



UNICESUMAR - UNIVERSIDADE DE MARINGÁ
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS TECNOLÓGICAS E
AGRÁRIAS CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA CORTE DE
BASE PARA COLHEITADEIRA DE CANA-DE-AÇÚCAR

GUSTAVO RAMIRES DE OLIVEIRA

MARINGÁ – PR

2024

Gustavo Ramires de Oliveira

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA CORTE DE
BASE PARA COLHEITADEIRA DE CANA-DE-AÇÚCAR**

Artigo apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da UNICESUMAR – Universidade de Maringá como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel(a) em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Prof. Dr. Fernando Pereira Calderaro.

MARINGÁ – PR

2024

GUSTAVO RAMIRES DE OLIVEIRA

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA CORTE DE
BASE PARA COLHEITADEIRA DE CANA-DE-AÇÚCAR**

Artigo apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da UNICESUMAR
– Universidade de Maringá como requisito parcial para a obtenção do título de
Bacharel(a) em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Prof. Dr. Fernando Pereira
Calderaro.

Aprovado em: ____ de ____ de ____.

BANCA EXAMINADORA

Nome do professor – (Titulação, nome e Instituição)

Nome do professor - (Titulação, nome e Instituição)

Nome do professor - (Titulação, nome e Instituição)

DIMENSIONAMENTO DE UMA CAIXA CORTE DE BASE PARA COLHEITADEIRA DE CANA-DE-AÇÚCAR

Gustavo Ramires de Oliveira

RESUMO

Este trabalho de conclusão de curso aborda o dimensionamento de uma caixa de corte de base para colheitadeira de cana-de-açúcar, um componente crucial para a eficiência da colheita mecanizada nesse setor. A caixa de corte é responsável por suportar as lâminas de corte e os mecanismos de transmissão necessários para realizar o corte preciso e eficiente da cana.

O estudo concentra-se na análise detalhada dos requisitos técnicos, como geometria das lâminas, ângulos de corte, resistência dos materiais e dimensionamento de componentes críticos como engrenagens e motor hidráulico. Utiliza-se modelamento computacional e simulação computacional para projetar e validar o desempenho da caixa de corte em diferentes condições operacionais.

O modelamento computacional permite simular o comportamento da caixa de corte sob diversas cargas de trabalho e condições de campo, enquanto a simulação computacional avalia a integridade estrutural, a resistência ao desgaste das lâminas e a eficiência do sistema de transmissão. Essas ferramentas são essenciais para otimizar o design da caixa de corte, garantindo durabilidade, eficiência operacional e minimizando o tempo de desenvolvimento.

Palavras-chave: Corte basal. Corte de Cana-de-açúcar. Colheitadeira. Colheita mecanizada. Eficiência do corte. Cana-de-Açúcar.

DIMENSIONALIZE OF A BASE CUTTER FOR A SUGAR CANE HARVESTER

ABSTRACT

This course completion work addresses the dimensionalize of a base cutter for a sugarcane harvester, a crucial component for the efficiency of a mechanized harvester in this sector. The cutting box is responsible for the support of the cutting blade and the transmission mechanisms necessary for the precise and efficient cutting of the sugarcane.

The study concentrates on the detailed analysis of a technical requirement, such as the geometry of the blades, cutting angle, solid mechanics and demencionalizing of critical components such as gears and hydraulic engine. Utilizing computational modeling and simulation are used to design and validate the performance of the base cutter under different operating conditions.

Computer modeling allows you to simulate the behavior of the base cutter under various workloads and field conditions, while computer simulation evaluates the structural integrity, wear resistance of the blades and the efficiency of the transmission system. These tools are essential for improving base cutter design, ensuring assurance, operational efficiency and minimizing development pace.

Keywords:

Basic cut. Sugarcane cutting. Harvester. Mechanized Harvest. Cutting efficiency. Sugar cane.

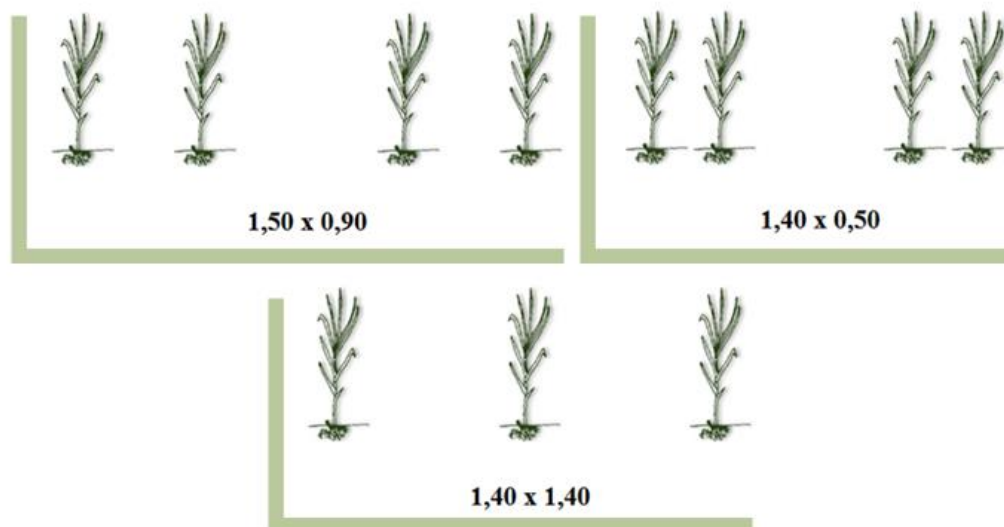
1 INTRODUÇÃO

O setor sucroenergético desempenha um papel fundamental na economia brasileira, destacando-se pela produção de açúcar, etanol e energia elétrica a partir da cana-de-açúcar. Dentro desse contexto, a eficiência na colheita mecanizada da cana-de-açúcar é crucial para garantir a competitividade e a sustentabilidade das operações agrícolas (Ferreira & Silva, 2021; Mendes & Carvalho, 2018). A colheita mecanizada, realizada por colhedoras de cana, demanda o uso de componentes robustos e eficientes para assegurar a integridade da cana e a otimização do processo produtivo.

Uma colheitadeira de duas linhas apresenta diversas vantagens em relação àquela que colhe apenas uma linha de cana, sendo a produtividade e a eficiência operacional os principais destaques (Gomes et al., 2018). Em termos de capacidade, uma colhedora de duas linhas consegue colher o dobro de área em um mesmo período de tempo, o que reduz significativamente o tempo necessário para concluir a colheita, especialmente em grandes lavouras. Esse ganho de produtividade também permite evitar perdas naturais da cana, que podem ocorrer devido à deterioração no campo, chuvas ou atrasos logísticos (Moura et al., 2019).

Enquanto a colheitadeira de uma linha simples consegue colher espaçamentos ou espaçamento alternado de 700 mm, a de duas linhas consegue até mesmo colher um plantio duplo alternado, graças à sua caixa de corte de base, que é o sistema responsável pelo corte basal da cana. Essa configuração mais ampla pode chegar a até 1150 mm de distância entre os tambores, aumentando incrivelmente a produtividade no campo (Revista Cultivar, 2024).

Figura 1 - Espaçamento de Plantio



Fonte: Revista Cultivar, 2024.

Além disso, o custo por tonelada colhida tende a ser menor em colhedoras de duas linhas, já que, apesar do investimento inicial mais alto, a operação demanda apenas um operador, menos combustível e suporte logístico para colher o equivalente a duas colhedoras de uma linha. Isso reduz os custos operacionais e aumenta o retorno sobre o investimento ao longo do tempo para o agricultor (Carvalho, 2015; Pereira, 2017). Outra vantagem é a menor compactação do solo, pois a colhedora realiza menos passadas no campo, o que ajuda a preservar a qualidade do solo para safras futuras (Barbosa et al., 2017).

Do ponto de vista ambiental e de sustentabilidade, uma colhedora de duas linhas também é mais eficaz. Embora consuma mais combustível em comparação com uma colhedora de uma linha, a relação entre consumo e produtividade é mais favorável, resultando em menor consumo de combustível por tonelada de cana colhida e, conseqüentemente, em menores emissões de gases de efeito estufa (Johnson & Taylor, 2019).

Esses fatores tornam as colhedoras de duas linhas especialmente vantajosas em propriedades de grande escala, onde o plantio é realizado em espaçamentos adequados e o terreno é mais uniforme. No entanto, essas máquinas exigem maior investimento inicial e adaptação do plantio. Ainda assim, o aumento da eficiência e os benefícios econômicos tornam essas máquinas superiores, atendendo melhor às demandas das usinas e do mercado sucroenergético (Mendes & Carvalho, 2018).

Dentre os principais sistemas das colhedoras de cana, a caixa de corte de base assume destaque por sua função crítica no processo de colheita. Ela é responsável pelo corte basal da cana próximo ao solo e deve combinar precisão, resistência e durabilidade para garantir uma operação eficiente, minimizando perdas e preservando a integridade da matéria-prima (Ferreira et al., 2016; Barbosa et al., 2017). A seleção de materiais adequados, como ligas de alta resistência, e o uso de métodos avançados de análise, como o dimensionamento por elementos finitos, são indispensáveis para atender aos requisitos operacionais desse componente.

O dimensionamento de uma caixa de corte envolve múltiplos fatores técnicos, incluindo esforços mecânicos, ângulos de ataque, potência necessária e outros aspectos que serão abordados adiante. Além disso, a utilização de normas e métodos consolidados de engenharia mecânica, como os propostos por Shigley et al. (2015), é fundamental para garantir a confiabilidade e a vida útil dos componentes em condições severas de trabalho.

Este trabalho de conclusão de curso tem como objetivo principal o dimensionamento de uma caixa de corte de base para colhedora de cana-de-açúcar de duas linhas, levando em consideração os critérios de eficiência operacional, durabilidade dos componentes e minimização de custos. A metodologia adotada envolverá uma análise detalhada dos parâmetros operacionais, materiais utilizados e técnicas de fabricação, bem como a aplicação de ferramentas de engenharia para o desenvolvimento de um projeto robusto e eficaz.

1.1 HISTÓRIA DA CANA-DE-AÇÚCAR E DA COLHEITA MECANIZADA

A cana-de-açúcar (*Saccharum spp.*) é uma planta de origem tropical, com suas primeiras domesticações ocorrendo há mais de 6.000 anos na Nova Guiné. Com o tempo, a cultura da cana-de-açúcar se expandiu para a Índia e a China, e eventualmente foi levada para o Oriente Médio pelos árabes. No século XVI, os colonizadores portugueses introduziram a cana-de-açúcar no Brasil, onde a planta encontrou condições ideais de crescimento devido ao clima tropical e solo fértil. Atualmente, o Brasil é um dos maiores produtores e exportadores de açúcar e etanol, contribuindo significativamente para a economia nacional (Oliveira, 2008; Silva, 2011).

A colheita da cana-de-açúcar, inicialmente, era feita de forma manual por trabalhadores que utilizavam ferramentas como facões ou machetes para cortar os colmos bem próximos ao solo. Antes do corte, era comum realizar a queima dos canaviais, uma prática utilizada para

eliminar folhas secas e afastar possíveis animais perigosos, facilitando a tarefa dos cortadores. Apesar de eficiente para a época, esse método trazia sérios problemas, como a exposição dos trabalhadores a condições precárias e os danos ambientais decorrentes das queimadas.

Figura 2 - Colheita manual



Fonte: Flickr, 2024.

Na segunda metade do século XX, a colheita da cana começou a se mecanizar, impulsionada tanto pelo avanço das tecnologias agrícolas quanto pela crescente preocupação com a sustentabilidade. As primeiras colhedoras foram projetadas para cortar, picar e limpar os colmos, iniciando uma substituição gradual do trabalho manual. Esse processo de mecanização foi intensificado pelas legislações que passaram a limitar o uso das queimadas, especialmente em estados como São Paulo, promovendo a adoção de máquinas na colheita da cana-de-açúcar.

Figura 3 - Colheita mecanizada



Fonte: Jornal Cana, 2024.

1.2 IMPORTÂNCIA DA COLHEITA MECANIZADA

A colheita mecanizada da cana-de-açúcar começou a ganhar destaque nas últimas décadas, substituindo gradualmente a colheita manual. Este avanço trouxe várias vantagens importantes para o setor:

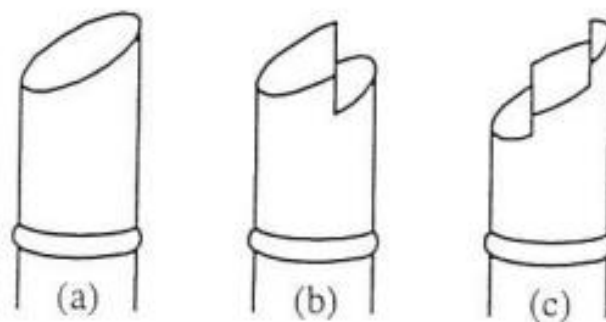
1. **Aumento da Produtividade:** Máquinas colhedoras podem colher grandes áreas em um tempo significativamente menor comparado à colheita manual, aumentando a eficiência operacional (Carvalho,2015).
2. **Redução de Custos:** A mecanização diminui a necessidade de mão de obra intensiva, resultando em uma redução dos custos operacionais e de produção (Pereira, 2017).
3. **Qualidade do Produto:** As colhedoras são projetadas para reduzir danos às hastes de cana durante o processo de colheita, garantindo a qualidade da matéria-prima (Santos et al.,2018).
4. **Sustentabilidade:** A mecanização facilita a adoção de práticas mais sustentáveis, como a colheita da cana crua, evitando a queima dos campos e reduzindo a emissão de poluentes (Barbosa,2019).

1.3 CAIXA CORTE DE BASE DA COLHEITADEIRA

A caixa de corte de base é um componente essencial das colhedoras de cana-de-açúcar, responsável pelo corte basal da planta e de encaminha-la para dentro do sistema de movimentação da máquina. O projeto eficiente desse componente é crucial para otimizar a operação e minimizar perdas. Pois caso o projeto seja ineficiente, pode ocorrer de arrancar a soqueira, prejudicando a lavoura e lucros futuros para o seu dono.

Formada por uma caixa de engrenagens, para promover um torque ideal do sistema, um tambor que é responsável por conduzir a cana-de-açúcar e ligar os discos com facas. O sistema de corte basal, é visto como o componente crucial para a definição de um bom projeto, visto as vantagens de se ter um corte limpo. Refere-se ao processo de cortar a cana próximo ao solo, garantindo a integridade do colmo sem causar danos significativos. Isso é essencial para preservar a qualidade da matéria-prima e facilitar o rebroto do canavial, maximizando a eficiência agrícola.

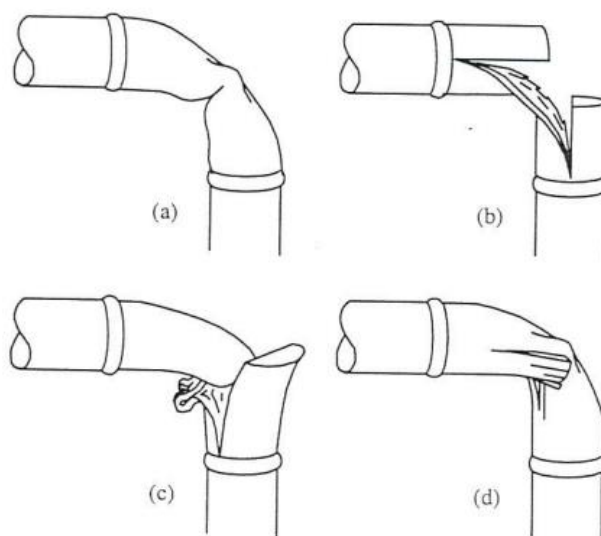
Figura 4 - Corte limpo da lâmina



Fonte: Sander Kroes, 1997.

Um corte que amassa ou esbagaça a cana gera problemas como perda de caldo, que pode fermentar e comprometer a qualidade da matéria-prima para produção de açúcar e etanol. Além disso, dificulta o transporte devido ao acúmulo de resíduos, prejudica o rebroto ao danificar a base da planta e aumenta a geração de fragmentos indesejados, impactando negativamente a eficiência produtiva e a sustentabilidade do cultivo.

Figura 5 - Corte incorreto da cana



Fonte: Sander Kroes, 1997.

As lâminas de corte, fixadas aos discos, trabalham em sincronia com o sistema de alimentação da colhedora, direcionando as fibras de cana para o processamento subsequente. O design serrilhado presente em algumas áreas da estrutura contribui para a estabilidade durante o corte e para a redução de deslizamento da matéria-prima facilitando assim a sua condução.

Figura 6 - Caixa corte de base



Fonte: John Deere, 2024.

1.4 OBJETIVO DO TRABALHO

Atualmente, no mercado de colhedoras de cana, já existem modelos com capacidade de colher em duas linhas simultaneamente, o que representa um avanço significativo em termos de produtividade e eficiência operacional. No entanto, uma característica comum entre esses equipamentos é a utilização de duas caixas de corte de base separadas, uma para cada linha de cana colhida. Essa configuração, embora funcional, apresenta limitações no que diz respeito à simplificação estrutural e à otimização de peso e custos.

De acordo com Mendes & Carvalho (2018), a complexidade adicional gerada pelo uso de múltiplas caixas em sistemas mecanizados pode impactar diretamente a manutenção e o desempenho dos equipamentos. Assim, a ideia de desenvolver uma única caixa de corte para operar em duas linhas oferece uma oportunidade de inovação ao combinar robustez, eficiência e redução de componentes, contribuindo para a simplificação do sistema e um possível ganho em durabilidade e redução de custos operacionais. Essa abordagem visa não apenas solucionar

desafios técnicos, mas também agregar valor à colheita mecanizada, atendendo às demandas do setor sucroenergético de forma mais eficaz.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para o correto dimensionamento da caixa de corte de base, é necessário estabelecer parâmetros operacionais que reflitam as condições práticas de uso, bem como as exigências técnicas do sistema. Esses critérios servem como base para o desenvolvimento de um projeto que atenda aos requisitos de eficiência, durabilidade e adequação ao contexto agrícola. A seguir, são apresentadas as principais considerações adotadas para guiar o processo de dimensionamento deste componente, com base em dados técnicos amplamente utilizados no setor e experiências prévias com modelos consagrados.

Será levado em consideração para dimensionamento, os principais elementos que definem a caixa. Constará com princípios de volume colhido, potência mínima do sistema, engrenagens, eixos e rolamentos.

De acordo com Mendes & Carvalho (2018), a complexidade adicional gerada pelo uso de múltiplas caixas em sistemas mecanizados pode impactar diretamente a manutenção e o desempenho dos equipamentos. Assim, a ideia de desenvolver uma única caixa de corte, para operar em duas linhas oferece uma oportunidade de inovação ao combinar robustez, eficiência e redução de componentes, contribuindo para a simplificação do sistema e um possível ganho em durabilidade e redução de custos operacionais. Essa abordagem visa não apenas solucionar desafios técnicos, mas também agregar valor à colheita mecanizada, atendendo as demandas do setor sucroenergético de forma mais eficaz.

2.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Para o desenvolvimento deste trabalho, foram estabelecidos parâmetros e premissas baseados em dados da literatura consolidada de *Sander Kroes*, testes práticos e características do sistema estudado. Esses critérios visam garantir uma base sólida para os métodos analíticos e as simulações realizadas. As quais serão:

- Produtividade do canavial: 100 T/ha (Tonelada/Hectare).
- Velocidade de avanço: 5 Km/h.
- Espaçamento: Duplo alternado de 1,5m;

- Disco de corte: Serão usados 2 discos de corte de 1140mm (1,14m);
- Velocidade tangencial do disco: 22,5 m/s;
- Material do Eixo: SAE 4140;
- Material da Engrenagem: SAE 4140.

A obtenção dos valores a cima são medias de testes obtidos em campo, usuais em usinas e plantações próprias. Com base nesses parâmetros, o dimensionamento, buscando atender à capacidade operacional exigida, enquanto se mantém a robustez e a confiabilidade estrutural do sistema. Esses critérios foram definidos de maneira a alinhar as características do projeto às necessidades do setor sucroenergético, garantindo que o equipamento possa operar de forma eficiente dentro das condições de campo previstas. A partir dessas considerações, serão desenvolvidas as análises detalhadas e a modelagem técnica que fundamentam o desenvolvimento do projeto.

2.2 VANTAGENS DO PROJETO BEM-DIMENSIONADO

A importância do dimensionamento adequado da caixa de corte de base está na sua capacidade de influenciar diretamente a eficiência e a sustentabilidade da colheita mecanizada. Este estudo visa proporcionar uma análise detalhada e um projeto otimizado deste componente, contribuindo para o avanço tecnológico e operacional do setor sucroenergético. Podendo ser:

- Eficiência Operacional: Reduz o consumo de energia da colhedora e aumenta a velocidade da colheita.
- Redução de Perdas: Minimiza a perda de cana durante o corte, garantindo maior rendimento.
- Durabilidade: Aumenta a vida útil do componente, reduzindo os custos de manutenção e substituição.
- Qualidade do Corte: Garante um corte limpo e preciso, preservando a qualidade da matéria-prima, para a produção de açúcar e etanol (Nogueira, 2018).

3 DESENVOLVIMENTO

O desenvolvimento do dimensionamento da caixa de corte de base para colhedora de cana-de-açúcar envolve uma análise detalhada dos requisitos operacionais, a seleção criteriosa dos materiais e o design metódico do componente. A integração de testes por simulações computacionais garantirá que o produto final não apenas atenda, mas exceda as expectativas em termos de eficiência e durabilidade, e que o custo para conclusão do projeto seja minimizado o máximo possível, sendo necessário poucos testes práticos. Este processo é fundamental para a inovação e melhoria contínua das práticas de colheita mecanizada no setor sucroenergético. A ordem adotada para o desenvolvimento dos cálculos depende entre si, portanto começará definindo as velocidades dos elementos.

3.1 VELOCIDADE ANGULAR DO DISCO DE CORTE

Ao adotar previamente uma velocidade tangencial de 22,5 m/s, que é um valor amplamente utilizado e adequado às condições de colheita mecanizada, será calculado a velocidade angular ideal para o disco de corte pela equação (1).

$$V_t = \frac{\phi \cdot \pi \cdot N}{60} \rightarrow N = \frac{60 \cdot V_t}{\phi \cdot \pi} \rightarrow N = \frac{60 \cdot 22,5}{1,14 \cdot \pi} \rightarrow N = 376,94RPM \cong 377 RPM \quad (1)$$

Onde:

- ϕ = Diâmetro do disco (m);
- N = Velocidade angular (RPM);
- V_t = Velocidade tangencial do disco (m/s).

A velocidade angular ideal para os discos de corte é de aproximadamente 377 RPM. A velocidade angular do disco é igual a rotação de saída da caixa de corte como pode observar na equação (2).

$$N_{Disco} = N_{saída} \rightarrow 377RPM = 377RPM \quad (2)$$

3.2 VELOCIDADE DE ENTRADA DA CAIXA

Para determinar a velocidade de entrada da caixa de corte, será considerado inicialmente um conjunto de engrenagens que servirá como base para os cálculos. Esse conjunto será analisado e, posteriormente, redimensionado conforme as necessidades específicas do sistema, levando em conta a relação entre a velocidade de entrada e a velocidade angular necessária para os discos de corte. Sendo a equação (3).

$$Z_1 \cdot N_1 = Z_2 \cdot N_2 \rightarrow N_1 = \frac{Z_2 \cdot N_2}{Z_1} \rightarrow$$
$$N_1 = \frac{61 \cdot 377}{18} = 1227,6 \text{RPM} \cong 1228 \text{RPM}$$
(3)

Onde:

- Z_1 = Número de dentes da coroa;
- Z_2 = Número de dentes do pinhão;
- N_1 = Velocidade de entrada da caixa (RPM);
- N_2 = Velocidade angular do disco (RPM).

A relação de entrada na caixa de corte de base então calculada, será de 1228 RPM. A qual é utilizada para rotação do motor hidráulico.

3.2 POTÊNCIA ABSORVIDA PELO SISTEMA

Para determinar a potência, é necessário compreender qual será a quantidade de cana-de-açúcar colhida. O comprimento linear de um hectare (ha), será calculado como (4).

$$L = \frac{ha}{L_p} \rightarrow L = \frac{10000}{1,5} \rightarrow L = 6.666,67m$$
(4)

Onde:

- L = Comprimento linear (m);
- ha = Hectare (ha);
- L_p = Distância entre ruas (m).

Estando calculado o comprimento linear (4), a produtividade por metro linear, será calculada conforme a seguinte equação (5).

$$P_{caixa} = \frac{(P_{canavial} \cdot 1000)}{L} \rightarrow P_{caixa} = \frac{100 \cdot 1000}{6.666,67} = 14,99 \cong \frac{15Kg}{m_{linear}} \quad (5)$$

Onde:

- P_{caixa} = Produtividade da caixa ($\frac{Kg}{m_{linear}}$);
- $P_{canavial}$ = Produtividade por hectare (T/ha);
- L = Comprimento linear (m).

O cálculo da quantidade de cana colhida, que por sua vez em uma velocidade fixa de 5 Km/h será realizada a partir da equação (5).

$$Q_h = V_{avanço} \cdot 1000 \cdot P_{caixa} \rightarrow Q_h = 5 \cdot 1000 \cdot 15 = 75.000Kg/h \quad (6)$$

Onde:

- Q_h = Quantidade de cana colhida (Kg/h);
- $V_{avanço}$ = Velocidade de avanço (Km/h).

Determinação da potência absorvida pelo sistema, que será calculada para uma linha, já que adotaremos 2 motores para o projeto. Será utilizada a equação da norma ASAE D497, adaptada de forrageiras.

$$P = 1500 + 0,92 \cdot Q_h \rightarrow P = 1500 + 0,92 \cdot 75.000 \rightarrow P = 70.500W = 70,5KW \quad (7)$$

Onde:

- P = Potência absorvida (KW).

Agora com a potência absorvida calculada (7), podemos então concluir que teremos que usar 2 motores hidráulicos de 70,5 KW (96CV) cada, pois o cálculo foi feito pensando em uma rua, logo para o plantio alternado de duas linhas a potência requerida da máquina será o dobro. Feito então os cálculos, encontramos os valores que precisamos para o dimensionamento dos outros componentes do sistema.

A partir desses cálculos, será possível dimensionar os componentes do sistema de acionamento, como motores, engrenagens e transmissões, de forma a atender às demandas

operacionais e garantir a eficiência e durabilidade do sistema de corte. Essa análise é crucial para o funcionamento adequado da caixa de corte de base.

3.3 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS

Nesta seção, será realizada uma análise detalhada para garantir que as engrenagens sejam dimensionadas de forma a minimizar o desgaste, prolongando a vida útil do sistema e assegurando a confiabilidade da caixa de corte. O objetivo é balancear as exigências de desempenho e durabilidade, atendendo as condições severas de operação do setor sucroenergético.

O cálculo será concentrado no pinhão porque ele é o componente que geralmente sofre as maiores solicitações mecânicas no conjunto de engrenagens. Por ser menor que a engrenagem coroa, o pinhão apresenta um número reduzido de dentes, o que resulta em maior concentração de carga em cada dente durante a transmissão de potência. Isso aumenta a probabilidade de desgaste, falha por fadiga e tensões de contato excessivas no pinhão em comparação à coroa.

Além disso, o pinhão tende a operar com uma velocidade angular mais elevada, o que intensifica os ciclos de carregamento em seus dentes. Essa frequência de ciclos elevados faz com que o pinhão esteja mais suscetível ao desgaste progressivo e a falhas mecânicas. Com base em cálculos anteriores, e dados pré-definidos, será adotados os seguintes valores:

- $Z_1 = 18z$;
- $N_1 = 1228 \text{ RPM}$;
- Material = SAE 4140;
- Dureza = 55 HRC;
- Ângulo de pressão = 20° ;
- Relação de engrenagem bi apoiada = 0,5;
- Tensão Admissível SAE 4140 = 170 N/mm^2

Tomando sequência, para prosseguir o dimensionamento da engrenagem, é necessário calcular o torque gerado, que posteriormente há de ser utilizado no dimensionamento do eixo também.

$$T = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P}{N_1} \rightarrow T = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{70.500}{1228} \rightarrow T = 548,23 N.m = 584.229 N.mm \quad (8)$$

Onde:

- T = Torque (N.mm);
- P = Potência absorvida (KW);
- N_1 = Velocidade de entrada da caixa (RPM).

Para definir o volume mínimo do pinhão, deve ser calculado pela fórmula (9) a qual é feita pelo critério de desgaste.

$$b \cdot dp^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{MT}{P_{adm}^2} \cdot \frac{i \pm 1}{i \pm 0,14} \cdot \varphi \quad (9)$$

Onde:

- b = Largura da engrenagem (mm);
- D_p = Diâmetro primitivo (mm);
- MT = Momento torçor (N.mm);
- P_{adm} = Pressão admissível (MPa);
- i = Relação de transmissão;
- φ = Fator de serviço.

Cálculo da relação de transmissão (10), é o qual define a proporção entre a velocidade angular ou o número de rotações de duas engrenagens acopladas.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \rightarrow \frac{61}{18} = 3,388 \quad (10)$$

Cálculo da pressão admissível, utilizado para garantir que os dentes possam suportar as tensões de contato durante a operação (11).

$$P_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{w^{\frac{1}{6}}} \quad (11)$$

Onde:

- HB = Dureza *Brinell* (N/mm²);
- w = Fator de durabilidade.

Logo, para encontrar o fator de durabilidade (w) será através da equação (12).

$$w = \frac{60 \cdot N_1 \cdot H}{10^6} \rightarrow w = \frac{60 \cdot 1228 \cdot 10.000}{10^6} = 736,8^{\frac{1}{6}} \rightarrow \sqrt[6]{736,8} = 3 \quad (12)$$

Onde:

- N_1 = Velocidade de entrada da caixa (RPM);
- H = Duração do par (h).

Substituindo na equação (11), é calculado então a pressão admissível.

$$P_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{\frac{1}{w^{\frac{1}{6}}}} \rightarrow P = \frac{0,487 \cdot 5550}{3} \rightarrow P_{adm} = \frac{900,95N}{mm^2} \quad (11)$$

Encontrado agora a pressão admissível, pode-se partir para o cálculo final do volume mínimo da engrenagem pinhão. Então retornando para a primeira equação e substituindo os valores:

$$b \cdot dp^2 = 5,72 \cdot 10^5 \cdot \frac{548,229}{900,95^2} \cdot \frac{3,388 \pm 1}{3,388 \pm 0,14} \cdot 1,5 \rightarrow b \cdot dp^2 = 720.462,6 \text{ mm}^3$$

Onde:

- $b \cdot dp^2$ = Volume mínimo do pinhão (mm³).

Com isso conclui-se que para o pinhão suportar a pressão de contato da relação e torque, terá que ter um volume mínimo de 720.462,6mm³. Um ponto importante dessa parte do cálculo é que o volume da engrenagem impacta a eficiência do sistema, pois está relacionado ao peso e a inércia do componente. No caso específico do pinhão, o cálculo do volume é ainda mais crítico, pois ele é submetido a cargas mais intensas devido ao menor número de dentes e maior frequência de ciclos de contato.

Em seguida será desenvolvido o cálculo da relação para engrenagens bi apoiadas, que significa que tanto o pinhão quanto a coroa estão sustentados em dois pontos ao longo de seus eixos, que no caso desse projeto são rolamentos. Essa configuração oferece maior estabilidade estrutural ao sistema, minimizando deformações e reduzindo vibrações durante a colheita. Isso é especialmente importante em sistemas sujeitos a cargas elevadas.

Substituindo então a largura inicial do dente (b), por 0,5 definido anteriormente, e adicionando ao cálculo (13).

$$0,5dp \cdot dp^2 = 720 \ 462,6 \rightarrow 0,5dp^3 = 720 \ 462,6 \rightarrow \quad (13)$$

$$dp = \sqrt[3]{\frac{720\,462,6}{0,5}} = 112,948 \text{ mm} \cong 112,95 \text{ mm}$$

Determinando previamente o módulo, pode ser calculado pela equação (14).

$$dp = m \cdot Z_1 \rightarrow 112,95 = m \cdot 18 \rightarrow m = \frac{112,95}{18} = 6,275 \text{ mm} \quad (14)$$

Onde:

- m = Módulo (mm);
- Z_1 = Dentes do pinhão.

O valor obtido pela determinação do módulo não pode ser utilizado para os cálculos a diante, pelo fato que a norma DIN 780 estabelece os padrões para o módulo das engrenagens.

Figura 7 - Tabela de módulos

Módulo (mm)	Incremento (mm)
0,3 a 1,0	0,10
1,0 a 4,0	0,25
4,0 a 7,0	0,50
7,0 a 16,0	1,00
16,0 a 24,0	2,00
24,0 a 45,0	3,00
45,0 a 75,0	5,00

Fonte: Melconian, 2019.

Sendo o valor calculado de 6,275mm ser muito próximo de 6,5mm que é o incremento subsequente dele, adotaremos essa nova medida. Então calculando o novo diâmetro primitivo conforme a equação (14).

$$dp = m \cdot Z \rightarrow dp = 6,5 \cdot 18 = \varnothing 117 \text{ mm} \quad (14)$$

Dessa forma a largura mínima da engrenagem deve ser calculada com os valores atualizados conforme a equação (15).

$$b \cdot dp^2 = \frac{720.462,6}{dp^2} \rightarrow b = \frac{720.462,6}{(117^2)} \rightarrow b = 52,63mm \cong 53mm \quad (15)$$

Por fim será feito uma verificação analítica da engrenagem do pinhão, utilizando o critério de flexão na raiz do dente e a verificação das tensões atuantes nessa região, que para ser validado a tensão máxima na raiz do dente deve ser menor ou igual a tensão admissível do material. Com base nos resultados, serão verificadas as condições de segurança do projeto, e, caso necessário, ajustes poderão ser realizados nas dimensões ou no material da engrenagem para atender as exigências operacionais. Sendo calculado pela equação (16).

$$\sigma = \frac{F_t \cdot q \cdot \varphi}{b \cdot m} \quad (16)$$

Onde:

- σ = Tensão na raiz do dente (N/mm²);
- F_t = Força Tangencial (N);
- m = Módulo (mm);
- φ = Fator de serviço;
- b = Largura da engrenagem (mm);
- q = Fator de forma.

Calculando a força tangencial pela equação (17).

$$\sigma = \frac{9.371,43 \cdot 3,5 \cdot 1,5}{53 \cdot 6,5} \rightarrow \sigma = 142,81 \frac{N}{mm^2} \quad (17)$$

Analisando a tensão pelo material SAE 4140 com dureza de 55HRC, que possui uma tensão admissível de 170N/mm², conclui-se que está dimensionada corretamente pelo método analítico através do critério de desgaste.

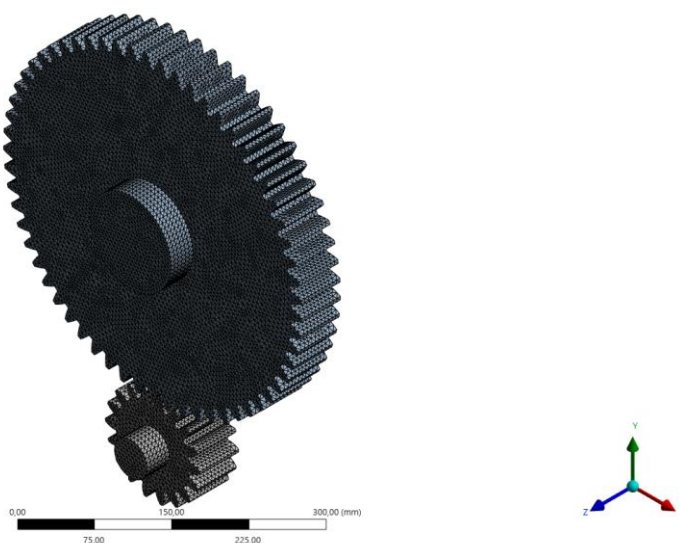
Após o dimensionamento analítico da engrenagem, é fundamental validar os resultados obtidos utilizando ferramentas computacionais avançadas. Para isso, será realizada uma simulação de dinâmica explícita no software *Ansys Mechanical*, que permitirá uma análise detalhada do comportamento da engrenagem sob condições reais de

operação. Essa abordagem possibilita avaliar as tensões atuantes, as deformações e o desempenho estrutural com maior precisão, considerando fatores que podem não ter sido completamente modelados no método analítico.

A simulação dinâmica explícita é particularmente adequada para este tipo de estudo, pois consegue capturar com precisão os efeitos do contato entre os dentes da engrenagem, as variações de carga ao longo do tempo e as condições dinâmicas do sistema. Por meio dessa validação, será possível comparar as tensões máximas obtidas na simulação com os valores analíticos previamente calculados, verificando a consistência do dimensionamento e identificando possíveis melhorias no projeto.

Começando pela malha, será utilizado um método *Multi-Zone*, com elementos de no máximo 5mm, para garantir que a checagem de qualidade da malha, obteremos uma qualidade superior a 0,7 jacobianos.

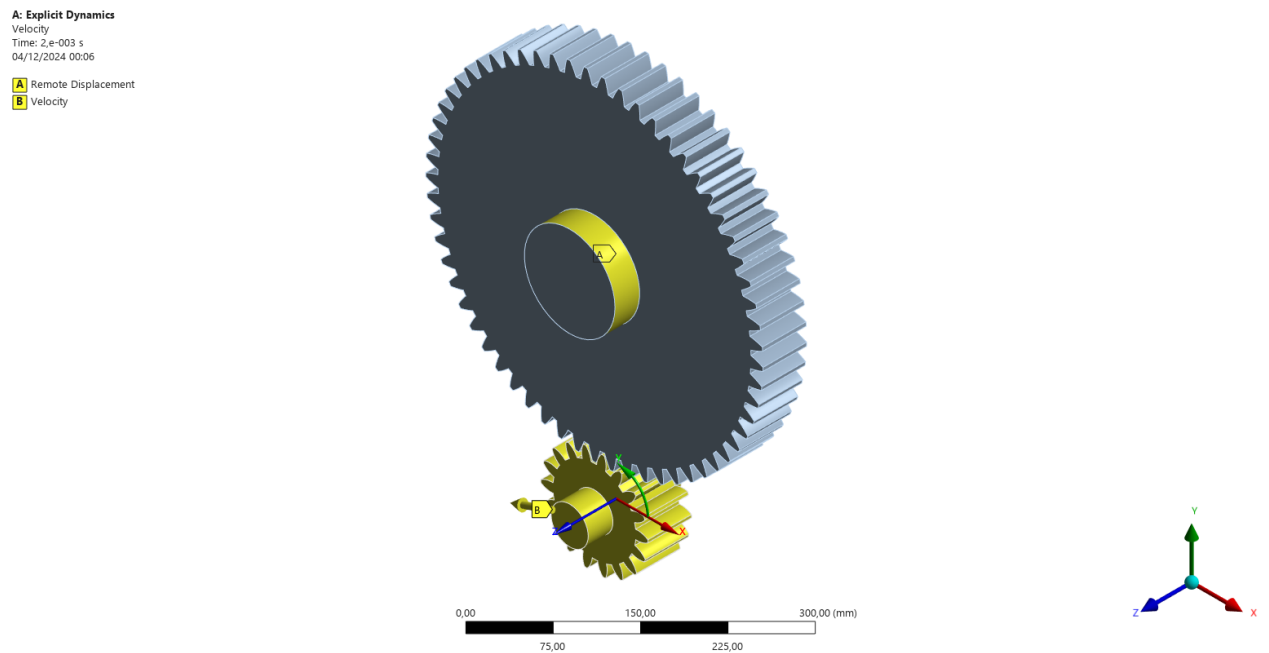
Figura 8 - Malha



Fonte: Autor, 2024.

Em seguida, é definido os pontos de apoio e relações de deslocamento, utilizando a mesma velocidade de rotação de entrada calculado anteriormente de 1228RPM.

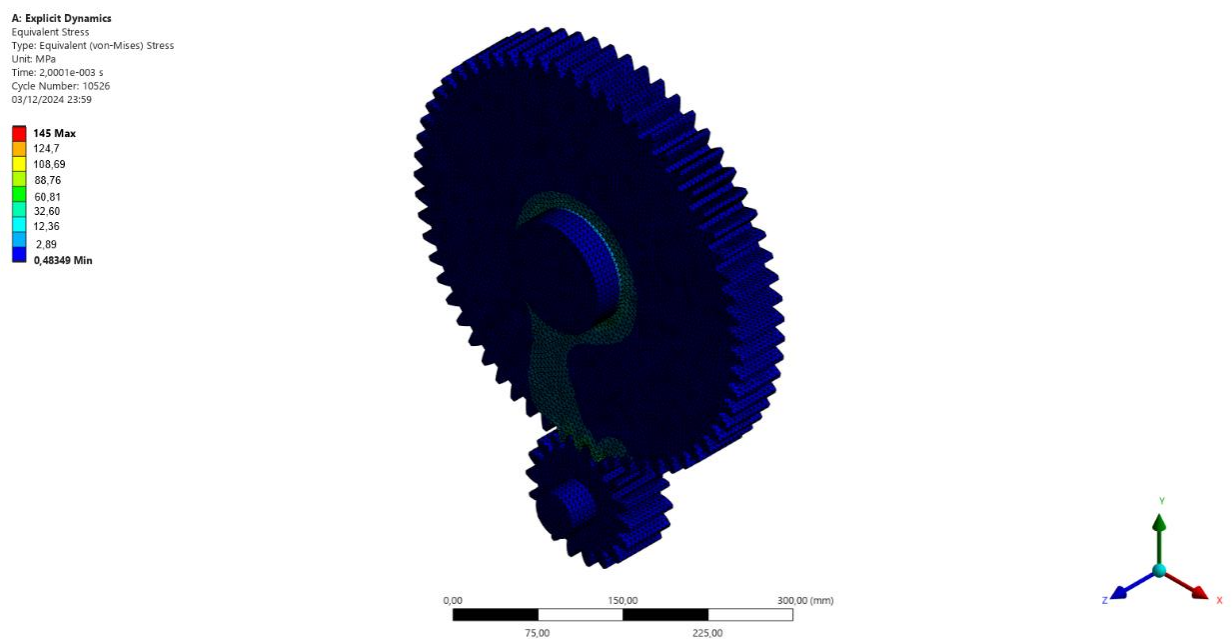
Figura 9 - Relações de apoio



Fonte: Autor, 2024.

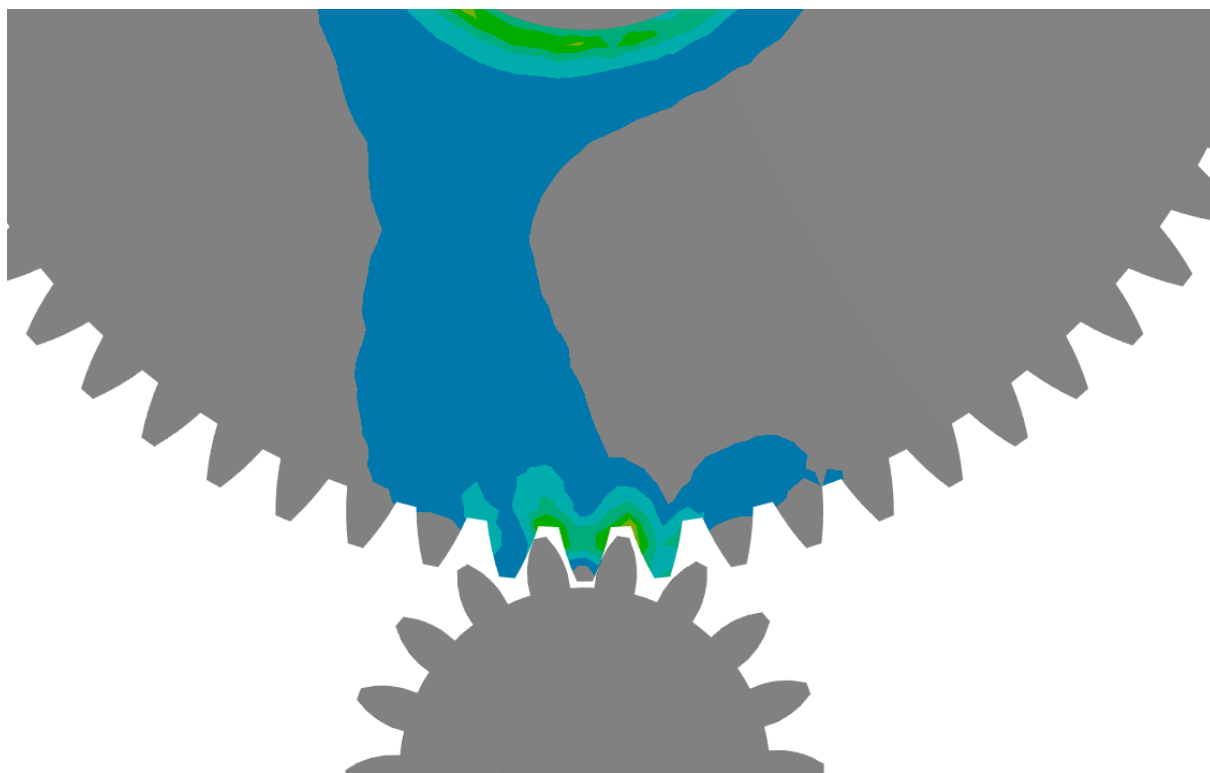
Por fim, ao utilizar o solver de dinâmica explícita no Ansys Mechanical, os resultados fornecidos pelo software serão detalhados e específicos para o comportamento da engrenagem sob condições dinâmicas de carga.

Figura 10 - Engrenagem - Tensões



Fonte: Autor, 2024.

Figura 11 - Vista detalhada da raiz do dente



Fonte: Autor, 2024.

Com base nos cálculos e análises realizadas, foi possível verificar a resistência da engrenagem utilizando o critério de flexão na raiz do dente foi de no máximo 145MPa, o que comprova o modelo analítico e garantindo que as tensões atuantes permanecessem dentro dos limites admissíveis do material. Essa etapa foi crucial para assegurar a confiabilidade estrutural do sistema, validando que o projeto atende às exigências operacionais e pode suportar as condições severas de carga e uso previstas.

3.4 DIMENSIONAMENTO DO EIXO

O eixo do tambor da caixa de corte de base é um componente essencial no sistema de colheita mecanizada de cana-de-açúcar, desempenhando a função de transmitir o movimento rotativo e suportar as forças geradas pelo disco de corte durante a operação. Além de suportar o torque necessário para a rotação dos discos, o eixo também é responsável por resistir as cargas axiais e radiais resultantes do contato com a cana e das condições operacionais adversas, como vibrações e impactos.

Devido a sua importância, o dimensionamento correto do eixo é crucial para garantir a integridade estrutural e o desempenho do sistema como um todo. Esse processo envolve a análise das tensões combinadas de flexão e torção. Para isso, serão utilizados os esforços provenientes das cargas aplicadas e as propriedades mecânicas do material selecionado, neste caso, o aço SAE 4140 e levando em consideração que para facilitar a montagem será usado um eixo maciço, o fator de forma (b) será 1.

O objetivo do dimensionamento é assegurar que o eixo opere de maneira segura e eficiente, atendendo às exigências do sistema de corte de base e contribuindo para a confiabilidade e a longevidade da colhedora como um todo. Nesta etapa, serão realizadas análises detalhadas para validar o projeto, garantindo que as tensões atuantes permaneçam abaixo dos limites admissíveis e que o componente suporte as condições severas de trabalho no campo.

Para iniciar o dimensionamento do eixo, é necessário calcular a força tangencial (F_t) que a engrenagem aplicará ao eixo conforme a equação (18).

$$F_t = \frac{2M_T}{D_p} \rightarrow F_t = \frac{2 \cdot 548.299}{117} \rightarrow F_t = 9371,43N \quad (18)$$

Onde:

- F_t = Força tangencial (N);
- M_T = Torque (N.mm);
- D_p = Diâmetro primitivo (mm).

Em seguida, a força radial (F_r) também deverá ser calculada conforme a equação (19).

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \rightarrow F_r = 9371,43 \cdot \tan(20) \rightarrow F_r = 3410,92N \quad (19)$$

Onde:

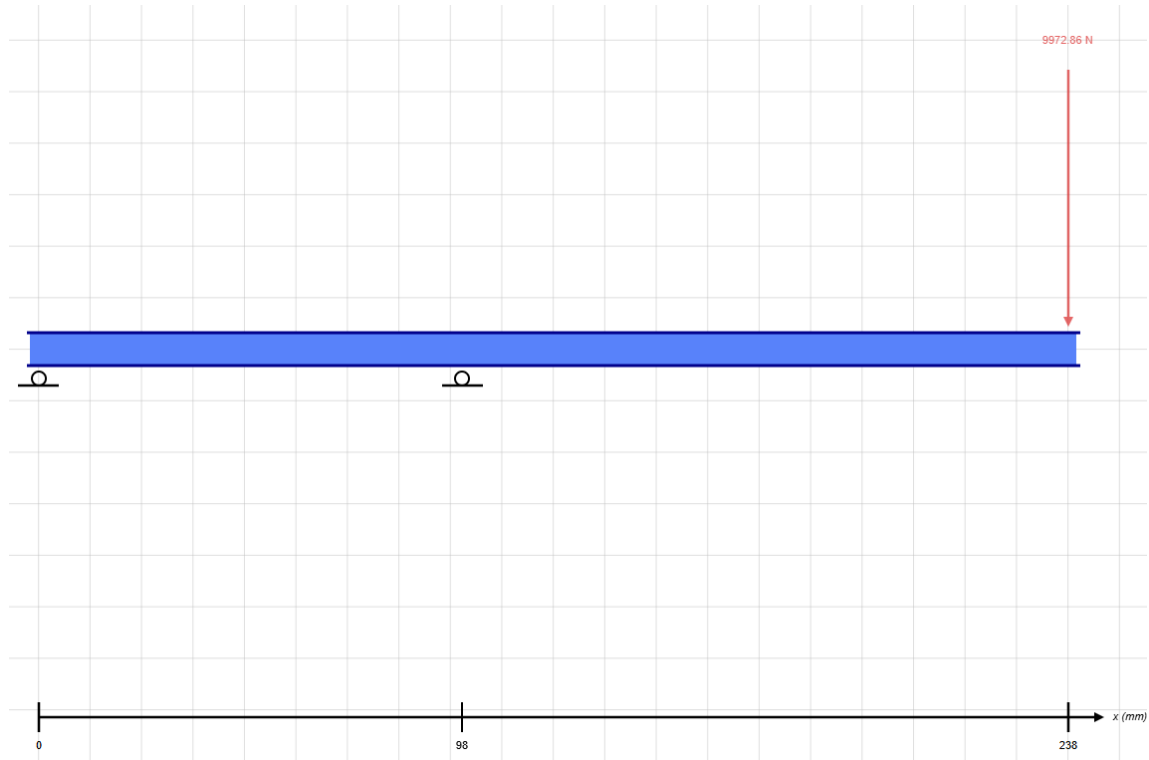
- F_r = Força radial (N);
- α = Ângulo de pressão (graus).

Por fim, com a força resultante e a radial encontradas, será calculada a força resultante (F_n) através da equação (20).

$$F_n = (F_t^2 + F_r^2)^{0,5} \rightarrow F_n = \sqrt{9371,43^2 + 3410,92^2} \rightarrow F_n = 9972,86N \quad (20)$$

Sendo dessa forma, será montado o DCL (diagrama de corpo livre) do eixo em questão, que será representado conforme a figura (13).

Figura 12 - Diagrama de corpo livre do eixo



Fonte: Autor, 2024.

Para determinar a resistência e a estabilidade do eixo do tambor da caixa de corte de base, é essencial calcular o momento fletor máximo que atua sobre ele. Esse momento ocorre devido as forças radiais aplicadas ao eixo, combinadas com o espaçamento entre os apoios. A identificação do momento fletor máximo é fundamental para verificar as tensões geradas no eixo e garantir que ele opere dentro dos limites admissíveis de segurança e durabilidade. A seguir, será realizada a análise considerando as condições de carregamento e geometria do sistema.

$$M_{\max} = F_n \cdot l_a \rightarrow M_{\max} = 9972,86 \cdot 140 \rightarrow M_{\max} = 1.396.200,4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (21)$$

Onde:

- $M_{m\acute{a}x}$ = Momento máximo (N.mm);
- l_a = Comprimento de A  carga (mm);
- F_n = Força tangencial (N).

Em seguida  necessário encontrar as rees dos apoios, o mais próximo a carga “A” e o mais distante “B”. Será deduzido através das equações (22) e (23).

$$R_B = 9972,86 \cdot \left(\frac{140}{98}\right) \rightarrow R_B = 14246,94N \quad (22)$$

$$R_A = 9972,86 \cdot \left(\frac{238}{98}\right) \rightarrow R_A = 24.219,80N \quad (23)$$

É importante ressaltar que foi levado em consideração que a carga no apoio “A” será o único a ser calculado, devido a ser o apoio que mais afetado pela força localizada no sistema. Logo dimensionando para ele a carga no apoio “B” já será satisfeito. Sendo assim ao escolher um rolamento, poderá ser simplificada a montagem, afinal essa carga é a mesma que atua nele. Bastando escolher com a vida útil desejada.

Conforme a escolha inicial do ao para o eixo ser o SAE 4140, em uma escala de Dureza *Rockwell C*, de 55HRC, em condição de tratamento térmico padrão (normalizado), o valor tpico de limite de escoamento de 415 MPa. Conforme descrito por Melconian (2012) no livro *Elementos de Máquinas* (11a edição, p. 248), para os aos não listados na Tabela 12.3, recomenda-se a utilização de um coeficiente de segurança (k) entre 5 e 7 para esforços de flexão e entre 6 e 9 para esforços de torção, de modo a garantir a confiabilidade e segurança no dimensionamento.

Para este projeto cujo objetivo inicial contempla ter um custo reduzido, foi adotado o coeficiente de segurança 5 para flexão e 6 em torção, que assim ficará conforme os resultados das equações (24) e (25).

$$\sigma_{af} = \frac{415}{5} \rightarrow \sigma_{af} = 83 \frac{N}{mm^2} \quad (24)$$

Onde:

- σ_{af} = Tensão admissível de flexão (N/mm²).

$$\sigma_{at} = \frac{415}{6} \rightarrow T\sigma_{at} = \frac{69,17N}{mm^2} \quad (25)$$

Onde:

- σ_{at} = Tensão admissível de tração (N/mm²).

Para simplificação dos cálculos, vai ser utilizado o coeficiente de Bach. Que é uma correção utilizada no dimensionamento de eixos, principalmente em regiões críticas, como filetes ou transições de diâmetro, onde ocorre concentração de tensões. Ele é aplicado para ajustar o cálculo das tensões reais em relação às tensões nominais, levando em conta a geometria do eixo e o tipo de carga (flexão, torção ou combinada). Conforme a equação (26) apresenta.

$$K_t = \frac{\sigma_{af}}{\sigma_{at}} \rightarrow K_t = \frac{83}{69,17} \rightarrow K_t = 1,357 \quad (26)$$

Onde:

- K_t = Coeficiente de Bach.

Para o cálculo do momento ideal, é essencial integrar os esforços combinados, resultantes das forças tangenciais, radiais e axiais, que geram tensões ao longo do eixo. Esse momento ideal será utilizado para definir a seção necessária do eixo, garantindo que as tensões atuantes estejam dentro dos limites admissíveis do material, considerando também o coeficiente de Bach e outros fatores de correção para concentrações de tensões será definido pela equação (27).

$$M_i = \sqrt{M_{\max}^2 + \left(\frac{K_t}{2} \cdot M_T\right)^2} \rightarrow M_i = \sqrt{1.396.200,4^2 + \left(\frac{1,357}{2} \cdot 548.299\right)^2} \rightarrow \quad (27)$$
$$\rightarrow M_i = 1.444.901,29 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Encerrando, o cálculo para o diâmetro mínimo do eixo será dado por:

$$d = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{b \cdot M_i}{\sigma_{af}}} \rightarrow d = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 1.444.901,29}{83}} \rightarrow d = \varnothing 56,24 \text{ mm} \quad (27)$$

Onde:

- d = Diâmetro mínimo (mm);

- σ_{af} = Tensão admissível de flexão (N/mm²);
- b = Fator de forma.

Com base nos cálculos realizados, o diâmetro do eixo maciço foi determinado como 56,24 mm, atendendo aos critérios de resistência estrutural e segurança operacional. Esse valor assegura que o eixo seja capaz de suportar os esforços combinados de torção e flexão, além de resistir às tensões atuantes, mesmo em condições severas de operação.

Para validar os resultados do dimensionamento analítico do eixo, será realizada uma simulação computacional no *Ansys Mechanical* utilizando o módulo de estática estrutural. Essa abordagem permitirá verificar as tensões e deformações no eixo sob condições de carregamento estático, considerando os esforços combinados de torção e flexão.

O objetivo é garantir que as tensões atuantes permaneçam dentro dos limites admissíveis do material, validando a consistência do método analítico e assegurando a confiabilidade estrutural do eixo. A seguir, serão apresentados os resultados obtidos e sua análise comparativa com os cálculos analíticos.

A malha por sua vez será definida pelo *Prime Mesh*, com um elemento de no máximo 3mm. Garantindo uma qualidade maior que 0,6 jacobiano.

Figura 13 - Malha do eixo

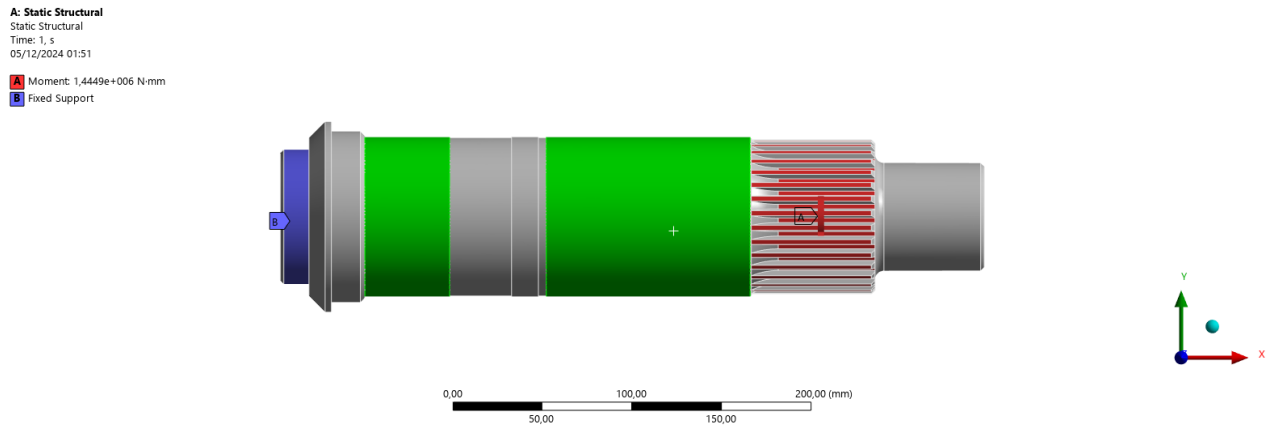


Fonte: Autor, 2024.

Conforme a figura (13), é definido os apoios para a simulação, por se tratar de um eixo que será bi apoiado em rolamentos, é então selecionado o *Cylindrical Support*, que

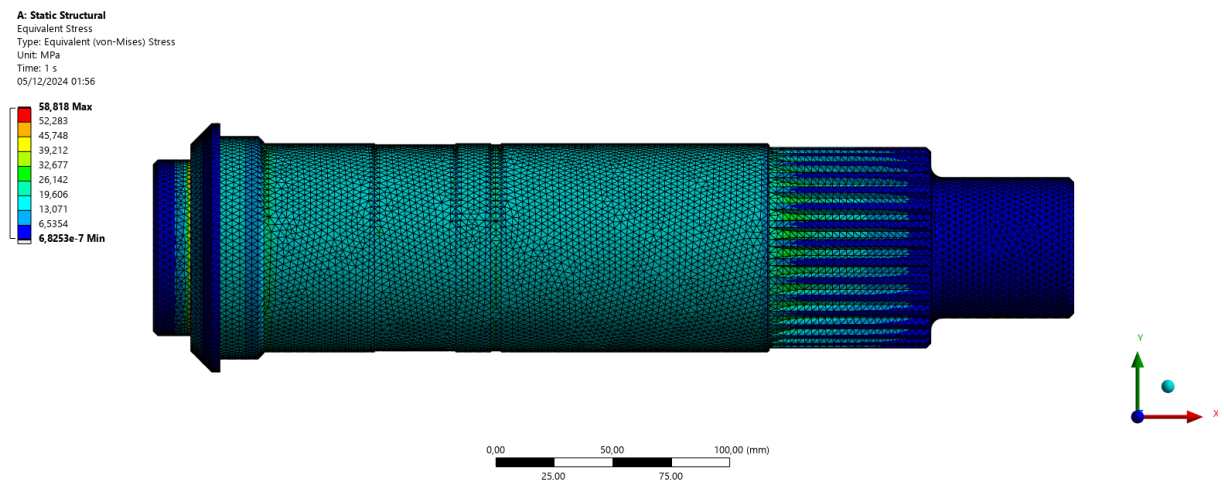
representará esse apoio. Em seguida é feito o posicionamento dos mesmos. E definido o local que atuará o torque, que pode ser visto em vermelho na figura (15).

Figura 14 - Escolha dos apoios



Fonte: Autor, 2024.

Figura 15 - Resultados da análise



Fonte: Autor, 2024.

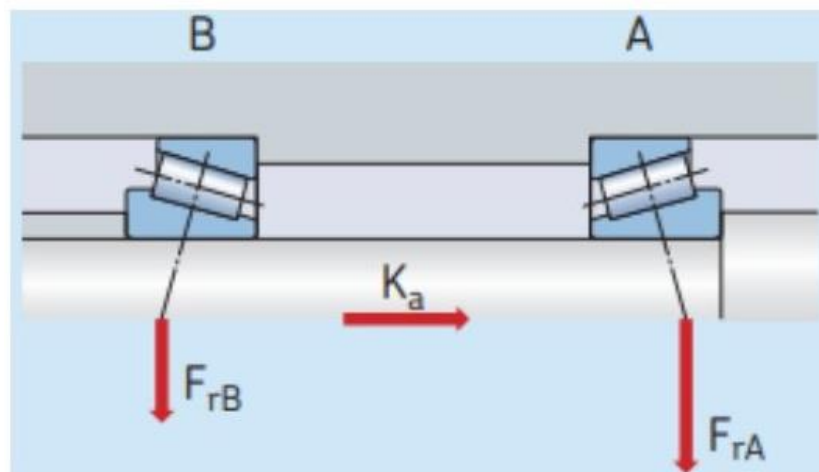
A análise estrutural do eixo realizada no Ansys Mechanical, utilizando o método de estática estrutural, confirmou a consistência e a precisão do dimensionamento analítico previamente desenvolvido. Os resultados da simulação demonstraram que as tensões máximas atuantes no eixo, permaneceram dentro dos limites admissíveis para o material SAE 4140, até bem menores, como a máxima vista na figura (16), dado ao fato que o diâmetro mínimo do eixo foi aumentado por causa da escolha do rolamento. Com essa análise de elementos finitos foi validado a o projeto.

3.5 ESCOLHA DO ROLAMENTO

A escolha dos rolamentos para o eixo do tambor é um passo crítico no projeto, pois eles são responsáveis por suportar as reações nos apoios e garantir o movimento rotativo com eficiência e durabilidade. Baseando-se nos cálculos das reações de apoio, foi possível determinar as cargas radiais e axiais atuantes no sistema, fornecendo os parâmetros necessários para a seleção do tipo, e da configuração dos rolamentos. A qual adotou-se 24.219,80N (24,2kN).

Optou-se por utilizar rolamentos de rolos cônicos devido à sua capacidade de suportar tanto cargas radiais quanto axiais, o que é essencial em sistemas submetidos a condições de carregamento combinadas, como o presente neste projeto. Além disso, a configuração em "X" conforme a figura (14), foi escolhida para proporcionar maior rigidez e precisão ao sistema, distribuindo as cargas axiais em ambas as direções e garantindo melhor alinhamento do eixo durante a operação.

Figura 16 - Rolamento cônico em "X"

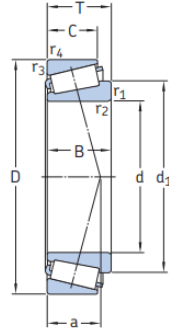


Fonte: SKA, 2024.

Essa configuração permite que os rolamentos trabalhem de forma eficiente mesmo em situações de alta demanda, minimizando o desgaste e aumentando a vida útil do conjunto. A seguir, serão apresentados os cálculos detalhados e os critérios utilizados para validar a escolha dos rolamentos e sua disposição no sistema.

Figura 17 - Seleção do rolamento

7.1 Rolamentos métricos de uma carreira de rolos cônicos
d de 60 a 70 mm



Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga	Classificações de velocidade		Massa	Designação	Série de dimensões de acordo com a norma ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	estática C ₀	P _u	Velocidade de referência	Velocidade limite	kg		
mm			kN		kN	r/min			–	–
60	95	23	95	122	13,4	5 300	6 700	0,59	* 32012 X/QCL7C	4CC

Fonte: SKA, 2024.

Conforme a figura (15), tendo um eixo de diâmetro mínimo de Ø56,24mm, o rolamento cônico 32012, é a escolha ideal para o projeto. Um diâmetro interno de Ø60mm e uma carga dinâmica de 95kN, que assegura a necessidade mínima das reações que estará sofrendo.

4 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo o dimensionamento e a análise de componentes críticos da caixa de corte de base para colhedoras de cana-de-açúcar, abrangendo o desenvolvimento do sistema de engrenagens, eixo e rolamentos. Um dos aspectos inovadores apresentados foi o projeto de uma única caixa de corte de base de maior dimensão, capaz de operar em duas linhas de cana simultaneamente. Essa abordagem representa uma melhoria significativa em relação às configurações convencionais que utilizam duas caixas menores, otimizando a estrutura e reduzindo a complexidade do sistema.

Do ponto de vista econômico, a simplificação estrutural do sistema diminui o número de componentes necessários, resultando em menores custos de produção e

aquisição para os agricultores. A redução no número de peças também impacta positivamente o tempo e o custo da montagem inicial, tornando o equipamento mais acessível e competitivo no mercado.

Além disso, a facilidade de manutenção é um dos pontos mais relevantes deste projeto. Com menos partes móveis e conexões, o risco de falhas mecânicas é reduzido, permitindo que o tempo de inatividade das máquinas durante a colheita seja minimizado. Isso é essencial para evitar prejuízos decorrentes de atrasos no processo de colheita, especialmente em grandes lavouras onde a produtividade depende da operação contínua dos equipamentos.

A estrutura otimizada também facilita o acesso aos componentes durante as intervenções de manutenção, reduzindo o tempo necessário para reparos e trocas de peças. Esse aspecto não apenas melhora a eficiência das operações agrícolas, mas também reduz a necessidade de mão de obra altamente especializada, o que é um benefício adicional em regiões onde técnicos qualificados podem ser escassos. Portanto, o impacto do projeto vai além de melhorias técnicas e operacionais. Ele contribui diretamente para a redução de custos ao longo do ciclo de vida do equipamento, promovendo maior acessibilidade, eficiência e competitividade na agricultura mecanizada, beneficiando especialmente o setor sucroenergético e sua cadeia produtiva.

Os resultados obtidos confirmam a viabilidade do projeto e sua aplicação prática, destacando a inovação da caixa única como uma solução técnica capaz de contribuir para a evolução das colhedoras de cana. Além disso, a simplificação estrutural proposta reforça a competitividade e a sustentabilidade no setor sucroenergético.

5 REFERÊNCIAS

REVISTA CULTIVAR. Espaçamento adequado em plantação de cana. Revista Cultivar, disponível em: <https://revistacultivar.com.br/artigos/espacamento-adequado-em-plantacao-de-cana>. Acesso em: 30 nov. 2024.

FAO Agricultural Services Bulletin 93 - Mecanização da Colheita de Cana-de-Açúcar, Organização das Nações Unidas para Agricultura e Alimentação.

“Design of Machine Elements” - Shigley, J.E., Mischke, C.R., Budynas, R.G. (McGraw-Hill Education)

Manual de Colheitadeiras de Cana-de-Açúcar - John Deere do Brasil, S.A.

“Mechanical Engineering Design” - Shigley, J.E., Budynas, R.G. (McGraw-Hill Education) “Fluid Power with Applications” - Esposito, A. (Pearson Education)

Almeida, J. R., & Costa, M. E. (2020). Sistemas hidráulicos em máquinas agrícolas. Revista de Tecnologia Agrícola, 28(3), 198-209.

Barbosa, L. M., Santos, V. H., & Gonçalves, E. P. (2017). Materiais de alta resistência para equipamentos agrícolas. Ciência Agrícola, 21(3), 187-199.

Brown, T. J., & Taylor, H. S. (2017). Structural integrity of cast iron components. Journal of Mechanical Design, 139(11), 112-123.

Ferreira, L. S., & Silva, A. C. (2021). Análise de ligas leves em componentes agrícolas. Engenharia de Produção Agrícola, 22(5), 307-320.

Ferreira, M. T., Oliveira, J. P., & Silva, J. P. (2016). Desgaste e durabilidade em lâminas de corte. Tecnologia Rural, 17(2), 91-102.

Garcia, E. R., Mendes, J. F., & Santos, C. E. (2018). Hydraulic motor performance in agricultural machinery. *Journal of Agricultural Engineering*, 55(4), 267-278.

Gomes, A. R., Pereira, D. L., & Santos, J. M. (2018). Eficiência energética na colheita mecanizada. *Estudos de Economia Rural*, 19(1), 45-58.

Johnson, D. L., & Taylor, K. S. (2019). Optimal cutting speed for sugarcane harvesters. *Agricultural Mechanics*, 41(2), 97-110.

Jones, M. S. (2018). Gear design for agricultural machinery. *Journal of Mechanical Transmission*, 34(3), 201-215.

Lee, J. Y. (2019). Finite element analysis of cast iron components. *International Journal of Structural Analysis*, 58(6), 509-518.

Lima, T. A., & Almeida, C. R. (2019). Condições de trabalho e durabilidade de equipamentos agrícolas. *Revista de Engenharia Agrícola*, 30(2), 145-158.

Mendes, R. T., & Carvalho, A. S. (2018). Ajustabilidade e eficiência em colhedoras de cana.

Agricultura & Tecnologia, 12(1), 33-45.

Moura, R. S., Nogueira, M. B., & Lima, P. R. (2019). Estruturas metálicas em colhedoras. *Revista Brasileira de Agroecologia*, 14(3), 123-137.

Nogueira, P. H., & Santos, V. H. (2021). Especificações técnicas para colhedoras de cana. *Ciência Agrícola*, 21(3), 187-199.

SKF. Catálogo de Rolamentos SKF. [Edição, 2024]. Disponível em: [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680416a2b/pdf_preview_medium/0901d19680416a2b_pdf_preview_medium.pdf]. Acesso em: 05/11/2024.

Vital, Andréia Vital. Gestores apostam em técnicas para colher com mais qualidade. Jornal cana, 17/06/2020. Disponível em: < <https://jornalcana.com.br/mercado/usinas/gestores-apostam-em-tecnicas-para-colher-com-mais-qualidade/>>. Acesso em: 01/12/2024.

Martins, Delfim Martins. Plantação de Caca. Flickr. 06/2010. Disponível em: < <https://www.flickr.com/photos/pulsarimagens/4821361015>>. Acesso em: 01/12/2024.

John Deere. Colhedora de Cana CH 570. John Deere. Disponível em: < <https://www.deere.com.br/pt/colheitadeiras/colhedora-de-cana/ch570/>>. Acesso em: 01/12/2024.

Kroes, Sander Kroes. The Cutting of Sugarcane, p. 15-20. 1997.