALHEIRA PARA
TRANSPORTE DE CAÇAMBAS ESTACIONÁRIAS**

PATO BRANCO

2023

PIETRO GUILHERME MUNIZ

**PROJETO DE UM MECANISMO DO TIPO PINHÃO-CREMALHEIRA PARA
TRANSPORTE DE CAÇAMBAS ESTACIONÁRIAS**

Project of a rack-and-pinion mechanism for transporting parked containers

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).
Orientador: Prof. Me. Roberto Nunes da Costa.

PATO BRANCO

2023



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

PIETRO GUILHERME MUNIZ

**PROJETO DE UM MECANISMO DO TIPO PINHÃO-CREMALHEIRA PARA
TRANSPORTE DE CAÇAMBAS ESTACIONÁRIAS**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 15 de junho de 2023

Roberto Nunes da Costa
Mestrado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)

Fabio de Freitas Lima
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)

Paulo Cezar Adamczuk
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)

PATO BRANCO

2023

Dedico este trabalho ao meu falecido avô Abilio
Rocha, por ser meu exemplo de vida.

AGRADECIMENTOS

A todos aqueles que me apoiaram incondicionalmente durante os anos de graduação, em especial meus pais, Carlos Alberto Muniz e Luciana Maria Rocha Muniz. Aos amigos que fiz durante essa bela jornada, e principalmente a Deus pela realização desse sonho. Por último, mas não menos importante, a todos os professores que através de sua missão, transmitem o conhecimento que transforma vidas.

RESUMO

O presente trabalho apresenta a concepção e projeto de um mecanismo do tipo pinhão-cremalheira, que possui como objetivo a movimentação de um veículo sobre trilhos para transporte de caçambas estacionárias. Problema prático que foi experienciado durante oportunidade de estágio na área de Engenharia Mecânica, onde uma caçamba estacionária destinada a coleta de resíduos não podia ser alocada dentro da edificação pelo caminhão de transporte, devendo ser movimentada para armazenamento e coleta, o que procurou-se solucionar através do tipo de mecanismo e componentes citados. Descreve-se os referenciais e variáveis necessárias para desenvolvimento de um projeto mecânico que contemple como objetivo a problemática apresentada, onde ressalta-se a importância de visar a segurança dos colaboradores desde a abordagem de ideias, e exibe-se dificuldades reais para execução dos mesmos. Traz como resultado um projeto em concepção com todos os elementos propostos, e oportunidades de trabalhos futuros provenientes da experiência prática.

Palavras-chave: projeto de mecanismos; transporte de caçambas estacionárias; mecanismo do tipo pinhão-cremalheira; projetos mecânicos.

ABSTRACT

It presents a conception and project of a rack-and-pinion mechanism, which aims to move a vehicle on rails to transport parked containers. Real problem that was experienced during the internship opportunity in the Mechanical Engineering field, where a parked container intended to collect waste that could not be allocated inside the building by the transport truck, and had to be moved for storage and collection, which through the type mechanism and components mentioned. The references and variables necessary for the development of a mechanical project that contemplates the problematic presentation as an objective are described, where the importance of aiming at the safety of employees from the approach of ideas is taught, and real difficulties are shown to execution thereof. It brings as a result a project in conception with all the proposed elements, and opportunities for future work arising from practical experience.

Keywords: mechanism design; transport of parked containers; rack-and-pinion mechanism; mechanical projects.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Central de resíduos do Incubatório de Frango.....	13
Figura 2 - Caçamba de resíduos	13
Figura 3 - Corpo sem deformação	15
Figura 4 - Corpo deformado	16
Figura 5 - Planos (áreas) submetidos a força e seus componentes.....	17
Figura 6 - Forças atuantes em um veículo em movimento no plano inclinado .	18
Figura 7 - Engrenagens de dentes retos	21
Figura 8 - Pinhão e cremalheira	22
Figura 9 - Deslocamento do pinhão sobre a cremalheira em uma volta completa	24
Figura 10 - Distância entre o centro do eixo do pinhão e a base da cremalheira	25
Figura 11 - Força tangencial horizontal.....	27
Figura 12 - Força tangencial vertical	28
Figura 13 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial para o aço SAE-1045 temperado	30
Figura 14 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial para o aço SAE-1045 com os dentes temperados por indução	30
Figura 15 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial para o aço SAE-4320/4320 com os dentes cementados e temperados.....	31
Figura 16 - Geometria de um eixo com a acomodação de seus elementos mecânicos.....	35
Figura 17 - Chavetas	36
Figura 18 - Concepção do carrinho de transporte da caçamba	37
Figura 19 - Mecanismo do tipo pinhão-cremalheira utilizado no transporte das caçambas estacionárias	38
Figura 20 - Carrinho e caçamba estacionária transportados pelo mecanismo .	39
Figura 21 - Força Peso atuante sobre o conjunto a ser transportado.....	40
Figura 22 - Níveis ideais de atrito em trilhos	42
Figura 23 - Esboço do mecanismo do tipo pinhão-cremalheira com o auxílio de um software CAD	45
Figura 24 - Croqui do sistema de tração	46
Figura 25 - Posições de montagem para motorreduzores de eixos ortogonais	47
Figura 26 - Motorreduzidor selecionado para o sistema de tração	47
Figura 27 - Características geométricas do motorreduzidor selecionado	48
Figura 28 - Fatores de aplicação de força radial no eixo do motorreduzidor	49
Figura 29 - Modelagem do sistema de tração em programa CAD.....	50
Figura 30 - Base do motorreduzidor.....	51
Figura 31 - Dimensões para montagem do motorreduzidor.....	51
Figura 32 - Vista frontal da montagem em projeto	52
Figura 33 - Vista superior da montagem em projeto	52
Figura 34 - Perspectiva da montagem em projeto.....	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Escolha da distância em milímetros entre o centro do eixo e a base da cremalheira	25
Tabela 2 - Coeficiente de segurança para determinação da Força Tangencial Corrigida	29
Tabela 3 - Fator de forma "q" em função do número de dentes do pinhão para engrenamento externo.....	33
Tabela 4 - Dimensões em milímetros das características geométricas básicas do mecanismo pinhão-cremalheira.....	45
Tabela 5 - Requisitos para a seleção do motorreductor comercial	46

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 Objetivos	12
1.1.1 Objetivo geral	12
1.1.2 Objetivos específicos.....	12
1.2 Justificativa	12
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 Deformação mecânica e tensão mecânica	15
2.1.1 Deformação mecânica.....	15
2.1.2 Tensão mecânica	16
2.2 Força tracionaria	17
2.2.1 Força de atrito	18
2.3 Transmissão de potência	19
2.3.1 Requisitos de torque e potência	19
2.4 Elementos de máquinas	20
2.4.1 Engrenagens	21
2.4.2 Eixos e componentes de eixos	34
3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	37
3.1 Dimensionamento do mecanismo pinhão-cremalheira	40
3.2 Definição e seleção do meio de tração do mecanismo	45
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	50
5 CONCLUSÕES	54
REFERÊNCIAS	56

1 INTRODUÇÃO

Com o crescimento da produção mundial, devido ao desenvolvimento da indústria, houve um acréscimo no volume de resíduos gerados pelo setor. (REBAH et al., 2007). Também, sabe-se que com uma população cada vez maior, o lixo urbano tem crescido em uma taxa ainda maior que a do número de pessoas no planeta. (LERIPIO, 2004).

Assim, torna-se clara a importância de se viabilizar soluções para o tratamento e utilização dos resíduos gerados pelo setor primário, pelo setor secundário e pela população como um todo. (WEI e HUANG, 2001; STIJEPOVIC e LINKE, 2011).

Nesse contexto, surgiram empresas que fornecem serviços e equipamentos para que tanto as indústrias, como os cidadãos, possam armazenar e destinar corretamente os restos provenientes de suas atividades. Entre eles, destaca-se no presente trabalho, a utilização de caçambas estacionárias, que possibilitam um fácil transporte dos materiais com um baixo custo operacional.

Para esse transporte, são utilizados caminhões especializados, que possuem braços mecânicos e guindastes, permitindo a elevação das caçambas estacionárias através de ganchos, e posicionando corretamente o recipiente na carroceria. Neste ponto, a utilização de caçambas estacionárias pode ser limitada devido a restrições para a locomoção do veículo.

Portanto, diante desta necessidade, houve a motivação para que fosse desenvolvido um meio de tração que permitisse o deslocamento das caçambas estacionárias, para dentro e fora das edificações, possibilitando o transporte através dos caminhões.

Optou-se pelo desenvolvimento de um veículo sobre trilhos, onde o mesmo é movido por um sistema de tração com um mecanismo do tipo pinhão-cremalheira, com a utilização de um motorreductor elétrico comercial. Esse trabalho, visa apresentar o desenvolvimento do projeto do sistema de tração, através do dimensionamento de um mecanismo do tipo pinhão-cremalheira, que com a aplicação dos conhecimentos de Engenharia, possibilite que as caçambas sejam deslocadas, e atenda-se a necessidade descrita.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Conceber o projeto de um sistema de tração para um veículo de transporte de caçambas estacionárias sobre trilhos, através do dimensionamento de um mecanismo do tipo pinhão-cremalheira.

1.1.2 Objetivos específicos

(1). Dimensionar os componentes de um mecanismo que possibilite a movimentação do conjunto carro e caçamba estacionária.

(2). Definir meio de tração de baixo custo e fácil manutenção.

(3). Atender os requisitos de segurança propostos para o transporte de cargas.

(4). Realizar a montagem em projeto do sistema de tração com o veículo de transporte sobre trilhos.

1.2 Justificativa

A preocupação com a correta separação e destinação dos resíduos industriais, cumprindo as normas ambientais vigentes, em um abatedouro de aves localizado na cidade de Francisco Beltrão-PR, mostrou a necessidade de realização de um projeto de origem mecânica, para a resolução do seguinte problema:

Foi construída uma pequena edificação (Figura 1), que seria utilizada como uma central de destinação dos resíduos gerados pelos processos do Incubatório de Aves.

Figura 1 - Central de resíduos do Incubatório de Frango



Fonte: Autoria própria (2019)

Parte dos materiais devem ser armazenados em caçambas, para posterior coleta e destinação. Porém, a altura da edificação não possibilita que o caminhão de transporte posicione a caçamba no interior do prédio, e nem que recolha a mesma. Desta forma, as caçambas são deixadas do lado externo da central de resíduos, onde permanecem expostas ao ambiente, não possuindo o melhor acomodamento do material (Figura 2).

Figura 2 - Caçamba de resíduos



Fonte: Autoria própria (2019)

Diante do problema, surgiu a oportunidade do desenvolvimento de um projeto que contemplasse como objetivo a movimentação da caçamba estacionária para fora da construção, onde a solução proposta e o resultado alcançado são apresentados nos tópicos subsequentes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Deformação mecânica e tensão mecânica

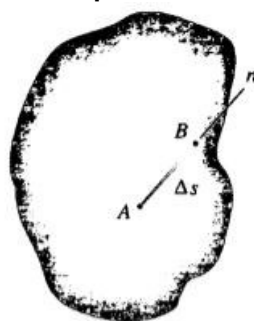
2.1.1 Deformação mecânica

Quando uma força é aplicada a um corpo, tende a mudar a forma e o tamanho dele. Tais mudanças são denominadas deformações e podem ser perfeitamente visíveis ou praticamente imperceptíveis sem o uso de equipamento para fazer medições precisas. De maneira geral, a deformação do corpo não é uniforme em todo o seu volume e, assim, a mudança na geometria de qualquer segmento de reta do corpo pode variar ao longo do comprimento. (HIBBELER, 2004).

A fim de descrever a deformação por meio de mudanças no comprimento dos segmentos de reta e mudanças dos ângulos entre eles, desenvolveremos seu conceito:

O alongamento ou a contração de um segmento de reta por unidade de comprimento é denominado deformação normal. Para desenvolver uma definição de deformação normal, consideremos a reta AB, contida no interior do corpo sem deformação mostrado na figura 3.

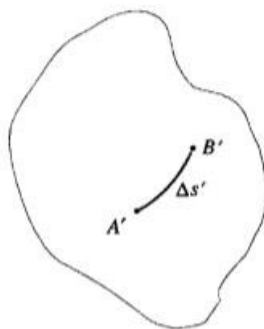
Figura 3 - Corpo sem deformação



Fonte: Hibbeler (2004)

A reta localiza-se ao longo do eixo n e tem comprimento original Δs . Após a deformação, os pontos A e B são deslocados para as posições A' e B', e a reta torna-se curva, tendo comprimento de $\Delta s'$ (Figura 4).

Figura 4 - Corpo deformado



Fonte: Hibbeler (2004)

A mudança de comprimento da reta é, portanto, $\Delta s' - \Delta s$. Se definirmos a deformação normal média usando o símbolo ϵ média (épsilon), então:

$$\epsilon_{\text{média}} = \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s} \quad (1)$$

Como o ponto B é escolhido cada vez mais próximo do ponto A, o comprimento da reta torna-se cada vez menor, de modo que $\Delta s \rightarrow 0$. Isto faz com que B' se aproxime de A', tal que $\Delta s' \rightarrow 0$. (HIBBELER, 2004). Como consequência, no limite, a deformação normal no ponto A e na direção de n é:

$$\epsilon = \lim_{B \rightarrow A(n)} \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s} \quad (2)$$

Se a deformação normal for conhecida, podemos usar a equação anterior para obter o comprimento final aproximado de um segmento de reta menor na direção de n depois da deformação. Temos:

$$\Delta s' \approx (1 + \epsilon)\Delta s \quad (3)$$

Portanto, quando ϵ é positivo, a reta inicial alonga-se; se ϵ é negativo, a reta contrai-se.

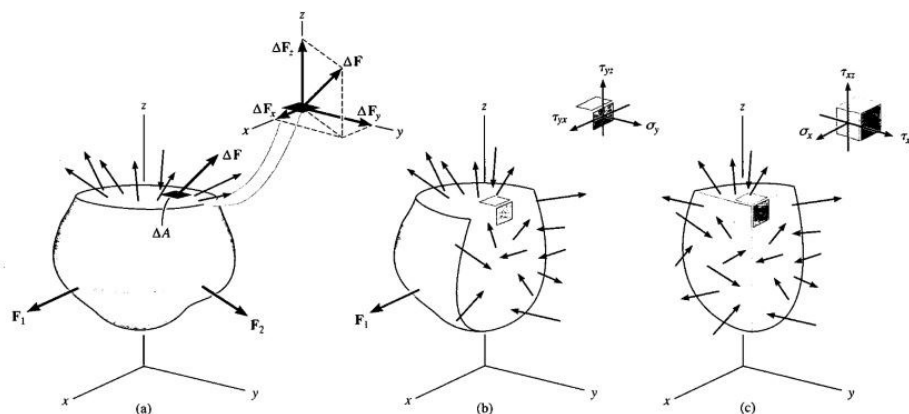
2.1.2 Tensão mecânica

Considere que a seção da área do corpo seja subdividida em áreas pequenas, tal como ΔA mostrada em sombreado escuro na Figura 5a. Quando se reduz ΔA a

tamanhos cada vez menores, deve-se supor duas hipóteses em relação às propriedades do material. Devemos considerar que o material é contínuo, isto é, possui continuidade ou distribuição uniforme de matéria, sem vazios, em vez de ser composto por um número finito de átomos ou moléculas distintas. Além disso, o material deve ser coeso, o que significa que todas as suas partes estão muito bem unidas, em vez de possuir trincas, separações ou outras falhas. (HIBBELER, 2004).

Uma força típica ΔF , mas muito pequena, atuando sobre sua área associada ΔA é mostrada na figura 5a. Essa força, como todas as demais, tem direção única, mas para as discussões que se seguem a substituiremos por seus três componentes, a saber, ΔF_x , ΔF_y e ΔF_z , assumidos como tangentes e normal à área, respectivamente. Da mesma forma que a área ΔA tende a zero, a força ΔF e seus componentes também tendem a zero; entretanto, a relação entre a força e a área, em geral, tende para um limite finito. Essa relação é chamada tensão e, como observado, descreve a intensidade da força interna sobre um plano específico (área) que passa por determinado ponto. (HIBBELER, 2004).

Figura 5 - Planos (áreas) submetidos a força e seus componentes



Fonte: Hibbeler (2004)

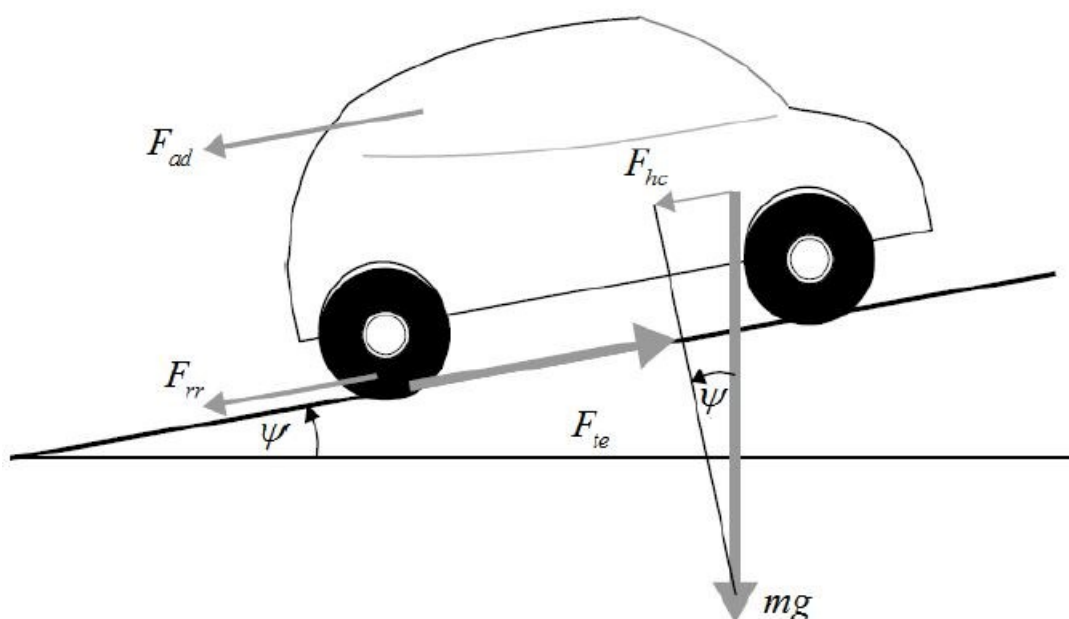
2.2 Força tracionaria

Para a modelagem da performance de um veículo, deve-se determinar inicialmente a força tracionaria do mesmo. Essa é a força responsável por mover o veículo, sendo transmitida ao solo por meio das rodas motrizes. (Larminie, 2003).

Considerando que o veículo a ser posto em movimento, tenha uma massa m , e queira atingir a velocidade v , em um plano de inclinação Ψ , a força tracionaria (F_{te}) deve ser suficiente para que ele consiga superar a força de atrito entre as rodas e o

solo (F_{rr}), a força de arrasto aerodinâmico (F_{ad}), e a componente da força peso (F_{hc}), se contrária ao sentido do movimento, além de também ser responsável pela aceleração do veículo. (Wiltuschnig I., 2016). As forças atuantes são detalhadas na Figura 6.

Figura 6 - Forças atuantes em um veículo em movimento no plano inclinado



Fonte: Larminie (2003)

2.2.1 Força de atrito

A resistência ao rolamento dos componentes do veículo, é causada principalmente pelo atrito entre as rodas e o trilho guia do carro. Também há contribuições do atrito entre as peças que formam o sistema motor do conjunto. A força de atrito (F_{rr}) é proporcional a massa do corpo em movimento (m), e pode ser calculada pela equação 4. (Larminie, 2003).

$$F_{rr} = N \cdot \mu_r \quad (4)$$

Onde μ_r é o coeficiente de atrito entre as rodas e o trilho, e pode ser obtido de forma experimental através da tração do veículo a uma baixa velocidade, e medindo a força de tração necessária para o movimento do conjunto, e onde N é a força normal ao plano de apoio do veículo. (Larminie, 2003).

2.3 Transmissão de potência

Uma das funções mais comuns, procuradas ao se utilizar máquinas, é a transmissão de potência a partir de uma fonte, como por exemplo um motor elétrico. Para isso, um dos modos mais eficientes para a transmissão de potência, é por meio da rotação de um eixo suportado por mancais. “Engrenagens, polias de correia ou rodas dentadas de corrente, podem se fazer presente para proporcionar o torque e mudanças de velocidade entre eixos”. (Shigley, 2016).

Há uma série de componentes que podem fazer parte do projeto de um sistema para transmissão de potência (engrenagens, eixos, mancais, chavetas, etc.). É necessária atenção em relação à seleção e ao dimensionamento dos componentes, pois como é frequente nos casos de projetos reais, esses elementos não são independentes. Por exemplo, no caso do dimensionamento para tensão e deflexão de um eixo, onde é necessário o conhecimento das forças aplicadas ao mesmo, essas podem ser transmitidas através de engrenagens, sendo fundamental o conhecimento das especificações desses itens. (Shigley, 2016).

Portanto, projetar se torna um processo iterativo, no qual é necessário fazer algumas escolhas de teste, e onde não há uma sequência precisa de passos. Porém, deve-se estimar o caminho e as etapas a serem percorridas, sendo primordial o conhecimento do requerimento de potência e torque que o projeto para transmissão de potência deve atender.

2.3.1 Requisitos de torque e potência

Devido a própria natureza e função dos sistemas de transmissão de potência, esses geralmente são especificados por uma capacidade inicial em termos de potência, como, por exemplo, uma caixa de engrenagens de 40 hp, onde essa dimensão especifica a combinação de torque e velocidade que o conjunto de engrenamento pode suportar. Em casos ideais, a potência de entrada fornecida ao sistema é igual a potência de saída do mesmo, porém, na realidade, há perdas de rendimento ocasionadas por diversos fatores, como atrito nos mancais e engrenagens.

As perdas citadas costumam representar uma pequena taxa de queda de rendimento durante o trabalho do conjunto, por esse motivo, durante os cálculos realizados para o projeto, é comum considerar que a potência de entrada é igual a de

saída, e referir-se apenas como potência do sistema. Logo, para um trem de engrenagens, a potência (H) pode ser calculada através do produto entre o torque de entrada (T_i) e a rotação de entrada (ω_i), que é igual ao produto entre o torque de saída (T_f) e a rotação final (ω_f). (Shigley, 2016).

$$H = T_i \omega_i = T_f \omega_f \quad (5)$$

Para uma potência constante, à medida que há o decréscimo da velocidade de rotação entre os elementos do conjunto, há o aumento no torque do mesmo, e vice-versa, sendo essa uma das principais finalidades dos sistemas para transmissão de potência. (Shigley, 2016).

2.4 Elementos de máquinas

A tarefa de projetar máquinas provém da necessidade de resolver problemas reais, onde o objetivo é desenvolver um produto que deve ser funcional, seguro e confiável. O processo de projetar mecanismos é altamente repetitivo, e cheio de tomadas de decisão, onde muitas vezes o projetista não possui todas as informações que precisa, ou as possui de maneira contraditória, se tornando um verdadeiro desafio. (Shigley, 2016).

Após a identificação da necessidade, há a realização do estudo dos componentes que formarão o conjunto que visa cumprir a tarefa para qual a máquina está sendo projetada. Sendo nessa etapa, definidas questões primordiais, como a forma de montagem, o tamanho e a localização das peças. Os elementos de máquinas que formam as partes desse conjunto, podem ser divididos nos seguintes grupos, com alguns exemplos (Melconian, 2008):

- Elementos de fixação: parafusos, rebites, chavetas, pinos.
- Elementos de transmissão: correias e polias, correntes, engrenagens, acoplamentos.
- Elementos de apoio: mancais, guias.
- Outros: molas, eixos.

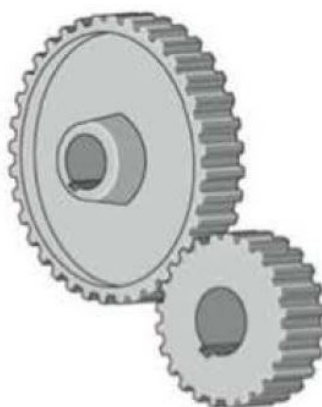
Existem também considerações que devem ser realizadas pelo projetista, que são vitais ou muito importantes para o sucesso de seu trabalho, pois influem no projeto

do elemento ou do sistema como um todo, sendo algumas delas: o custo, a resistência, a segurança, a utilidade, a vida, entre outras. Várias dessas características podem estar inter-relacionadas, e todo o processo exige que o responsável detenha o conhecimento de diversas áreas da engenharia, como a das propriedades dos materiais e dos processos de fabricação. (Shigley, 2016).

2.4.1 Engrenagens

As engrenagens, como as ilustradas na Figura 7, são elementos de máquinas que possuem o corpo dentado, com a função de transmitir o movimento de rotação de um eixo para outro. Entre os diversos componentes utilizados para transmissão de potência mecânica, como por exemplo, as correias e as correntes, as engrenagens geralmente são as mais robustas e duráveis. A eficiência na transmissão de potência mecânica entre engrenagens pode chegar a 98%, em contrapartida, essas possuem um custo mais elevado que outras formas de transmissão, como as correias. (Juvinall & Marshek, 2008).

Figura 7 - Engrenagens de dentes retos



Fonte: Juvinall & Marshek (2008)

Os pares de engrenagens devem possuir a capacidade de transmitir a potência requerida, para cumprir a função que lhes foi designada. Para isso, as engrenagens têm de deter a grandeza, a força e a precisão necessárias para a tarefa. Deve ser levado em consideração que as tensões calculadas pelas fórmulas não são necessariamente verdadeiras, pois mesmo que a carga aplicada seja de conhecimento do projetista, há fatores que na prática são difíceis de serem

especificados, por exemplo, como a carga será distribuída através da largura do dente. (Fernandes O. C., 2001).

Há aplicações onde a dimensão da tensão, e a forma como ela é distribuída entre os dentes da engrenagem, possuem uma significância relativamente pequena. Nessas, a velocidade de rotação é baixa, e não se exige uma vida útil de longa duração. Para esses casos, o projetista deve priorizar o baixo custo e alta produção. (Fernandes O. C., 2001).

2.4.1.1 Pinhão e cremalheira

O dispositivo formado pelo conjunto pinhão-cremalheira (Figura 8), pode ser entendido como um sistema de movimentação linear, seja ele vertical ou horizontal. São peças mecânicas que se dividem em duas partes, sendo uma delas uma barra ou trilho dentado, que com o auxílio de uma engrenagem de mesmo módulo, transforma movimentos retilíneos (cremalheira) em movimentos circulares ou de rotação (pinhão), e vice-versa, geralmente com o objetivo de transportar cargas. (A.T.I. Brasil, 2023).

Figura 8 - Pinhão e cremalheira



Fonte: RL Ferramentas (2020)

Como um elemento de máquina, entende-se o pinhão como a menor roda dentada pertencente a um par de engrenagens, onde pode possuir um formato cilíndrico ou cônico, e dentes retos ou helicoidais. A cremalheira é considerada uma engrenagem de raio infinitamente grande, podendo assim ser definida como uma engrenagem reta. (Norton, 2013).

O conjunto pinhão-cremalheira tem em sua concepção ser um sistema que trabalhe por longos períodos, mantendo sua funcionalidade. (Shigley, 2016). Para que

o dispositivo exerça sua função de executar a movimentação e transporte das cargas, é necessário que uma das engrenagens esteja acoplada a um sistema motor, e esse fornecerá a potência necessária para quebra da inércia e aceleração do mecanismo. (A.T.I. Brasil, 2023).

Para o dimensionamento das engrenagens, o projetista deve se utilizar dos conhecimentos de resistência dos materiais, levando-se em conta também o desgaste dos componentes, que ocorre com o tempo de uso. O pinhão com dentes retos pode ser projetado quando os eixos dos elementos de transmissão são paralelos, possuindo como principais vantagens o fácil dimensionamento e a admissão de grandes relações de transmissão, enquanto que a principal infrutuosidade se dá pelos ruídos excessivos quando submetidos a alta rotação. Assim, as engrenagens de dentes helicoidais são utilizadas para aplicações de alta carga e elevada velocidade de rotação. (GALDINO; LOPES, 2013).

Para início do projeto, realiza-se o levantamento das necessidades e requisitos que o conjunto pinhão-cremalheira deverá atender em sua aplicação, com o intuito de que seja selecionada a melhor forma para os elementos. Opta-se pelo dimensionamento do pinhão com dentes retos, devido à baixa velocidade estimada para o transporte das cargas, a alta relação de transmissão, o baixo custo e a facilidade de instalação.

Para o dimensionamento da cremalheira, é preciso que sejam especificados a distância do percurso em que o corpo será movimentado pelo sistema, o tempo em que a tarefa deve ser realizada, a velocidade linear máxima, a aceleração, e as forças tangenciais. (A.T.I. Brasil, 2023).

Os dados necessários são obtidos através do desenvolvimento das equações, onde sabe-se que para o movimento relativo entre o pinhão e a cremalheira, o espaço (e) percorrido em uma rotação completa da engrenagem pode ser calculado pela equação de número 6:

$$e = \pi.d \quad (6)$$

Onde, “d” é o diâmetro primitivo do pinhão, e é obtido através do produto entre o módulo de engrenamento (m) e o número de dentes (Z), expresso na equação 7:

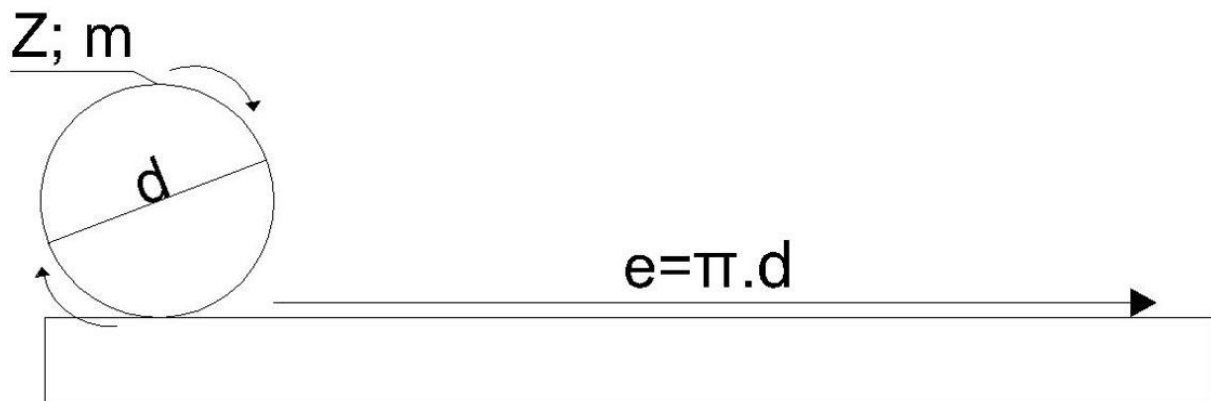
$$d = m.Z \quad (7)$$

Logo, relacionando a equação 6 com a equação 7, obtêm-se o espaço percorrido em uma volta do pinhão, em função do número de dentes e do módulo de engrenamento do mesmo, conforme a equação 8:

$$e = \pi.m.Z \quad (8)$$

A figura 9 é utilizada para um melhor entendimento entre a relação dessas grandezas, onde ilustra-se o conceito de rotação do pinhão com o espaço percorrido pelo mesmo em uma volta completa. (GALDINO; LOPES, 2013).

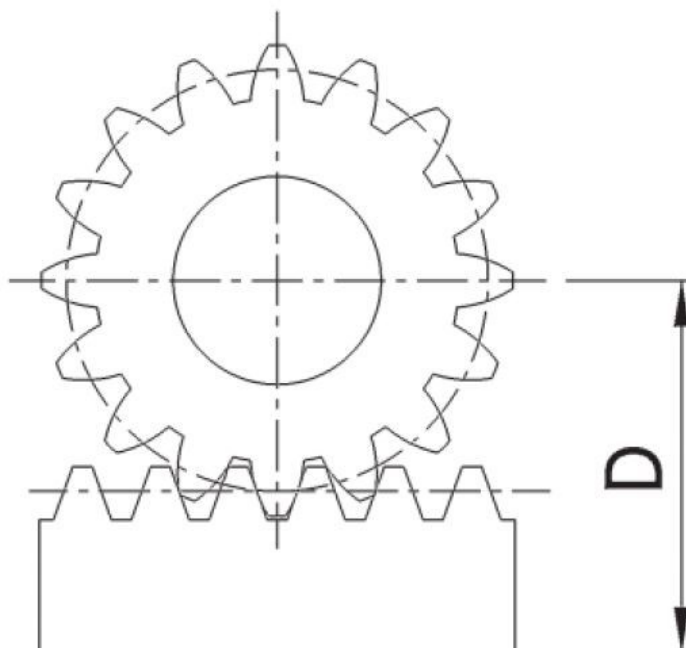
Figura 9 - Deslocamento do pinhão sobre a cremalheira em uma volta completa



Fonte: Autoria própria (2021)

Das dimensões citadas, surge outro fator importante a ser observado para o andamento do projeto, como a distância entre o eixo do pinhão e a base da cremalheira, que é fundamental para que o encaixe seja eficiente. Essa dimensão varia caso o pinhão seja reto ou helicoidal, e depende do módulo da engrenagem e do diâmetro do eixo, havendo assim, uma distância correta específica para cada pinhão, conforme a Figura 10. (GALDINO; LOPES, 2013).

Figura 10 - Distância entre o centro do eixo do pinhão e a base da cremalheira



Fonte: Catálogo da Koom (2023)

A dimensão da cota “D” em função do número de dentes do pinhão com dentes retos e do módulo de engrenamento, pode ser obtida através da Tabela 1, que foi retirada do catálogo da empresa Koom.

Tabela 1 - Escolha da distância em milímetros entre o centro do eixo e a base da cremalheira

DIMENSÕES DA COTA "D"							
Z	Módulo do Pinhão com dentes retos						
	2	3	4	5	6	8	10
18	-	62	81	104	-	157	195
20	-	65	85	109	125	165	205
22	-	68	89	114	131	173	215
24	50	71	93	119	137	181	225
26	52	74	97	124	143	189	235
28	54	-	-	129	149	197	-
30	56	-	-	-	155	-	-
32	58	-	-	-	161	-	-

Fonte: Catálogo da Koom (2023)

As cremalheiras podem ser fabricadas em diferentes tipos de materiais, onde de acordo com a finalidade de sua aplicação, pode ser feita de plástico ou aço (carbono, carbono com têmpera, de liga, inoxidável). As cremalheiras de plástico são ideais para aplicações onde há um ambiente corrosivo e com cargas leves a serem

transportadas em baixas velocidades, enquanto que no caso da utilização de cremalheiras de aço, deve ser selecionado o melhor tipo para cada caso. (A.T.I. Brasil, 2023).

Geralmente, são utilizados os quatro seguintes tipos de aço, com os devidos tratamentos térmicos, para a fabricação de cremalheiras:

- Aço SAE-1045: Por não ser realizado tratamento térmico no material, deve ser utilizado em aplicações de cargas leves a moderadas e baixas velocidades. Resistência mecânica (R) ≥ 70 kg/mm².
- Aço SAE-1045 (normalizado e com têmpera por indução): Ao serem submetidas ao tratamento térmico, essas cremalheiras podem ser utilizadas em casos que exigem maiores velocidades e aceleração, e também podem ser retificadas, aumentando sua precisão de posicionamento.
- Aço SAE-4320 (cementado e temperado): Esse tipo de aço possui uma alta dureza superficial (58 a 60 HRC), portanto, é utilizado para cremalheiras de alta performance, onde também é realizado a retifica nos dentes e flancos, para que se obtenha a maior precisão possível.
- Aço Inox AISI 304: O aço inox é utilizado quando a cremalheira irá ter contato com agentes químicos corrosivos aos aços carbono e aços liga comumente utilizados, porém, esse material possui uma menor resistência mecânica que os aços carbono com têmpera e aços liga tratados termicamente, sendo então normalmente utilizado para casos de baixa velocidade e precisão.

2.4.1.2 Dimensionamento da cremalheira de dentes retos

Há uma sequência lógica a ser previamente seguida para o dimensionamento de uma cremalheira, onde através de sua função primária, que é o deslocamento (transporte) de cargas, deve-se calcular a velocidade linear máxima estimada para o trabalho. Utiliza-se a equação 9 para calcular a velocidade (v) estipulada para o projeto, onde deve-se determinar o espaço a ser percorrido (ΔS) e o tempo (Δt)

mínimo de segurança, resultando assim na velocidade linear máxima a ser considerada para o trabalho: (HALLIDAY, 2012).

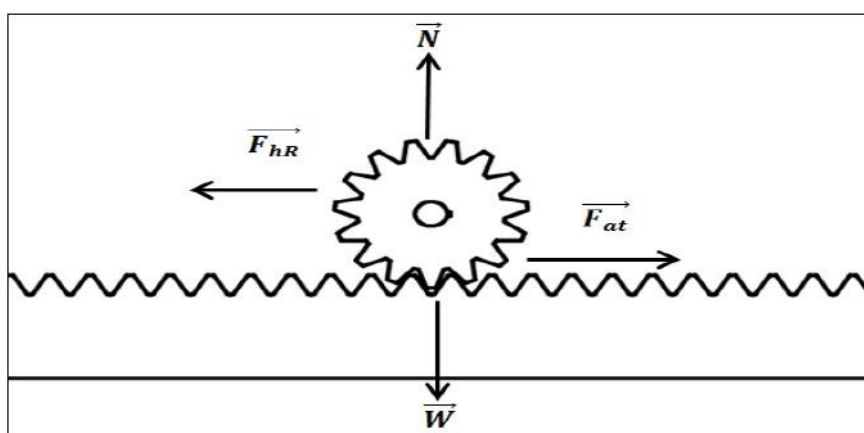
$$v = \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad (9)$$

Com a obtenção da velocidade linear máxima, é possível determinar a aceleração (a) que o conjunto possuirá para sair do repouso e atingir tal velocidade (Δv), para isso, também deve-se estimar o tempo (Δt) que o sistema levará para chegar ao ápice do seu movimento, com os cálculos descritos na equação 10: (HIBBELER, 2011).

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (10)$$

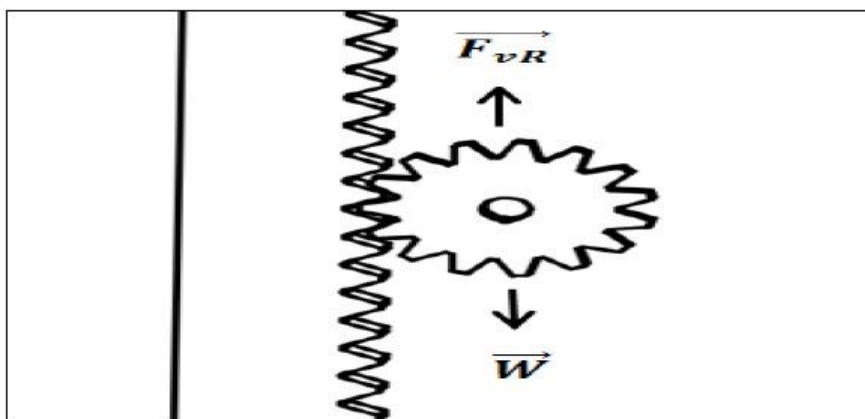
Com a determinação dos parâmetros de aceleração e velocidade máximas que o mecanismo projetado deverá atender, há a necessidade do estudo das forças aplicadas ao sistema, para que ocorra a devida transmissão de potência e o conjunto possua a força necessária para a movimentação das cargas. Inicialmente, considera-se duas opções: a força tangencial horizontal (Figura 11) e/ou a força tangencial vertical (Figura 12). A diferença entre ambas, refere-se ao sentido do vetor força a ser considerado nos cálculos, para a determinação da força necessária para a obtenção do movimento do sistema. (GALDINO; LOPES, 2013).

Figura 11 - Força tangencial horizontal



Fonte: Galdino; Lopes (2013)

Figura 12 - Força tangencial vertical



Fonte: Galdino; Lopes (2013)

Para o caso abordado, será considerada apenas a resolução das equações para o cálculo da força tangencial no sentido horizontal.

A partir da Segunda Lei de Newton (Equação 11), obtêm-se o valor da Força Tangencial Horizontal Real (F_{hr}), ou seu valor aproximado, levando em consideração as forças descritas no diagrama obtido pelo estudo de forças aplicadas ao sistema da Figura 11, sendo elas a Força de Atrito (F_{at}), a Força Peso (W) e a Força Normal (N).

$$\sum \vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (11)$$

Onde “ m ” é a massa do corpo a ser movido, e “ a ” é a aceleração linear do mesmo. (GALDINO; LOPES, 2013).

Baseado na equação da Segunda Lei de Newton (11), realiza-se o somatório das forças no sentido horizontal, descritas anteriormente e expressas na Figura 11, assim:

$$F_{hr} - F_{at} = m \cdot a \quad (12)$$

O conceito da força de atrito foi abordado anteriormente, e seu valor pode ser calculado pela Equação 4 ($F_{at} = N \cdot \mu$), onde nesse caso, o módulo da força Normal é igual ao módulo da força Peso ($W = m \cdot g$), substituindo-o na equação 12:

$$F_{hr} - N \cdot \mu = m \cdot a$$

$$F_{hr} = m \cdot (g \cdot \mu + a) \quad (13)$$

Dessa forma, F_{hr} é igual ao módulo da força resultante no sentido horizontal, e para a aceleração da gravidade (g) em m/s^2 e para a massa do corpo (m) em kg, a Força Tangencial Horizontal Real é calculada em Newtons (N). (GALDINO; LOPES, 2013).

Após a determinação da Força Tangencial Real atuante nos dentes da cremalheira, calcula-se a Força Tangencial Corrigida, onde adota-se um fator de segurança que varia entre 1,5 e 3, de acordo com o tempo de trabalho do equipamento e o tipo de carga, conforme a tabela 2:

Tabela 2 - Coeficiente de segurança para determinação da Força Tangencial Corrigida

TEMPO DE TRABALHO	TIPO DE CARGA		
	Uniforme	Moderada	Severa
Ocasional (1/2 hora)	1,5	1,8	2,3
Intermediário (3 horas)	1,8	2	2,5
8 a 10 horas	2	2,25	2,8
24 horas	2	2,5	3

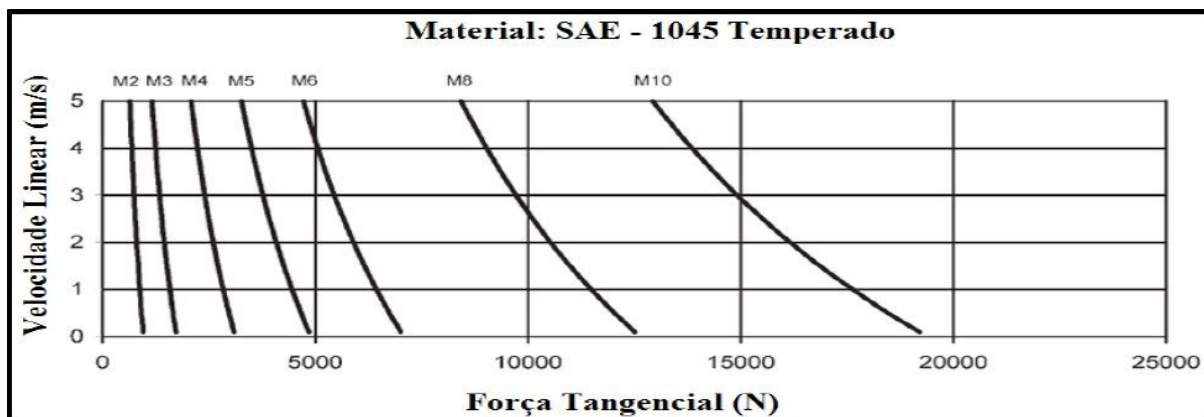
Fonte: Catálogo da Koom (2023)

Logo, dada a finalidade para a qual o mecanismo está sendo projetado, seleciona-se o coeficiente de segurança (K) adequado, e obtêm-se a Força Tangencial Horizontal Corrigida (F_{hc}) através da equação 14:

$$F_{hc} = F_{hr} \cdot K \quad (14)$$

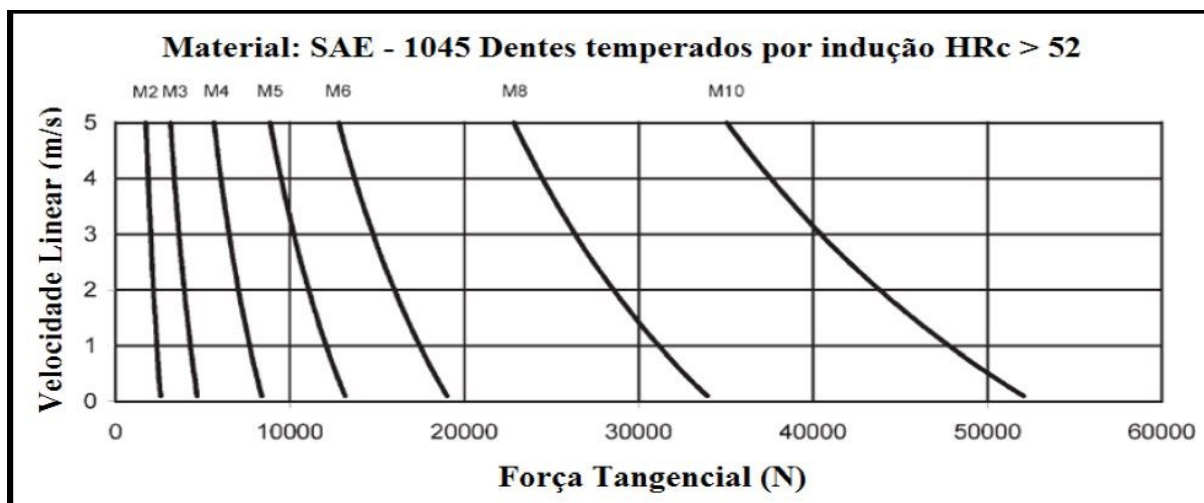
Com o valor da Força Tangencial Horizontal Corrigida e da Velocidade Linear Máxima, é possível escolher o módulo adequado para o conjunto, para isso, realiza-se a análise através dos gráficos das Figuras 13, 14 e 15, de acordo com o material de fabricação do equipamento, onde é feita a interseção entre a força tangencial (eixo x) e a velocidade linear (eixo y), e o ponto de encontro indica o módulo. (GALDINO; LOPES, 2013).

Figura 13 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial para o aço SAE-1045 temperado



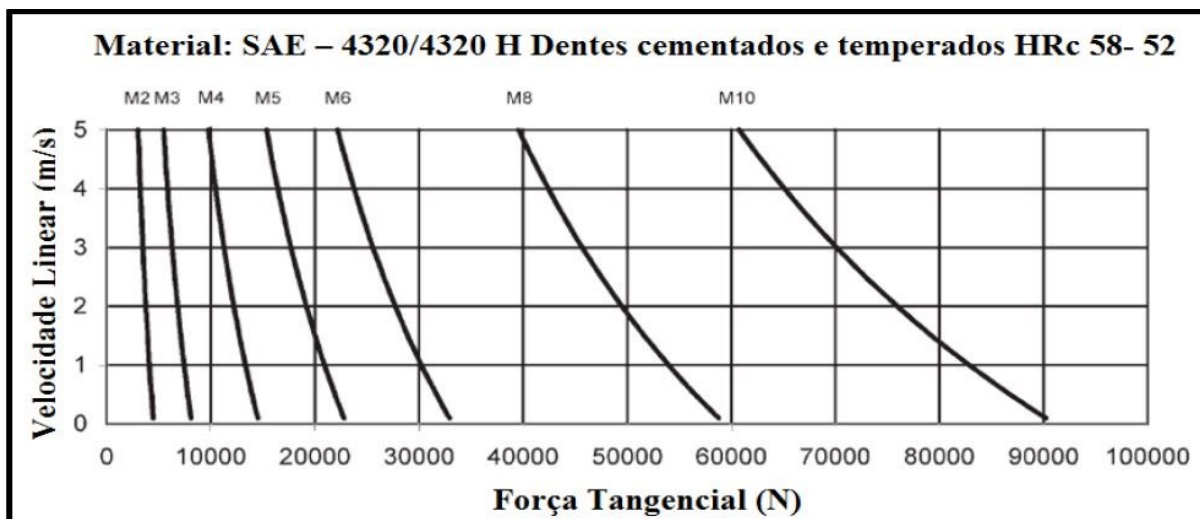
Fonte: Catálogo da Koom (2023)

Figura 14 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial para o aço SAE-1045 com os dentes temperados por indução



Fonte: Catálogo da Koom (2023)

Figura 15 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial para o aço SAE-4320/4320 com os dentes cementados e temperados



Fonte: Catálogo da Koom (2023)

O ponto de interseção entre a Força Tangencial e a Velocidade Linear pode ocorrer entre a curva de dois módulos, nesses casos, deve-se adotar o valor do maior módulo, para garantir que a peça suporte o esforço exigido. Ressalta-se também, que está sendo considerada uma condição de trabalho ideal, onde não há erros de usinagem, deformações estruturais, desalinhamento, entre outros. (GALDINO; LOPES, 2013).

Com o módulo adequado selecionado, há como consultar a Tabela 1, e definir o número de dentes do pinhão, e conseqüentemente, a distância entre o centro do pinhão à base da cremalheira. Recomenda-se a seleção de um valor intermediário para o número de dentes, de forma que seja possível aumentar ou diminuir seu valor, em casos de redimensionamento.

Em relação a largura da cremalheira, essa deve possuir no mínimo a largura do pinhão, definida através dos critérios de desgaste e resistência a flexão no pé do dente. (GALDINO; LOPES, 2013).

2.4.1.3 Dimensionamento do pinhão de dentes retos

Como o trabalho a ser realizado pelo mecanismo é proveniente da interação entre o conjunto pinhão e cremalheira, os dados referentes às cargas e aos demais parâmetros de trabalho já foram em parte utilizados e obtidos para o dimensionamento da cremalheira.

Para se obter o diâmetro do pinhão, deve-se utilizar a equação 7 ($d = m.Z$), uma vez obtido o valor do módulo e do número de dentes anteriormente.

Pode-se calcular o torque (M_t) aplicado ao pinhão através da equação 15, que mostra que esse é definido como a grandeza dada pelo produto entre a Força Tangencial (F_t) a engrenagem e o raio (R) da mesma. Como o raio é igual a metade do diâmetro primitivo ($R = d/2$), e considerando a perda de rendimento (η) no processo de transmissão do torque entre o pinhão e a cremalheira, têm-se então: (MELCONIAN, 2008).

$$M_t = \frac{dF_t}{2\eta} \quad (15)$$

A Potência Mecânica (P) é a taxa de energia necessária para o funcionamento do mecanismo, e é dada pela equação 16, onde também se leva em consideração a perda de rendimento (η):

$$P = \frac{Fv}{\eta} \quad (16)$$

Onde F é a força aplicada para a movimentação do conjunto, e v é a velocidade linear de descolamento do mesmo.

A rotação do pinhão (n) é calculada através da equação 17:

$$n = \frac{30P}{\pi M_t} \quad (17)$$

Possuindo os valores referentes ao número de dentes, ao módulo e ao diâmetro primitivo do pinhão, resta a determinação da largura do mesmo, a qual será a mesma largura da cremalheira, e é obtida através da equação 18, por meio do critério de desgaste:

$$y = \frac{b}{d} \quad (18)$$

Onde “ b ” é a largura do pinhão e da cremalheira, “ d ” é igual o valor do diâmetro primitivo do pinhão, e o valor de “ y ” depende da forma como o pinhão estará apoiado.

Para engrenagens bi apoiadas, o valor de y deve ser menor ou igual a 1,20, e para engrenagens em balanço, o valor de y deve ser menor ou igual a 0,75. (MELCONIAN, 2008).

Com a obtenção das dimensões geométricas do conjunto pinhão-cremalheira, resta averiguar se as peças suportarão o esforço a que serão submetidas pelo critério de resistência à flexão no pé do dente. Para isso, calcula-se o valor da tensão máxima ($\sigma_{\text{máx}}$) no pé do dente, através da equação 19, e essa deve ser menor que a tensão admissível do material ($\bar{\sigma}_{\text{mat}}$) utilizado para fabricação dos componentes.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Fq\varphi}{bm} < \bar{\sigma}_{\text{mat}} \quad (19)$$

Onde “ q ” é denominado o fator de forma, é uma grandeza adimensional e está relacionado ao número de dentes da engrenagem, sendo obtido através da tabela 3. “ φ ” é o fator de serviço, e está relacionado ao tipo de aplicação e ao tempo de uso do mecanismo.

Tabela 3 - Fator de forma "q" em função do número de dentes do pinhão para engrenamento externo

ENGRENAMENTO EXTERNO	
Nº de dentes (Z)	Fator de forma (q)
10	5,2
11	4,9
12	4,5
13	4,3
14	4,1
15	3,9
16	3,7
17	3,6
18	3,5
21	3,3
24	3,2
28	3,1
34	3,0
40	2,9
50	2,8
65	2,7
80	2,6
100	2,6

Fonte: Adaptado de Melconian (2008)

Se a tensão máxima aplicada no pé do dente da engrenagem for menor que a tensão admissível para o material, conforme a relação descrita na equação 19, o pinhão estará aprovado para a utilização designada. Caso contrário, deverá ser realizado um novo dimensionamento das grandezas geométricas definidas anteriormente, sendo elas a largura e o módulo do conjunto pinhão-cremalheira.

Para o redimensionamento da largura das engrenagens, utiliza-se a equação 20, e para o redimensionamento do módulo, a equação 21:

$$b = \frac{F_{q\phi}}{\bar{\sigma}_{mat}m} \quad (20)$$

$$m = \frac{F_{q\phi}}{\bar{\sigma}_{mat}b} \quad (21)$$

Recomenda-se, porém, que se opte pelo redimensionamento da largura das engrenagens, caso não haja restrição para a mesma, pois a alteração do valor do módulo para o conjunto pinhão-cremalheira irá alterar o valor do diâmetro primitivo da engrenagem e, conseqüentemente, modificará o torque, a rotação e a potência mecânica previamente calculados. (GALDINO; LOPES, 2013).

2.4.2 Eixos e componentes de eixos

Os eixos são peças que possuem a finalidade de transmitir a potência ou o movimento de rotação, usualmente de seção transversal circular. Para isso, operam em conjunto com outros componentes mecânicos, tais como as engrenagens, polias, volantes e manivelas, também por essa razão, um projeto completo de eixo tem muita interdependência como projeto dos componentes. (Shigley, 2016).

Com o objetivo de fornecer a transmissão de torque ou potência entre duas regiões de um mecanismo, é comum que a fonte de entrada desse seja um motor elétrico ou um motor a combustão interna, que proverá a potência na forma de torque motriz de rotação ao eixo de entrada. (Collins, 2013).

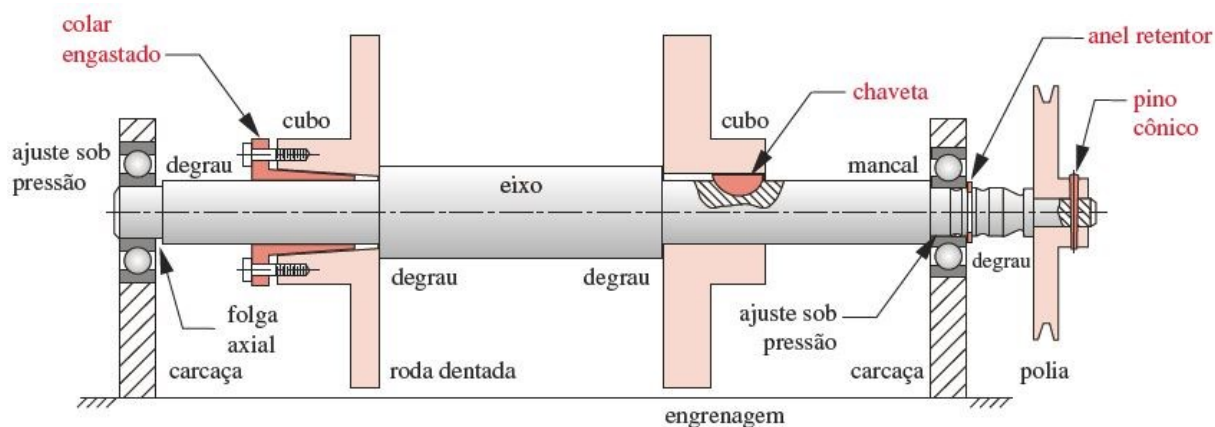
Para o dimensionamento de eixos, há conceitos que devem ser previamente destacados, como para a análise de tensão em um ponto específico, há como realizá-la apenas com informações da geometria do eixo ao redor daquele ponto, dessa forma, localiza-se as áreas críticas para que o dimensionamento atenda os

requerimentos de resistência e, posteriormente, dimensiona-se o restante do eixo para que atenda os requerimentos dos elementos suportados pelo mesmo.

Enquanto que a análise de tensão depende apenas da geometria referente aos pontos críticos, uma análise de deflexão e inclinação do eixo não pode ser realizada enquanto a geometria não tenha sido completamente definida. A deflexão não possui influência da resistência do material, mas sim da rigidez desse, que é representada pelo módulo de elasticidade, e é essencialmente igual para todos os tipos de aços, tornando-se assim um fator que pode ser controlado apenas pelas decisões de geometria da peça, e não da seleção de materiais, como para as tensões.

Logo, a disposição geral de um eixo para acomodar os elementos, como as engrenagens, deve ser especificada no início, para que possibilite a realização das análises de forças de corpo livre e para que seja obtido os diagramas de cisalhamento e momento. A geometria de um eixo é, em geral, a de um cilindro escalonado (Figura 16), onde cada ressalto é um meio de acomodar os elementos que venham transmitir qualquer tipo de carga axial, e sendo importante que cada ressalto tenha um propósito específico. (Shigley, 2016).

Figura 16 - Geometria de um eixo com a acomodação de seus elementos mecânicos



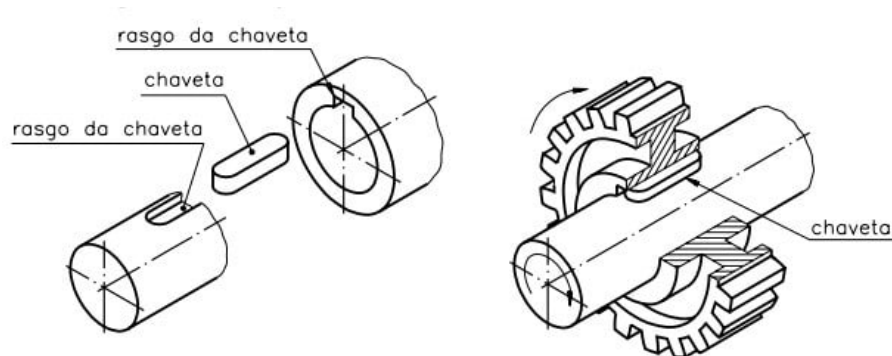
Fonte: NORTON (2013)

Os pontos críticos para a determinação de possíveis falhas no corpo do eixo em projeto, usualmente estarão presentes na superfície externa, onde o torque está aplicado, nos locais que existem concentrações de tensão, e onde há um grande esforço axial. Sendo possível uma análise das situações típicas de tensão, através do detalhamento dos diagramas de cisalhamento e momento fletor. (Shigley, 2016).

2.4.2.1 Chavetas

A definição de chaveta é dada pela ASME (Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos) como: “uma parte da maquinaria desmontável que, quando colocada em assentos, representa um meio positivo de transmitir torque entre o eixo e o cubo”. Sendo entendida e ilustrada através da Figura 17:

Figura 17 - Chavetas



Fonte: ABECOM (2023)

As chavetas possuem forma e tamanho padronizados em diversos estilos. (NORTON, 2013). Sendo listado algumas características de acordo com a forma: (Melconian, 2008).

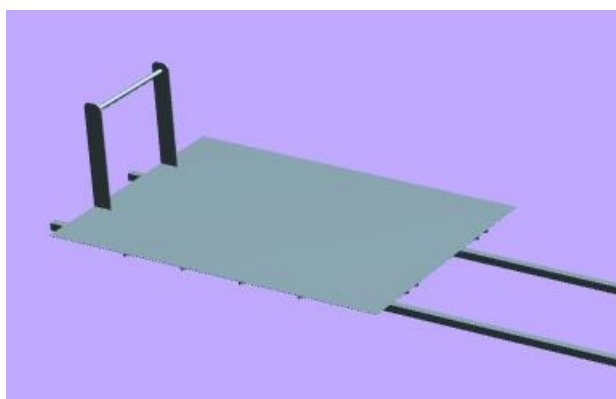
- Chaveta Plana: Comumente indicada para torque de sentido único.
- Chaveta inclinada: Torque transmissível maior que nas chavetas planas, onde o cubo é montado sob aplicação de força.
- Chaveta Meia Lua: Utilizada para torque médio, torna-se mais econômica por ajustar-se automaticamente.
- Chaveta Tangencial: Permite aplicação de torque nos dois sentidos.

3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

O principal objetivo do dimensionamento de um mecanismo do tipo pinhão-cremalheira presente nesse trabalho, é para que o mesmo sirva como meio de tração para movimentar o conjunto carrinho-caçamba como descrito nos tópicos de apresentação.

Diante do problema, a solução proposta para a resolução do mesmo, foi o desenvolvimento de um “carrinho” guiado através de trilhos (Figura 18), que permitisse a movimentação necessária para que a caçamba ficasse dentro da Central de Resíduos, e para que pudesse ser retirada pelo caminhão de transporte.

Figura 18 - Concepção do carrinho de transporte da caçamba



Fonte: Autoria própria (2019)

Foi realizado um comparativo prévio (Quadro 1), entre possíveis sistemas de acionamento, onde levou-se em consideração experiências de profissionais para avaliação das ideias. É assinalado com “x” o tipo de mecanismo considerado superior em relação aos demais, para o mesmo requisito.

Quadro 1 - Comparativo entre os sistemas de acionamento

SISTEMAS DE ACIONAMENTO	REQUISITOS			
	Segurança	Manutenção	Custo	Experiência de funcionamento
Pinhão-cremalheira	X	-	-	X
Polias com cabo de aço	-	X	X	-
Tração no eixo	X	-	-	-

Fonte: Autoria própria (2019)

Como meio de tração para o conjunto carrinho-caçamba, foi definido a utilização de um mecanismo do tipo pinhão-cremalheira, aliado a um sistema de redução com um motor elétrico convencional; considerando ser uma boa opção em relação a robustez, a facilidade de uso pelos operadores e a facilidade de manutenção.

Esse tipo de sistema para transporte de caçambas estacionárias, foi testado anteriormente em outro setor da mesma empresa, em que também houve a necessidade de realizar a movimentação dos recipientes com a finalidade de permitir o transporte através dos caminhões, conforme as Figuras 19 e 20.

Figura 19 - Mecanismo do tipo pinhão-cremalheira utilizado no transporte das caçambas estacionárias



Fonte: Autoria própria (2019)

Figura 20 - Carrinho e caçamba estacionária transportados pelo mecanismo



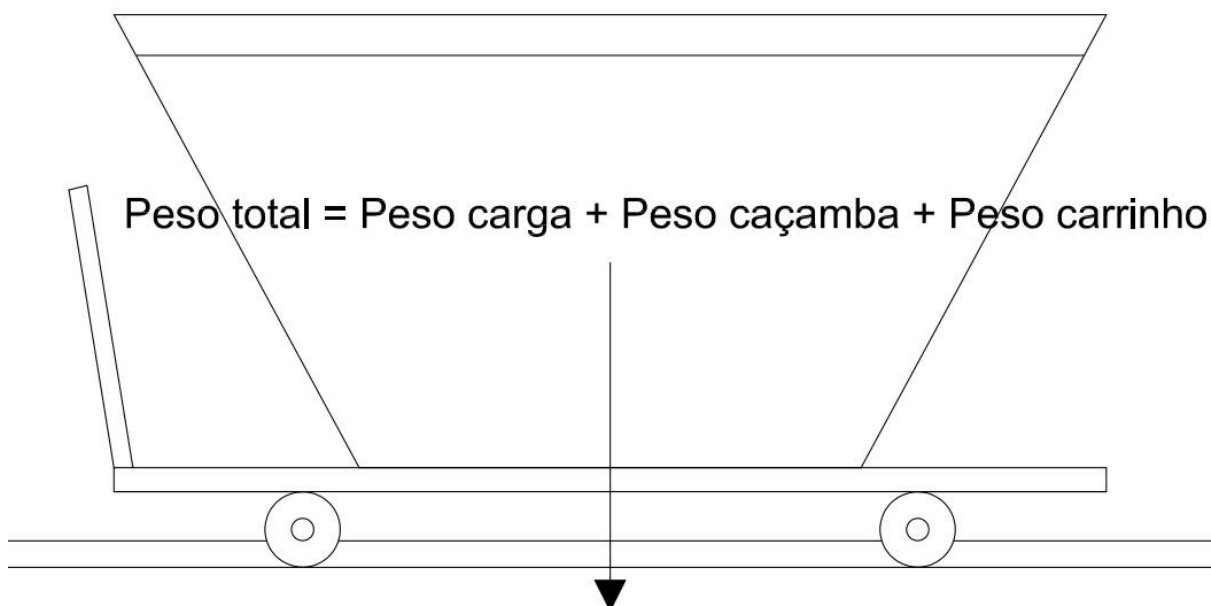
Fonte: Autoria própria (2019)

O resultado apresentado com a utilização do mecanismo do tipo pinhão-cremalheira, dentro dos requisitos propostos, demonstrou-se satisfatório.

A seguir foi realizado o trabalho de dimensionamento dos componentes mecânicos necessários para a movimentação do conjunto carrinho-caçamba. Sendo eles, o dimensionamento do conjunto pinhão-cremalheira, e os demais elementos envolvidos.

Dessa forma, as principais cargas envolvidas no processo, e de fundamental importância que sejam especificadas de maneira correta no início das deduções a serem realizadas, com base no fundamental teórico, podem ser analisadas através do esboço da Figura 21.

Figura 21 - Força Peso atuante sobre o conjunto a ser transportado



Fonte: Autoria própria (2023)

Para a determinação das componentes da Força Peso atuante sobre todo o conjunto de transporte, foi consultado com o fornecedor das caçambas estacionárias qual a massa dos recipientes, obtida através da ficha técnica disponibilizada, e realizado a medição da massa da carga máxima a ser transportada. Além da massa do carrinho de transporte, que foi obtida através dos detalhes dos desenhos e da ficha técnica do fornecedor.

Os dados das massas (kg) são listados abaixo:

- Massa da caçamba de 5m³: 362 kg.
- Massa da carga a ser transportada: 3000 kg.
- Massa do carrinho: 300 kg.

Resultando em uma massa total a ser considerada para o trabalho de transporte do mecanismo pinhão-cremalheira de 3662 kg.

3.1 Dimensionamento do mecanismo pinhão-cremalheira

Seguindo a lógica sequencial proposta no referencial teórico, para o projeto do mecanismo do tipo pinhão-cremalheira, a primeira medida a ser adotada com sabedoria como parte vital do processo de dimensionamento, é a velocidade linear máxima permitida para o transporte.

Foram analisados os seguintes aspectos:

- A distância (ΔS) que o pinhão deverá percorrer sobre a cremalheira será de 5 metros.
- O mecanismo não faz parte do processo produtivo da empresa, não sendo necessário que possua grande efetividade em termos de tempo de execução do trajeto.
- O mais importante é a segurança dos colaboradores que possam estar envolvidos.

Dessa forma, em conjunto com a equipe de Segurança do Trabalho, foi definido que a velocidade linear máxima do carrinho movida pelo pinhão-cremalheira será de: $v_{\text{máx}} = 0,5 \text{ km/h}$. Velocidade considerada segura, por ser bem inferior ao do caminhar de uma pessoa, que é estimado em $4,5 \text{ km/h}$.

Com base apenas na velocidade linear máxima que o conjunto atingirá, reorganizando a equação 9, consegue-se estimar o tempo necessário para o transporte da carga:

$$\Delta t = \frac{\Delta S}{v_{\text{máx}}} = \frac{5}{\left(\frac{0,5}{3,6}\right)} = 36 \text{ s} \quad (22)$$

Porém, sabe-se que é necessário estimar o tempo de aceleração para que o mecanismo saia do repouso e atinja tal velocidade, ocasionando assim um acréscimo no tempo necessário para o transporte. Adota-se um tempo necessário para a aceleração do conjunto em 1 segundo, resultando em uma aceleração com base na equação 10 de:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{\left(\frac{0,5}{3,6}\right)}{1} = 0,139 \text{ m/s}^2$$

Com a aceleração do conjunto, e com a massa total determinada, resta definir o fator de atrito (μ) atuante nos trilhos do carrinho, para que se possa calcular a força tangencial horizontal (F_{hr}) atuante no pinhão, dada pela equação 13.

Para isso, tem-se como referência Joe Kalousek, onde analisa-se a variação do coeficiente de atrito em trilhos de aço na Figura 22:

Figura 22 - Níveis ideais de atrito em trilhos



Fonte: Carmo; Vidon; Eadie; Oldknow; Lopes (2011)

Para trilho seco, será adotado um fator de atrito (μ) igual a 0,5, resultando em uma força tangencial horizontal (F_{hr}) de:

$$F_{hr} = m.(g. \mu + a) = 3662.(9,81.0,5 + 0,139) = 18471 \text{ N}$$

Com o módulo da Força tangencial horizontal real atuante nos dentes do pinhão, adota-se um fator de segurança (k) com base na tabela 2, que depende do tipo de carga e do tempo de uso diário do mecanismo.

Como as caçambas estacionárias, nesse caso, são removidas pelos caminhões apenas uma vez durante a semana, o tempo de uso para consulta na tabela é de menos de 30 minutos por dia, e para uma carga uniforme, têm-se que o fator de segurança (k) é igual a 1,5. Assim, a Força tangencial horizontal corrigida (F_{hc}) é calculada pela equação 14:

$$F_{hc} = F_{hr}.K = 18471.1,5 = 27707 \text{ N}$$

Para o módulo da Força tangencial corrigida encontrado ($F_{hc} = 27707 \text{ N}$), e para a velocidade linear máxima previamente determinada ($v_{m\acute{a}x} = 0,139 \text{ m/s}$), obtêm-se do gráfico da Figura 18 - Módulo em função da velocidade e da força tangencial para o aço SAE-4320/4320 com os dentes cementados e temperados, que o módulo (m) para o conjunto pinhão-cremalheira deve ser:

$$m = 6 \text{ mm}$$

Após estimar um módulo adequado para o conjunto das engrenagens, retorna-se a Tabela 1 e como recomendado pelas referências, determina-se um valor intermediário para o número de dentes do pinhão (Z), nesse caso é escolhido:

$$Z = 30$$

Sendo assim, é possível calcular o valor do diâmetro primitivo do pinhão (d) através da equação 7:

$$d = m.Z = 180 \text{ mm}$$

Na Tabela 1, também é obtido o valor da cota “D”, que se refere a distância entre a base da cremalheira e o centro do eixo do pinhão, e para os valores citados é igual a 155 mm.

Com o diâmetro primitivo do pinhão, têm-se a referência geométrica necessária para o cálculo do torque (Mt) aplicado a esse componente, dado pela equação 15, onde a Força tangencial (Ft) é igual a Força tangencial corrigida (Fhc), e η é a taxa de rendimento da engrenagem de dentes retos (pinhão), aqui estimada em 96%:

$$M_t = \frac{dF_t}{2\eta} = \frac{(0,180.27707)}{(2.0,96)} = 2597,53 \text{ N. m}$$

Para a determinação da largura do pinhão e da cremalheira (b), que devem ser iguais, utiliza-se a equação 23 deduzida através da equação 18, onde “y” é igual ao fator de forma de Lewis, e para cremalheiras o valor de y é igual a 0,485. (Shigley, 2016).

$$b = y.d \approx 88 \text{ mm} \quad (23)$$

Dessa forma, já foram obtidos os dados do módulo do conjunto das engrenagens (m), o número de dentes do pinhão (Z), o diâmetro primitivo do pinhão (d), a distância entre a base da cremalheira e o centro do eixo do pinhão (D), e a largura do pinhão e da cremalheira (b), restando conferir se os componentes suportarão os esforços exigidos.

Para a avaliação da integridade das engrenagens que formam o conjunto pinhão-cremalheira, de acordo com as cargas calculadas a que esses componentes serão submetidos, será utilizado o critério de resistência à flexão no pé do dente, dado anteriormente pela equação 19:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Fq\varphi}{b_m} < \bar{\sigma}_{\text{mat}}$$

A equação diz que a tensão máxima ($\sigma_{\text{máx}}$) no pé do dente da engrenagem deve ser inferior a tensão admissível ($\bar{\sigma}_{\text{mat}}$) do material utilizado para sua fabricação. Para o projeto, já se têm que “F.φ” (Força x fator de serviço) é igual a Força tangencial corrigida (Fhc) para a aplicação dada, e “q” é o fator de forma para engrenagens, cujo valor é adimensional e obtido para Z = 30 na Tabela 3, sendo q = 3,1. O valor da tensão máxima é calculado:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Fq\varphi}{b_m} = \left(\frac{Fhc.q}{b.m} \right) = 162,67 \text{ MPa}$$

O material escolhido para a fabricação do conjunto de engrenagens, o aço SAE-4320/4320, possui uma tensão admissível ideal ($\bar{\sigma}_{\text{mat}}$) para o dimensionamento de engrenagens igual a 170 MPa. (Melconian, 2008). Dessa forma, como a tensão máxima calculada é inferior a tensão admissível do material, dado pela referência, conclui-se que os componentes atendem os requisitos para a utilização.

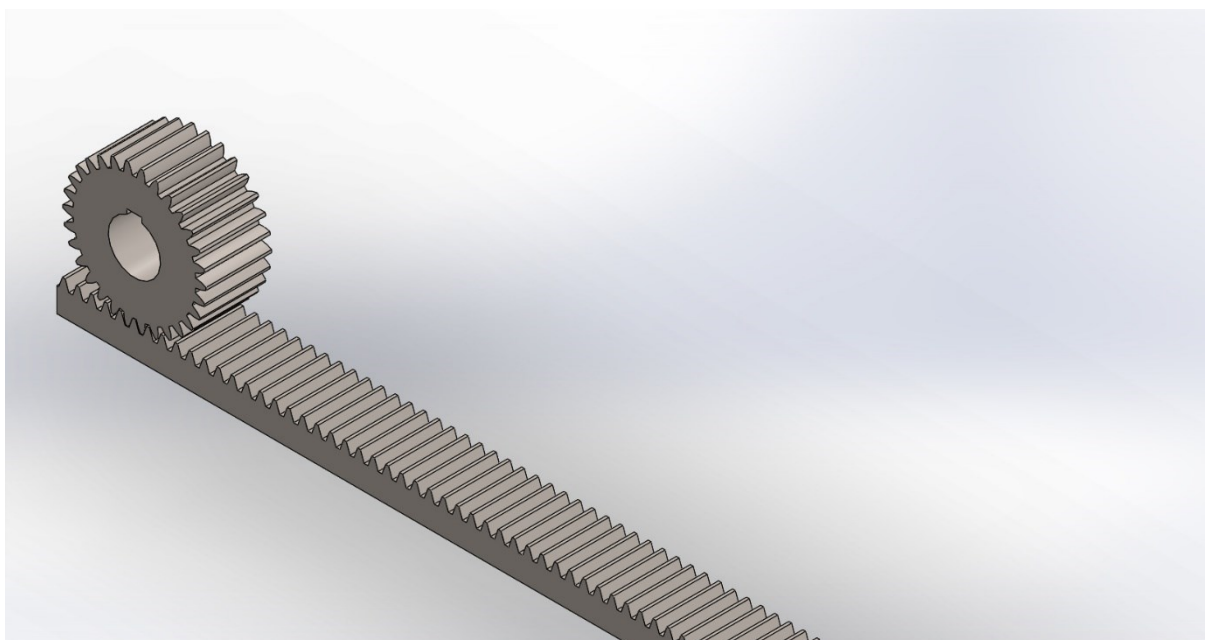
Com as características geométricas das engrenagens definidas, para fins de projeto, é utilizado as dimensões padronizadas pela AGMA (Associação Americana de Fabricantes de Engrenagens) e demais associações internacionais, para o detalhamento dos dentes das engrenagens de dentes retos com um ângulo de pressão (Φ) de 20°. Assim, é realizado o esboço do mecanismo do tipo pinhão-cremalheira com o auxílio de um software CAD (Figura 23), para as dimensões especificadas na tabela 4:

Tabela 4 - Dimensões em milímetros das características geométricas básicas do mecanismo pinhão-cremalheira

DIMENSÕES	ENGRENAGENS DE DENTES RETOS ($\phi=20^\circ$)	
	Pinhão	Cremalheira
Diâmetro primitivo (d)	180	N/A
Módulo (m)	6	6
Largura (b)	88	88
Comprimento	N/A	6000
Número de dentes (Z)	30	318

Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 23 - Esboço do mecanismo do tipo pinhão-cremalheira com o auxílio de um software CAD



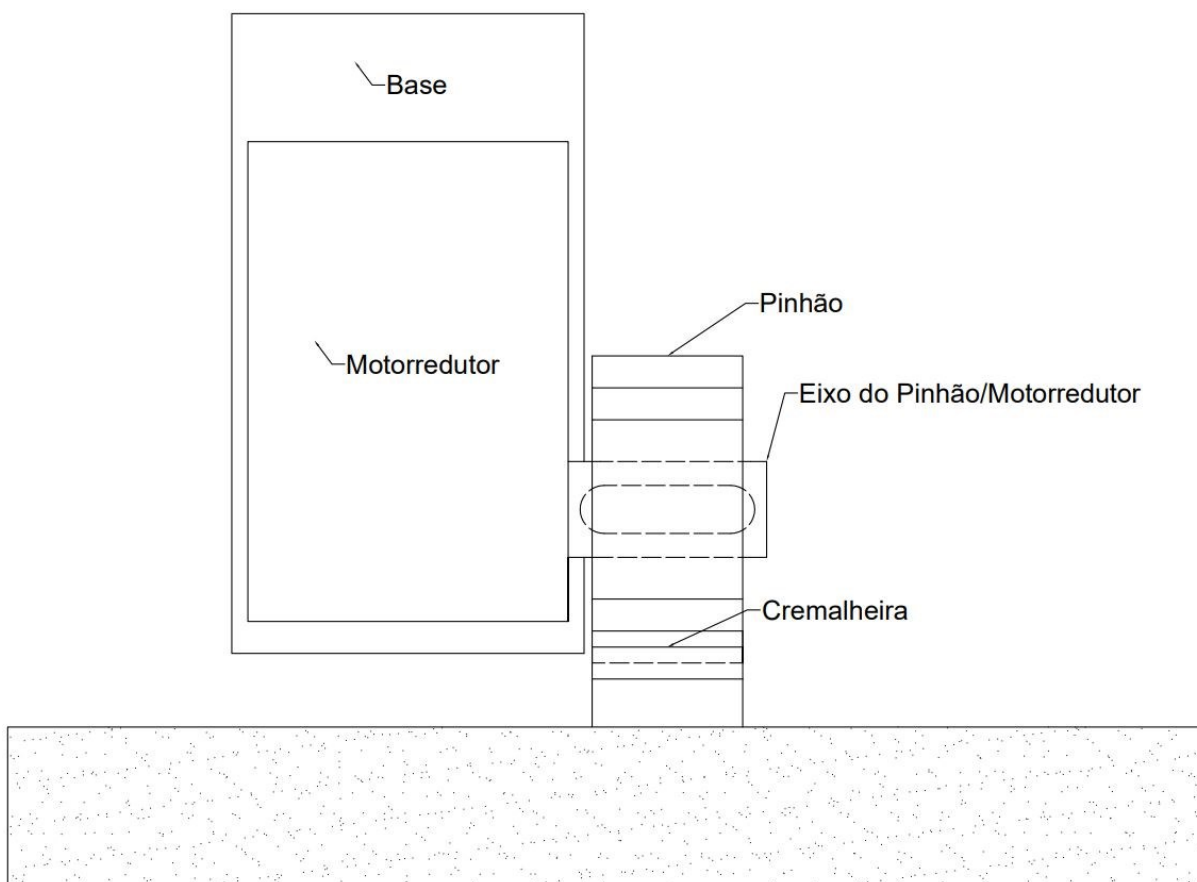
Fonte: Autoria própria (2023)

Onde para os valores constantes como “N/A” na tabela 4, esses não se aplicam ao componente em específico.

3.2 Definição e seleção do meio de tração do mecanismo

Com as engrenagens do mecanismo do tipo pinhão-cremalheira dimensionadas, realiza-se o croqui do sistema de tração (Figura 24), para transporte do carrinho e caçamba estacionária, onde a ideia para a fonte de torque e potência é a seleção de um motorreductor comercial.

Figura 24 - Croqui do sistema de tração



Fonte: Autoria própria (2023)

Para o projeto, deve-se selecionar um motorreductor comercial que atenda aos requisitos de potência, torque e rotação. Os dados já calculados, e utilizados para a escolha do produto, são expressos na tabela 5:

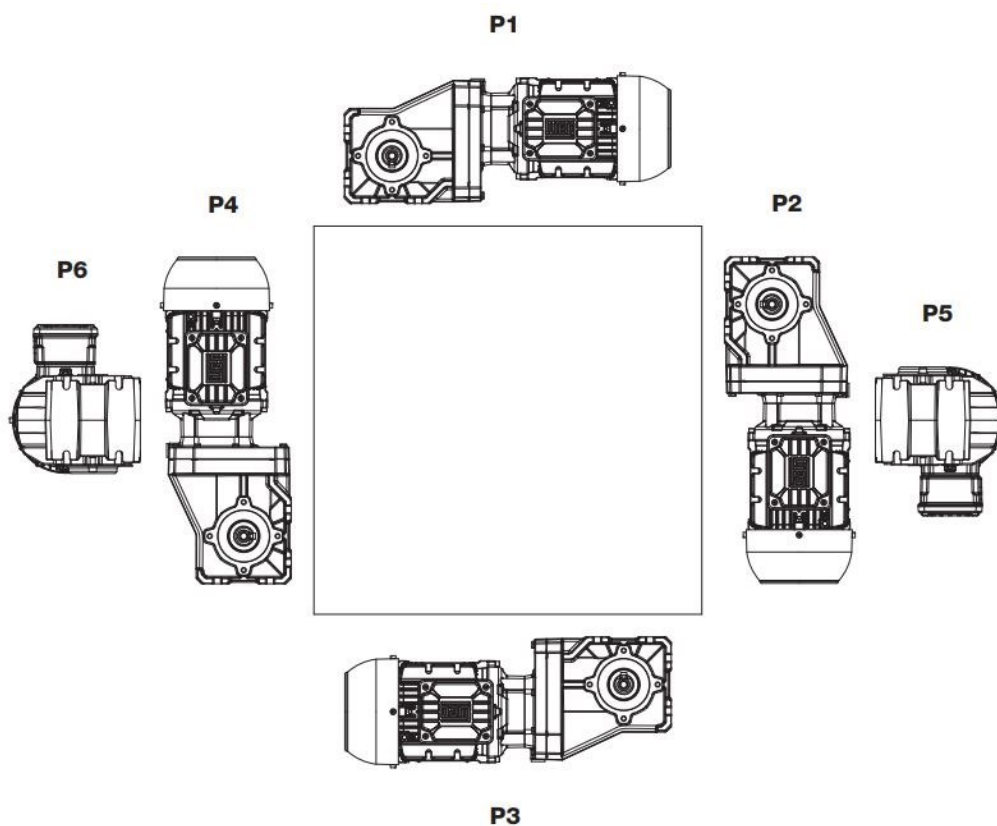
Tabela 5 - Requisitos para a seleção do motorreductor comercial

REQUISITOS PARA SELEÇÃO DO MOTORREDUTOR	
Grandeza	Valor
Torque do Pinhão (N.m)	2597,53
Diâmetro do pinhão (m)	0,18
Velocidade linear do pinhão (m/s)	0,14
Velocidade angular do pinhão (rpm)	14,70
Potência (kW)	4,01

Fonte: Autoria própria (2023)

Utiliza-se o catálogo de motorredutores da empresa WEG CESTARI, onde de acordo com o esboço de montagem fornecido pelo croqui, deve-se selecionar um motorreductor de eixos ortogonais, para a posição de montagem P4 (Figura 25):

Figura 25 - Posições de montagem para motorreduzores de eixos ortogonais



Fonte: Catálogo de motorreduzores WEG CESTARI (2023)

Através da tabela 5, onde foram especificados os requisitos mínimos para a seleção do motorreductor, é escolhido o produto através do catálogo (Figura 26), para a potência nominal de 4,5 kW:

Figura 26 - Motorreductor selecionado para o sistema de tração

$P_N = 4,50 \text{ kW}$

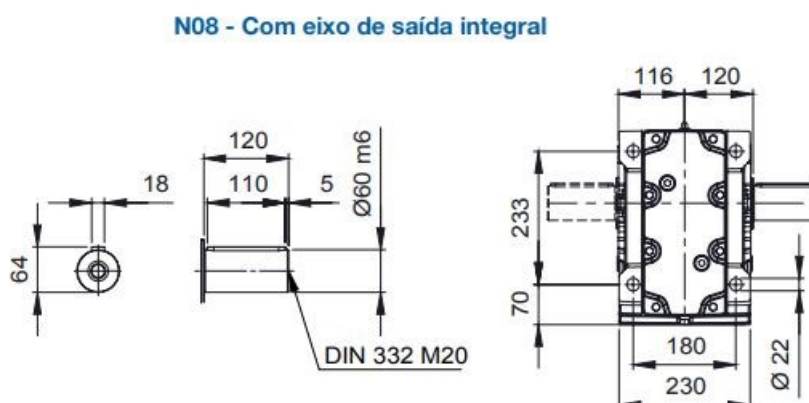
60 Hz		$n_1 = 1750$		50 Hz		$n_1 = 1450$		i_{ex}			
n_2	M_2	f_s	Fr	n_2	M_2	f_s	Fr				
rpm	Nm		kN	rpm	Nm		kN			kg	Página com dimensões
86,68	496	3,80	20,5	71,82	598	3,15	20,5	20,19	N08327	130	N 59
74,50	577	3,32	20,5	61,73	696	2,75	20,5	23,49	N08329	130	
63,00	682	2,79	20,5	52,20	823	2,31	20,5	27,78	N08332	130	
56,62	759	3,95	20,5	46,91	916	3,27	20,5	30,91	N08333	130	
49,43	869	3,45	20,5	40,95	1049	2,86	20,5	35,41	N08336	130	
42,49	1012	2,97	20,5	35,20	1221	2,46	20,5	41,19	N08339	130	
35,93	1196	2,51	20,5	29,77	1444	2,08	20,5	48,71	N08341	130	
30,04	1431	2,10	20,5	24,89	1726	1,74	20,5	58,25	N08344	130	
26,52	1621	1,85	20,5	21,97	1956	1,53	20,5	66,00	N08346	130	
25,57	1681	1,78	20,5	21,19	2029	1,48	20,5	68,44	N08347	130	
21,91	1962	1,53	20,5	18,15	2368	1,27	20,5	79,89	N08349	130	
19,12	2247	1,33	20,5	15,84	2712	1,11	20,5	91,51	N08350	130	
16,44	2614	1,15	20,5	13,62	3155	0,95	**	106,46	N08351	130	
13,90	3092	0,97	**	11,52	3731	0,80	**	125,90	N08352	130	

Fonte: Catálogo de motorreduzores WEG CESTARI (2023)

Onde o motorreductor selecionado aparece em destaque pelo retângulo vermelho, e possui uma rotação no eixo de 16,44 rpm e um torque de 2614 N.m, para uma alimentação elétrica de frequência 60 Hz, atendendo as competências previamente exigidas.

As características geométricas necessárias são obtidas através da Figura 27, onde têm-se os valores para um eixo de saída integral:

Figura 27 - Características geométricas do motorreductor selecionado



Fonte: Catálogo de motorredutores WEG CESTARI (2023)

Conforme observado, e definido através do croqui, o eixo de saída integral do motorreductor, também será o eixo do pinhão do mecanismo, assim como a chaveta presente no componente será a responsável pela transmissão do torque a engrenagem, restando verificar se o mesmo atende os esforços exigidos.

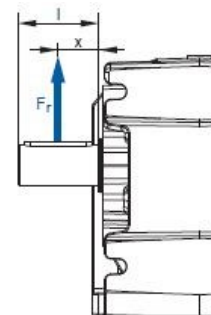
Pelo catálogo, obtêm-se as informações necessárias para consulta das cargas admissíveis pelos componentes do produto, onde será considerado uma força radial presente no eixo equivalente a 1/3 do Peso total adotado (11.962,5 N), valor estipulado por segurança, em caso de empenamento do carrinho de transporte.

Essa carga é multiplicada pelo valor do fator de aplicação de força fornecido (Figura 28):

Figura 28 - Fatores de aplicação de força radial no eixo do motorreductor

x / l						
0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2
a ₁ → Equação Q1						
1,39	1,18	1,00	0,85	0,73	0,52	0,38
a ₂ → Equação Q2						
2,00	2,00	1,00	0,55	0,38	0,23	0,17

Tabela 1: Fatores de aplicação de força a₁, a₂



Fonte: Catálogo de motorredutores WEG CESTARI (2023)

De acordo com o esquema de montagem previsto, considera-se uma distância para aplicação da força radial no centro do eixo de saída do motorreductor ($x/l = 0,5$), dessa forma, os fatores de aplicação de força a_1 e a_2 são iguais a 1,00.

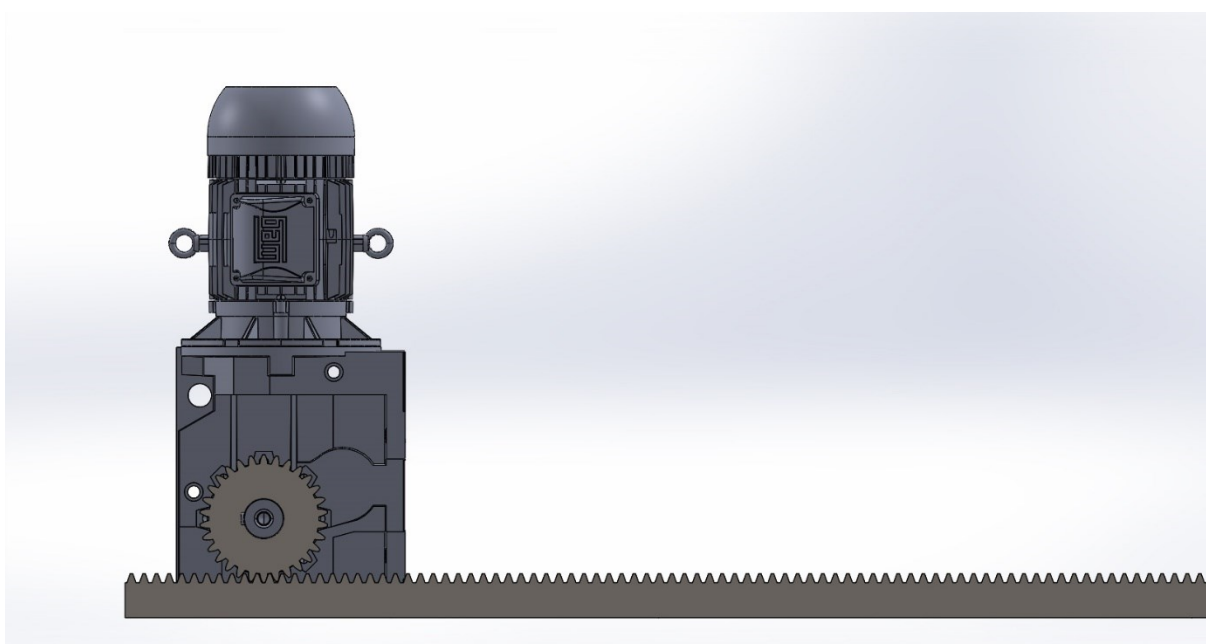
Esses fatores são multiplicados pela força radial adotada de 11.962,5 N, resultando em uma força radial a ser considerada para avaliação da carga no mancal e no eixo de saída do motorreductor de 11.962,5 N, e essa é consideravelmente menor que a força radial admissível da tabela de seleção (Figura 26), que é $F_r = 20.500$ N.

Com as cargas aprovadas pela tabela do fornecedor do motorreductor comercial, finaliza-se o dimensionamento dos componentes do sistema de tração do mecanismo do tipo pinhão-cremalheira.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

É obtido o modelo CAD do motorreductor selecionado, através de consulta com o fornecedor WEG Cestari, onde o mesmo é utilizado inicialmente para modelagem do sistema de tração do mecanismo, em conjunto com as engrenagens do tipo pinhão-cremalheira dimensionadas, conforme a Figura 29:

Figura 29 - Modelagem do sistema de tração em programa CAD

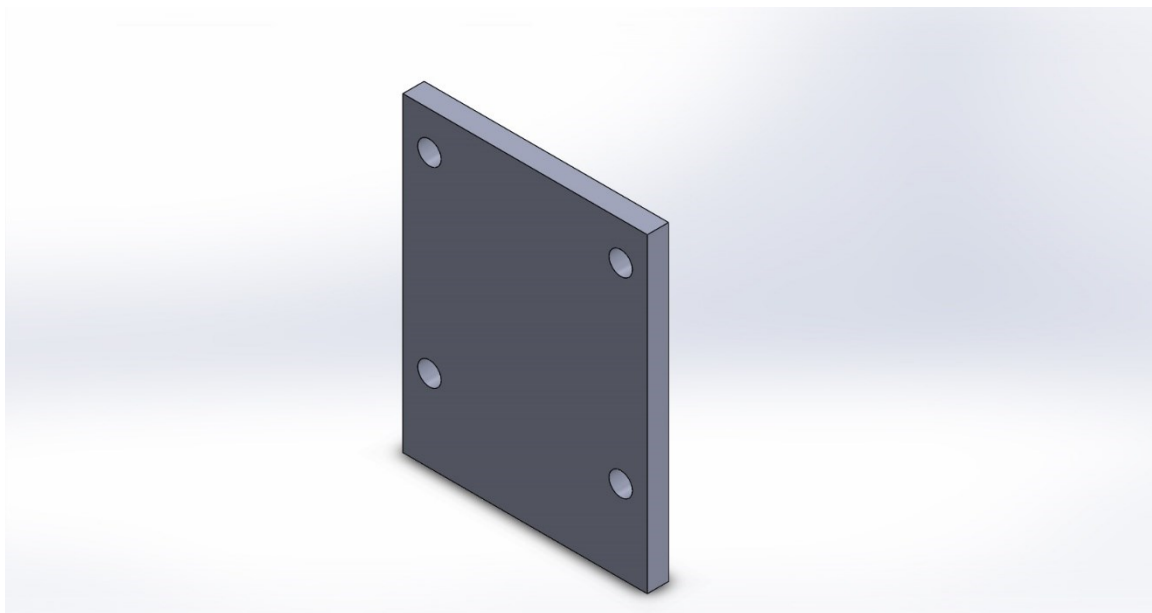


Fonte: Autoria própria (2023)

Foram utilizadas as dimensões para o diâmetro do eixo e altura e largura do rasgo da chave, obtidos através da Figura 27, permitindo a montagem do pinhão sobre o eixo do motorreductor.

Foi então desenhado uma base para fixação do motorreductor (Figura 30), de acordo com o croqui da Figura 24:

Figura 30 - Base do motorreductor

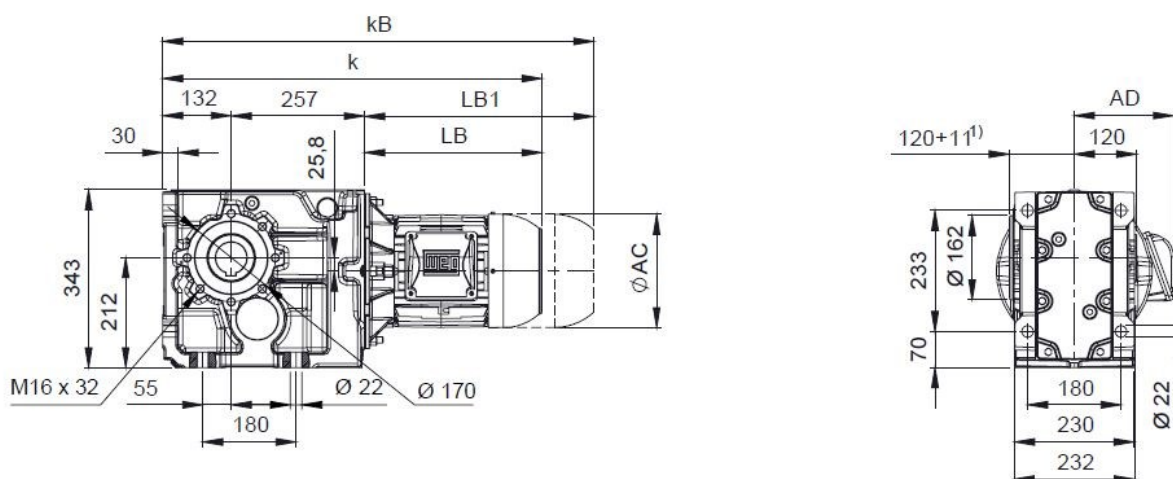


Fonte: Autoria própria (2023)

Para a realização da base de montagem do motorreductor, também foi obtido através de Catálogo do Fornecedor os dados para fixação do produto, de acordo com a Figura 31:

Figura 31 - Dimensões para montagem do motorreductor

N08 - Execução por pés



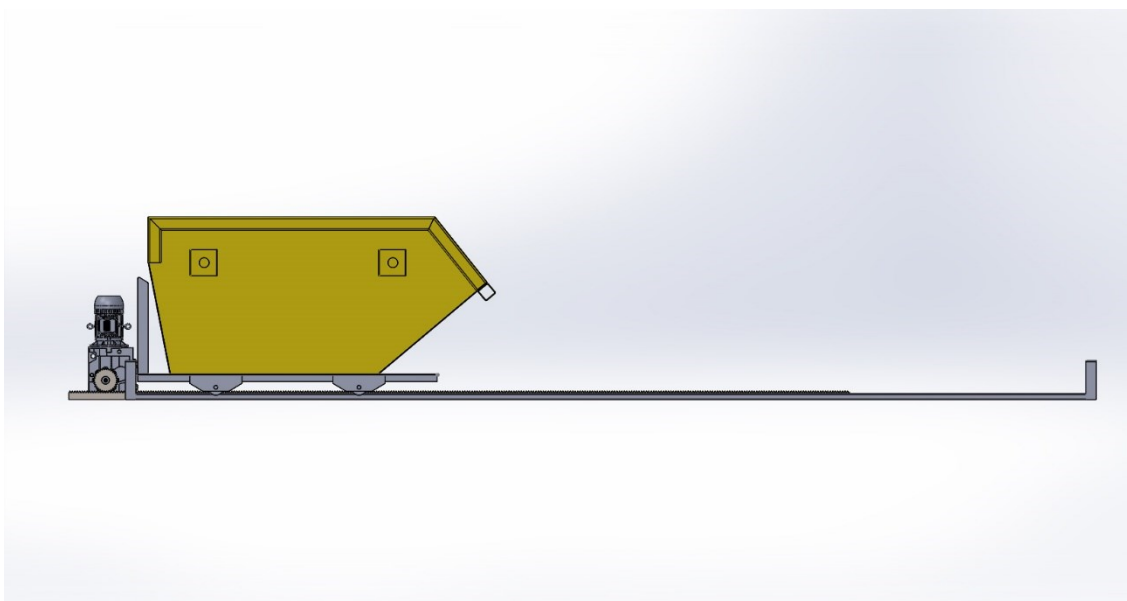
Fonte: Catálogo de motorredutores WEG CESTARI (2023)

Onde destaca-se a utilização de parafusos de fixação com dimensões do tipo M22, adicionados ao projeto para montagem do componente.

Com os componentes dimensionados e selecionados, e através da modelagem prévia, é possível realizar a montagem em projeto do sistema de tração formado pelo conjunto entre o motorreductor do tipo comercial e as engrenagens do tipo pinhão-cremalheira para o transporte da caçamba estacionária.

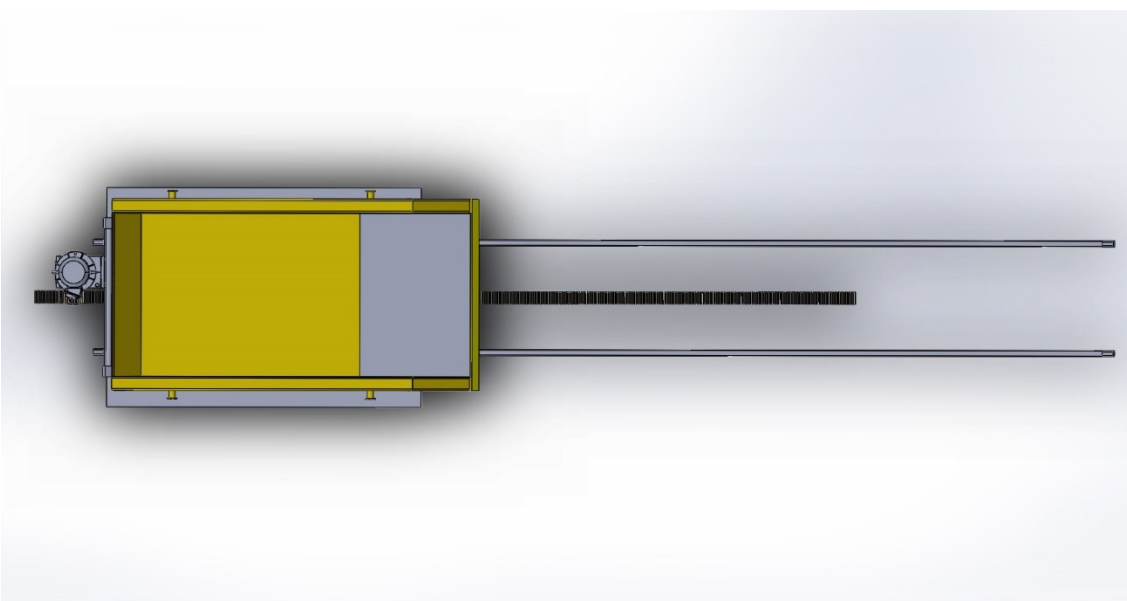
A montagem em projeto pode ser visualizada em diferentes perspectivas através das Figuras 32, 33 e 34:

Figura 32 - Vista frontal da montagem em projeto



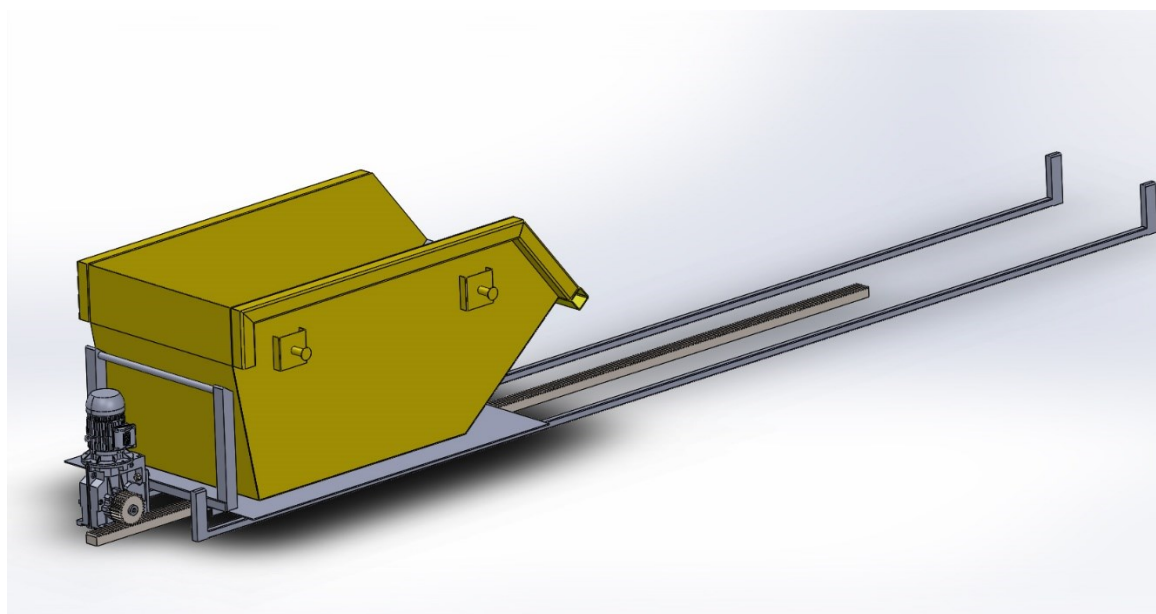
Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 33 - Vista superior da montagem em projeto



Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 34 - Perspectiva da montagem em projeto



Fonte: A autoria própria (2023)

5 CONCLUSÕES

Dos objetivos específicos estabelecidos para o presente trabalho, trata-se como satisfatório o dimensionamento obtido para os componentes mecânicos responsáveis pelo transporte do conjunto carrinho-caçamba estacionária.

Esse pode ser afirmado pela experiência prática previamente relatada em justificativa, onde o mecanismo atendeu à solicitação designada, e o desenvolvimento do trabalho permitiu o entendimento da importância das boas práticas de Engenharia, resultando em componentes mais robustos e que garantiriam maior solidez e durabilidade de funcionamento.

Em relação a garantir um sistema de tração de baixo custo e fácil manutenção, conclui-se que o objetivo foi atingido parcialmente, visto que o orçamento para compra ou fabricação de uma cremalheira das dimensões necessárias, não representava um dos meios mais econômicos citados, porém, sabe-se que através das boas práticas de Engenharia citadas, os componentes possuirão vida suficiente para garantir uma fácil manutenção.

Um dos pressupostos iniciais no desenvolvimento do projeto, foi garantir uma velocidade estimada para funcionamento da máquina, que representasse segurança para os colaboradores durante o seu uso, esse acaba por cumprir um dos objetivos específicos listados, que significava a preocupação com esse aspecto.

Outro ponto de destaque, é que o desenvolvimento direcionado através de referenciais teóricos, resultou em um conjunto de engrenagens com dimensões geométricas que garantirão maior confiança para que não ocorram possíveis problemas, devido a sua robustez e capacidade de engrenamento, preocupação que foi notada durante a experiência prévia com um pinhão-cremalheira considerados não adequados.

Experiência que também trouxe oportunidades para desenvolvimento de trabalhos futuros, de componentes que garantam ainda mais confiança para o sistema como um todo, cita-se a possibilidade de desenvolvimento de um mecanismo paralelo ao pinhão-cremalheira, que também possa ser acionado pelo operador, em caso de improvável descarrilhamento do carrinho ou outros problemas durante o transporte da carga, garantindo total integridade a tarefa. Como exemplo de um projeto visando esse objetivo, traz-se a ideia de uma polia com cabos de aço ligadas ao carrinho, e travamento ativado pelo operador em caso de emergência.

Outro ponto a ser comentado, é em relação a dificuldade que pode surgir para que a execução do projeto mecânico seja efetivo, pois, a base onde a cremalheira será soldada depende da execução de obras civis, visto que um perfil metálico é “chumbado” junto ao piso, resultando em possíveis desníveis que atrapalhariam o pleno funcionamento do mecanismo. Surge assim outra oportunidade de trabalho futuro, de um mecanismo com molas que possam servir como amortecimento ao sistema de tração, e contrabalancear os desníveis do piso.

Por fim, do último objetivo específico listado, conclui-se como um sucesso a montagem em projeto dos componentes responsáveis pelo transporte do conjunto carrinho-caçamba estacionária, onde foi possível posicionar todos os elementos de forma a executar as tarefas para posterior fabricação desse.

REFERÊNCIAS

- A.T.I. BRASIL. **Cremalheiras**. Disponível em: https://www.atibrasil.com.br/img/cms/Catalogos/ati-cremalheira_004.pdf. Acesso em: 10 jun. 2023.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10 ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.
- CARMO, R. C.; et al. **O gerenciamento do atrito na MRS Logística**. Rio de Janeiro: IME, 2007.
- COLLINS, J. A. **Projeto mecânico de elementos de máquina: uma perspectiva de prevenção da falha**. 1 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- FERNANDES, O. C. **Elementos de máquinas: introdução ao projeto de engrenagens cilíndricas**. 1 ed. São Carlos: USP, 2001.
- HALLIDAY, D.; RESNICK, R. **Fundamentos de física**. 9 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- HIBBELER, R. C. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 12 ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 5 ed. São Paulo: Pearson Pretince Hall, 2004.
- JUVINALL, R.C.; MARSHEK K. M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 4 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- KALOUSEK, J. **Railway track and structure: modifying and managing friction**. 1997.
- KOOM, Transmission de Precisión. **Catálogo de las transmisiones por cremallera Piñón**. Disponível em: <http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/engranaje/spitkoom.1.pdf>. Acesso em: 10 jun. 2023.
- LARMINIE, J.; LOWRY, J. **Electric Vehicle Technology Explained**. Londres: John Wiley & Sons, 2012. 344p.
- LERIPIO, A. A. **Gerenciamento de resíduos**. Itajaí: Univali, 2004.
- LOPES, J. C. L.; GALDINO, L. **Dimensionamento do sistema cremalheira pinhão de dentes retos**. Revista Augusto Guzzo. São Paulo, n. 12, 2013.
- MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas: engrenagens, correias, rolamentos chavetas, molas, cabos de aço, árvores**. 9 ed. Érica, 2008.

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

REBAH, F.B. et al. **Agro-industrial waste materials and wastewater sludge for rhizobial inoculant production: A review**. *Bioresource Technology*, v. 98, p. 3535-3546, 2007.

STIJEPOVIC, M.Z.; LINKE, P. **Optimal waste heat recovery and reuse in industrial zones**. *Energy*, v. 36, p. 4019-4031, 2011.

WEG CESTARI. **Catálogo de motorreductores WEG Cestari - Linha WCG20**. Disponível em: <https://static2.weg.net/medias/downloadcenter/haa/h15/WEG-CESTARI-motorreductor-WCG20-50111528-portuguese-web.pdf>. Acesso em: 10 jun. 2023.

WEI, M.S.; HUANG, K.H. **Recycling and reuse of industrial wastes in Taiwan**. *Waste Management*, v.21, p. 93-97, 2001.

WILTUSCHNIG, I. P. **Uma Proposta de Sistema de Frenagem Regenerativa para uma Máquina sem Escovas de Fluxo Magnético Axial**. 2013. 78 p. Projeto de Diplomação (Graduação em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.