

## **MODELAGEM SÓLIDA E DIMENSIONAMENTO DE UMA MÁQUINA PARA CORTAR COBERTURA VEGETAL**

**Joseph Kalil Khoury Junior, kalil@ufv.br<sup>1</sup>**  
**Rafael Borges Mundim, rafael.mundim@ufv.br<sup>1</sup>**  
**André Luiz de Freitas Coelho, andre.coelho@ufv.br<sup>1</sup>**  
**Paulo Cezar Büchner, paulo.buchner@ufv.br<sup>1</sup>**  
**Danielle da Silva Oliveira, danielle.oliveira@ufv.br<sup>1</sup>**  
**Ronaldo Horácio Cumplido Neto, ronaldo.neto@ufv.br<sup>1</sup>**  
**Renan Pereira Maia, renan.maia@ufv.br<sup>1</sup>**  
**Diego Danny Santos, diego.santos@ufv.br<sup>1</sup>**  
**Maria Fernanda Lousada Antunes, maria.antunes@ufv.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Federal de Viçosa – Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica  
Avenida Peter Henry Rolfs, s/n; Campus Universitário; 36570-000, Viçosa – MG

**Resumo:** Partindo de um conceito de uma máquina, a próxima fase do projeto, conhecida como projeto preliminar, é onde é definido o leiaute, a forma, os materiais e o dimensionamento das peças da máquina. Para o dimensionamento é necessário determinar os esforços atuantes nas peças em operação. Para isto, simulações cinemáticas e dinâmicas da máquina são realizadas, em que leiautes alternativos são simulados e otimizados. O objetivo deste trabalho foi otimizar e dimensionar uma máquina de acoplamento frontal em microtratores para cortar plantas de *Crotalaria juncea*. A partir da especificação do projeto, principalmente o corte da planta em tamanhos predefinidos, para fins de diminuição da taxa de decomposição, a baixa demanda de potência e baixo custo, foram aperfeiçoadas soluções, atingindo-se um projeto melhorado. Para a execução do corte o mecanismo adotado foi um do tipo quatro barras, devido ao baixo custo de fabricação e permitir ampla variação de velocidades de corte. Para definir uma configuração de barras adequadas aos requisitos do projeto foram realizadas simulações cinemáticas e dinâmicas que permitiram analisar e avaliar, além de posições e velocidades adequadas, demanda de potência da máquina, esforços nas partes constituintes até atingir uma solução considerada adequada. Tal solução foi escolhida e otimizada. As simulações foram realizadas em software que integra desenho sólido, análise de movimento e análise de tensões e deformações, que inicialmente foram validados ao comparar o resultado das simulações do software com problemas mais simples. Concluiu-se que a fase de projeto preliminar foi uma etapa que identificou consideravelmente erros antes da fabricação do protótipo, identificando a necessidade de alterar problemas relacionadas ao conceito inicial, bem como permitiu otimizar as peças e constituintes da máquina quanto ao dimensionamento estrutural e escolha de componentes de baixo custo.

**Palavras-chave:** projeto de máquinas, simulação de corpos rígidos, mecanismo de quatro barras, modelagem sólida.

### **1. INTRODUÇÃO**

A agricultura brasileira é composta pelos mais variados tipos de consumidores, sendo os de pequeno porte os que mais são privados dos avanços tecnológicos na área da mecanização agrícola. A incessante busca pela melhoria da confiabilidade dos produtos aliada aos custos competitivos tem sempre sido de suma importância tanto para fabricantes quanto para consumidores. A proposta deste projeto se deu no desenvolvimento de um implemento confiável e de baixo custo que será utilizado por pequenos agricultores na agricultura orgânica. O conceito da máquina, descrito por Khoury Junior (2007), pretende oferecer a pequenos produtores rurais um implemento para auxiliar a tarefa de obtenção de cobertura vegetal, feita em muitos casos manualmente.

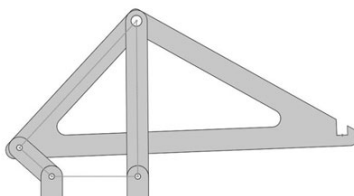
A realização deste projeto, desenvolvido como parte do currículo da disciplina *Projeto de Máquinas I* do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Viçosa, se deu de acordo com a metodologia de projeto desenvolvida por Pahl et al (2005). Procurou-se especificar materiais e métodos de fabricação convencionais, de forma a reduzir ao máximo o custo do implemento. Além disso, onde aplicável e de acordo com recomendações dos fabricantes ou de referências da literatura, o sistema foi dimensionado em relação a cargas dinâmicas. Uma vez dimensionados os subsistemas, a verificação final foi feita a partir de um *mock-up* do implemento (Romano, 2003).

## 2. METODOLOGIA

Este trabalho foi realizado no Laboratório de Projeto de Máquinas do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Viçosa. A metodologia de projeto adotada para o desenvolvimento do projeto preliminar do implemento foi baseada nas etapas de projeto segundo Pahl et al (2005). O implemento foi desenvolvido para acoplamento frontal em microtrator do tipo rabiça. O desenvolvimento do projeto foi dividido em grupos de projeto de acordo com a estrutura funcional das suas partes constituintes, nos seguintes subsistemas: mecanismo de corte, lâmina de corte, base do implemento, sistema de transmissão de potência, ligações das barras e mancais. O dimensionamento da máquina se deu de forma iterativa, uma vez que alterações isoladas dos subsistemas influenciam partes já configuradas.

O software *SolidWorks® 2009 SP5* foi utilizado para as etapas de desenho sólido, montagens, simulações cinemáticas e dinâmicas, com a pacote de ferramenta Motion do software, bem como dimensionamento estrutural, com a ferramenta Simulation. O software *MATLAB® 6.5 R13* foi utilizado para implementação das rotinas de cálculo de limite de fadiga baseados em Shigley et al (2005), bem como as rotinas para análise cinemática e dinâmica do mecanismo de quatro barras (Norton et al, 1992) para validação das simulações do mecanismo de quatro barras realizadas no pacote *Motion* do *Solidworks*.

O conceito original do mecanismo de corte foi um mecanismo de quatro barras que permite o corte dos colmos da planta de crotalárea em tamanhos pré-definidos. O conceito original do mecanismo pode ser visto na Fig. (1). Deste conceito foi analisado tanto a cinemática quanto a dinâmica do movimento, concluindo-se que a configuração de barras e massas apresentou forças dinâmicas e demanda de potência incompatível à potência disponível na tomada de potência de microtratores de rabiça (requisito de projeto).



**Figura 1. Conceito original do mecanismo de quatro barras ( Relatório de Iniciação Científica de Bruno Mendes Antônio, UFRRJ, 2009)**

Ao analisar o conceito original, foram efetuadas diversas simulações no software de projeto, bem como implementações das equações da cinemática e dinâmica do mecanismo (Norton, 1992), no sentido de verificar os resultados do software. Assim objetivou encontrar a configuração de barras que atendesse as especificações de projeto, principalmente, velocidade e demanda de potência máxima de 5,2 kW (7cv). Sendo este último requisito mostrou a necessidade de descartar esta configuração de barras.

Para este mecanismo, com o objetivo de se obter um tamanho de corte de cerca de 30 cm, admitindo-se uma velocidade de deslocamento do trator de cerca de 4 km/h, foi necessária uma rotação de 200 RPM na manivela do mecanismo. Segundo Kroes (1997), velocidades de corte adequadas para cana-de-açúcar se enquadram em velocidades de cerca de 14 ms<sup>-1</sup>. Além disso, para o corte de espécimes de sorgo, Yiljep et al. (1997) mostra que velocidades associadas às menores perdas de energia se enquadram na faixa de 2,5 e 5 ms<sup>-1</sup>. Desta forma a configuração de barras foi escolhida de tal modo que a lâmina de corte efetuasse o corte na faixa de 5 a 10 ms<sup>-1</sup> e que a potência demandada na manivela do mecanismo não atingisse na pior condição de operação 5,2 kW.

Segundo experimentos conduzidos por Mello (2005), as forças inerentes ao corte da cana-de-açúcar com lâminas lisas chegam a atingir 200 N para um único espécime. Admitiu-se para o dimensionamento que a necessidade de força para o corte de espécimes de crotalária sejam significativamente menores. Desta forma, admitindo-se que sejam cortados 15 colmos por passe da lâmina e que a força de corte seja quatro vezes menor que a da cana-de-açúcar, optou-se por utilizar uma força estática equivalente de 800 N, com início e fim de aplicação instantâneo.

Uma vez definidos os esforços necessários para o rompimento do colmo foi então realizado um estudo no software *SolidWorks®* utilizando a ferramenta Motion de simulação de movimento para análise do mecanismo.

Para esta simulação, foram utilizados vínculos de embuchamento nas ligações das barras, sendo os parâmetros dos mesmos encontrados na Tab. (1).

**Tabela 1. Parâmetros de embuchamento utilizados nas simulações do mecanismo de barras.**

Rigidez translacional (N mm <sup>-1</sup> )	1·10 <sup>5</sup>
Amortecimento translacional (N s mm <sup>-1</sup> )	1·10 <sup>3</sup>
Rigidez rotacional (N mm grau <sup>-1</sup> )	1·10 <sup>6</sup>
Amortecimento rotacional (N mm s grau <sup>-1</sup> )	1·10 <sup>4</sup>

Na etapa de dimensionamento e otimização estrutural adotou-se o mesmo software para cálculo de tensões, em que as cargas dinâmicas foram exportadas para cálculo e análise das tensões em cada peça avulsa, sendo a ferramenta do software utilizada para isto é o Simulation, que baseia-se em métodos de elementos finitos. Para o dimensionamento de todas as peças estruturais da máquina, em relação à fadiga, foi adotado o método da vida sob tensão (Shigley et al, 2003). Uma vez encontrada a distribuição de tensão por meio do software é realizado um estudo de fadiga a partir da curva SN do material, podendo assim ser feitas alterações com a intenção de melhorar o projeto até atingir estado de tensão para uma vida infinita.

Para a seleção da lâmina de corte optou-se por soluções já disponíveis no mercado devido ao baixo custo. Segundo Souza et al (2009), as melhores angulações de gume para o tipo de corte proposto são de 30° e 38°. Adotou-se uma lâmina comercial de angulação 26° por ser esta a opção mais próxima dos valores propostos. Uma vez obtidas estimativas referentes ao esforço sofrido pelo conjunto suporte/lâmina, foi então simulado o estado de tensão para o instante de corte com o auxílio da ferramenta de análise de tensões também do software *SolidWorks® 2009 SP5.1*.

O dimensionamento da base da máquina, estrutura de ligação do mecanismo de corte e o acoplamento ao microtrator, foi feito por meio da aplicação das cargas máxima, média e a amplitude na estrutura. Estas cargas foram obtidas nas reações dos mancais de fixação da manivela e do balancim durante um ciclo de simulação dinâmica do mecanismo de quatro barras, incluindo a força de reação aplicada no momento de corte da planta. Assim os esforços de reação na base da mesma serviram para calcular os esforços para o dimensionamento da estrutura em relação à fadiga.

O sistema de transmissão e as juntas do mecanismo foram dimensionados de acordo com as recomendações dos fabricantes das peças adotadas no projeto e também através de recomendações sugeridas por Shigley et al (2003) e Shigley (1984).

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 Análise do Mecanismo de Quatro Barras e Dimensionamento

O mecanismo, cuja configuração de barras pode ser vista na Fig. (2) foi o que atendeu às especificações de projeto quanto a velocidade de corte e demanda de potência.

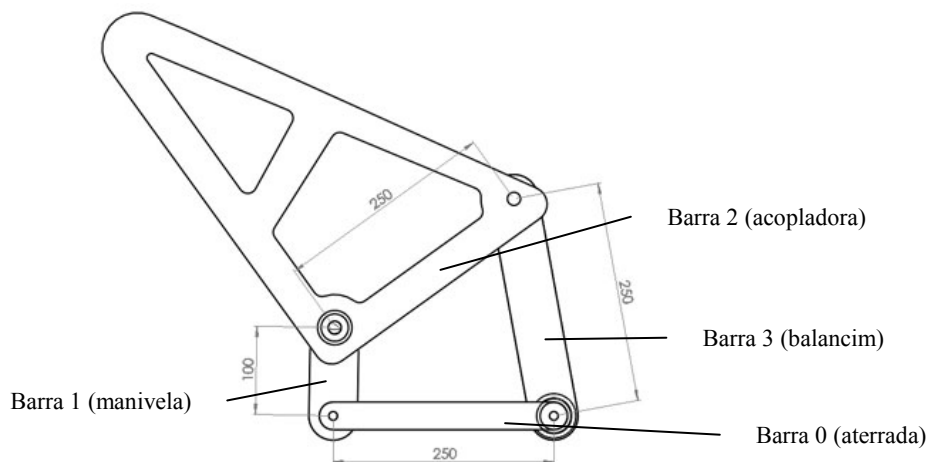


Figura 2. Arranjo das barras do mecanismo final.

Para a configuração escolhida a velocidade de corte foi de  $4 \text{ ms}^{-1}$ , atingindo a faixa de velocidade permitida segundo indicação da literatura. A Figura (3) mostra a trajetória da lâmina durante o ciclo de rotação e uma seta representando o instante de corte da lâmina.

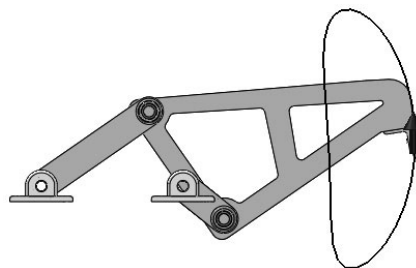
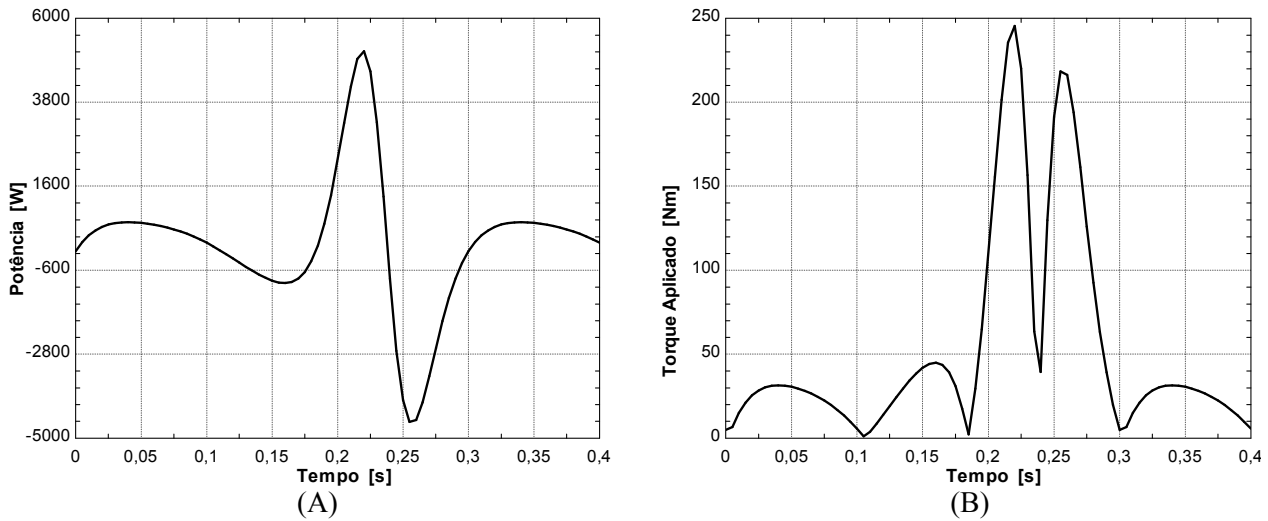


Figura 3. Trajetória de um ponto no mecanismo onde será instalada a lâmina de corte e a seta indicando a posição no momento do corte à velocidade de  $4 \text{ ms}^{-1}$ .

A Figura (4) apresenta a demanda de potência e o torque aplicado à manivela do mecanismo a uma rotação de  $20,9 \text{ rad.s}^{-1}$  (200 RPM) da manivela. Tais resultados foram alcançados por um processo iterativo de variação da configuração de barras e massas do mecanismo de tal modo que a potência demandada fosse compatível com a tomada de potência do microtrator.



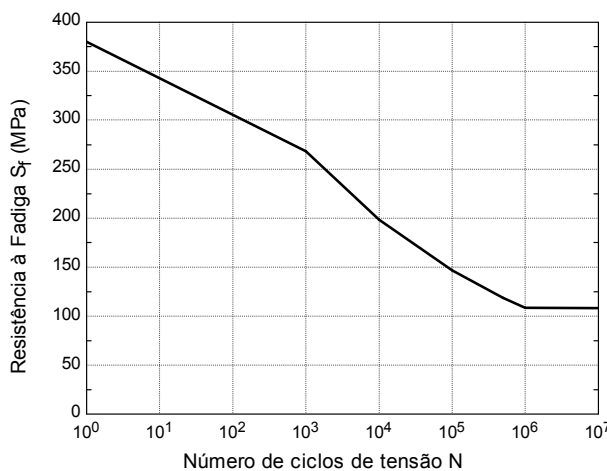
**Figura 4 – Potência demandada do motor (A) e torque aplicado à manivela (B) para um ciclo de operação do mecanismo a uma rotação de  $20,9 \text{ rad.s}^{-1}$  (200 RPM) após otimizado a configuração e massas das barras.**

A curva S-N para a região de alta ciclagem ( $10^3 < N < 10^6$ ) do aço escolhido, ABNT 1020 laminado a quente, para fabricação das barras foi gerada a partir da Eq. (1). As considerações adotadas na obtenção de tal ajuste foram os seguintes: superfície como forjada (devido ao processo de soldagem), carregamento primariamente axial, temperatura ambiente, confiabilidade de 90%.

$$S_f = 663 N^{-0,131} \text{ [MPa]} \quad 10^3 < N < 10^6 \quad (1)$$

em que:  $S_f$  = Resistência à fadiga;  $N$  = número de ciclos

Ainda, para a curva SN do material selecionado, admitiu-se comportamento linear para a região de baixa ciclagem ( $N < 10^3$ ) e para a região de vida infinita admitiu-se ciclagem maior que  $10^6$ . A curva final obtida pode ser vista na Fig. (5). De forma a se obter a vida da peça foi fornecido ao software a forma de carregamento sofrido pela peça. Tal estado de carregamento foi obtida conforme sugerido por Norton (2005), aproximando-se por um carregamento variável completamente invertido admitindo-se o momento de maior sollicitação em cada peça do mecanismo.



**Figura 5. Curva SN adotada nas simulações de fadiga do mecanismo de quatro barras.**

A Figura (6) apresenta as tensões de von Mises da barra balancim antes e após a otimização, bem como as iterações para otimização das dimensões da barra até se atingir as tensões admissíveis de projeto. Conforme a Eq. (1) o

limite de resistência à fadiga é de 108,5 MPa e o resultado da simulação apresentou em uma pequena região tensões de cerca de 130 MPa. Apesar do estudo apresentar vida menor que infinita para esta região considerou-se o projeto adequado uma vez que a peça receberá reforços na montagem com os elementos de acoplamentos entre barras. Para esta peça a otimização resultou em um aumento de massa de cerca de 1 kg e uma redução de 57% da tensão de von Mises máxima. O aumento de massa da barra resulta em aumento de cargas dinâmicas, ressalta que a dinâmica do mecanismo foi reavaliada com as novas massa, estas iterações foram realizadas até que a mudança das reações não foram mais significativas.

### 3.2 Lâmina de Corte

A Tabela (2) mostra as características da lâmina selecionada. Para o dimensionamento do suporte da lâmina foi efetuado um procedimento análogo àquele feito para as barras do mecanismo. Adotou-se um perfil do tipo L de material ABNT 1020 disponível no mercado cujas características podem ser vistas na Tab. (3) e verificou-se o mesmo quanto à fadiga e a curva SN. Admitiu-se no equacionamento uma superfície laminada a frio, carregamento de flexão, temperatura ambiente e confiabilidade de 99%. Para a região de alta ciclagem ( $10^3 < N < 10^6$ ) a curva é dada pela Eq. (2) e para a região de baixa ciclagem ( $N < 10^3$ ) admitiu-se comportamento linear. Para vida infinita admitiu-se ciclagem maior que  $10^6$ .

$$S_f = 689 N^{-0,1112} \text{ [MPa]} \quad (2)$$

em que:  $S_f$  = Resistência à fadiga;  $N$  = número de ciclos

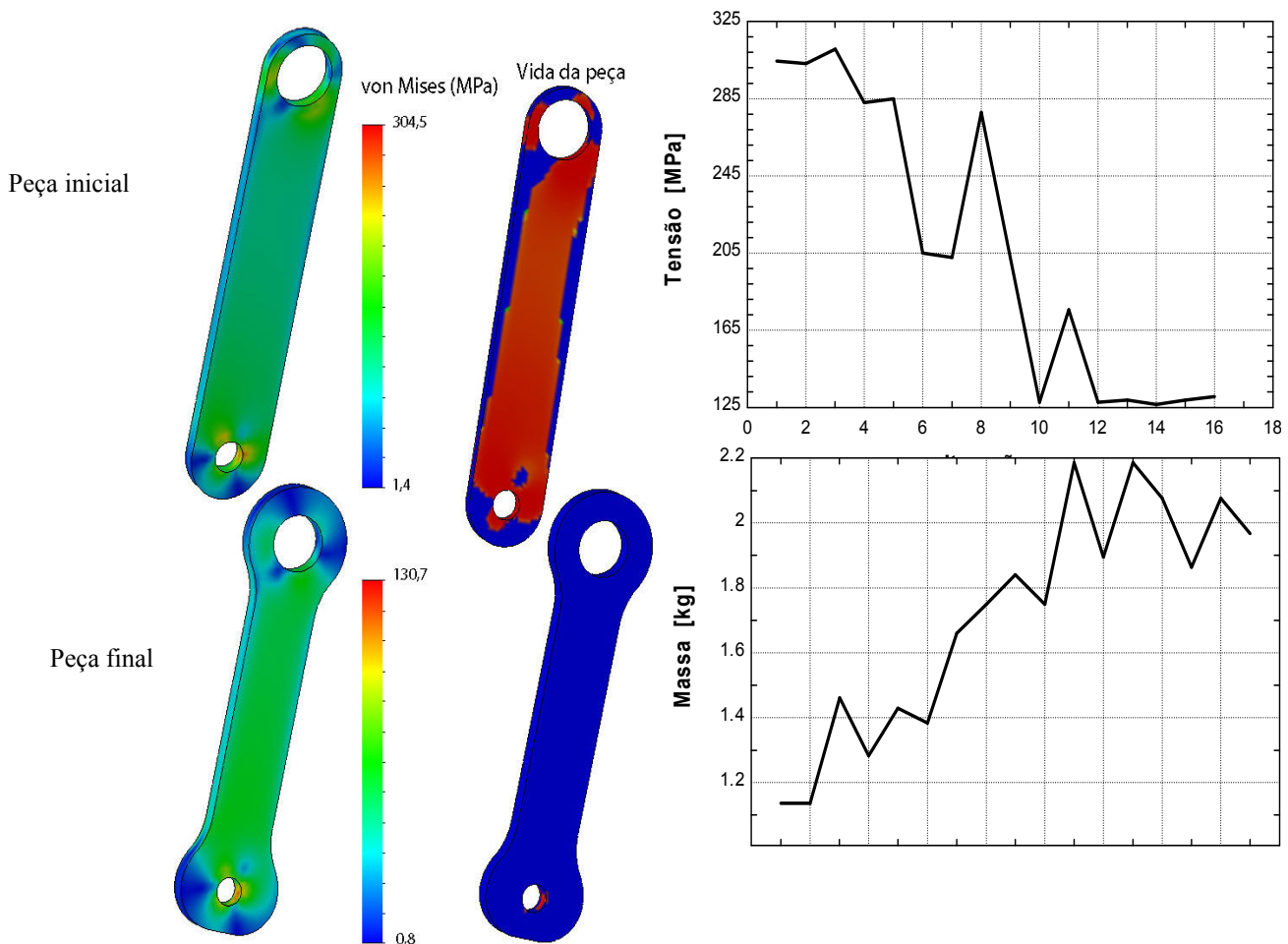


Figura 6. Tensões na barra balancim antes e depois da otimização, iterações e massa; e iterações e tensões de von Mises máxima.

**Tabela 2. Características da lâmina comercial modelo PP35.**

Comprimento (mm)	207
Altura (mm)	60
Espessura (mm)	8
Material	Omitido pelo fabricante
Preço de 3 lâminas (R\$)	96,00

**Tabela 3. Características do perfil L selecionado para suportar a lâmina de corte.**

Comprimento (mm)	700
Altura (mm)	50
Espessura (mm)	6
Material	Aço ABNT 1020 CD
Diâmetro dos furos (mm)	12

### 3.3 Base do Implemento e Alimentação

Foram adotados perfis estruturais do tipo retangular e chapas de aço de diversas espessuras, todos em aço ABNT 1020. Uma vez encontrados os esforços, foi conduzido um estudo de tensão para a estrutura considerando-se os maiores valores encontrados em um ciclo de funcionamento do mecanismo de barras. Existiram variações entre as cargas de reação nos lados direito e esquerdo do mecanismo, apesar de ser simétricos, isto pode ser devido ao método de solução numérica necessitar de alguma restrição omitida pelo usuário na simulação. Admitiu-se para o cálculo o lado do mecanismo que apresentou maior valor de força de reação nos mancais apoiados na estrutura. Desta forma, dimensionou-se a estrutura para o carregamento mais crítico esperado.

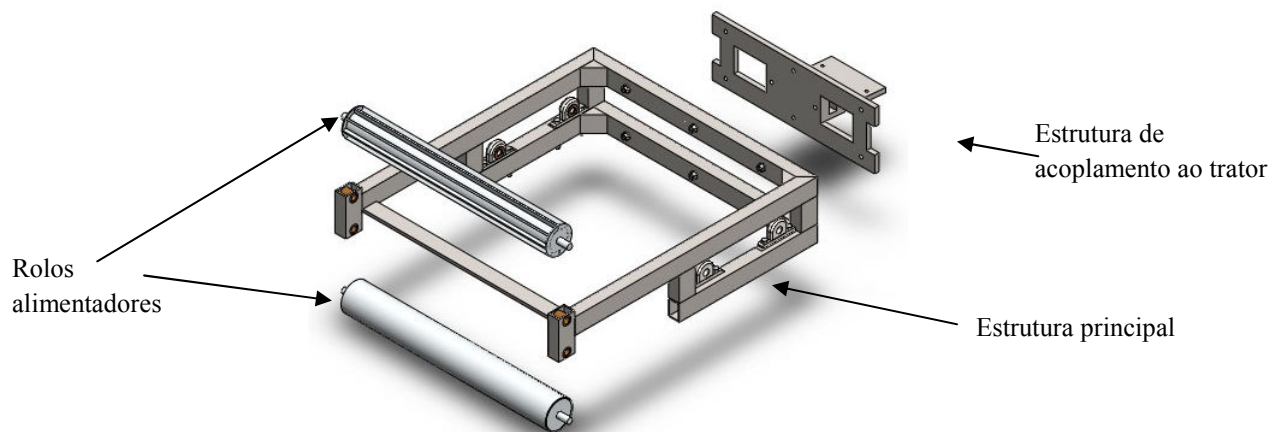
Considerou-se no dimensionamento carga variável do tipo completamente invertido. As condições de contorno foram de engastamento nas partes aparafusadas ao microtrator. As cargas foram aplicadas na estrutura sobre a região onde será fixada a base dos mancais do mecanismo de barras. A curva SN adotada é dada pela Eq. (3), e as regiões de baixa ciclagem e vida infinita obtidas de forma análoga àquelas descritas anteriormente.

$$S_f = 711 N^{-0,1063} \text{ [MPa]} \quad (3)$$

em que:  $S_f$  = Resistência à fadiga;  $N$  = número de ciclos

Os valores máximos de carregamento encontrados nos mancais dianteiros e traseiros, durante a simulação de um ciclo do mecanismo de barras, foram, respectivamente, 5240 N e 4920 N. A configuração escolhida da estrutura suportou adequadamente o carregamento, atingindo-se condição de vida infinita para toda a estrutura.

Além da estrutura de sustentação do mecanismo de barras, foi necessário projetar estruturas auxiliares, como uma estrutura de ligação ou acoplamento ao microtrator e um mecanismo de alimentação da planta ao mecanismo de corte. A estrutura de acoplamento foi dimensionada de forma análoga ao processo utilizado para a estrutura principal. O sistema de alimentação utilizado é similar àqueles utilizados em ensiladeiras comerciais, sendo composto por dois rolos e um suporte conhecido como contra-faca. Uma vista explodida destas estruturas é apresentada na Fig. (7).



**Figura 7. Vista explodida da estrutura de suporte do mecanismo de corte, composta pela estrutura principal, sistema de alimentação e estrutura de acoplamento.**

### 3.4 Lâmina de Corte e Suporte

Para a fixação das lâminas de corte foram testadas configurações diferentes de perfis comerciais com o objetivo de verificar a adequação dos mesmos ao projeto e aos esforços solicitados. Os esforços dinâmicos no perfil de sustentação das lâminas foi baseado segundo Norton (2004), em que o carregamento foi distribuído ao longo da barra de sustentação e calculado somando-se a parcela devido às cargas dinâmicas (massa  $\times$  aceleração) mais o carregamento previamente fixado para o corte adotado de 800N. Como a massa do suporte e da lâmina somados é de 5,2 kg e a máxima aceleração experimentada pela barra na simulação foi de  $252,3 \text{ m.s}^{-2}$ , resultou num total de 2105,7 N. Deste modo esta carga foi utilizada como carga de projeto e distribuída ao longo dos pontos de fixação dos parafusos da lâmina. Conforme pode ser visto na Fig. (8), os valores máximos de tensão de von Mises no suporte para esta condição de carregamento não ultrapassaram o limite de resistência à fadiga, de 148 MPa, sendo então razoável adotar este perfil comercial para o projeto. A deformação máxima atingida nesta peça foi de 0,34 mm garantido que as lâminas tenham ajuste satisfatório com as contra faca.

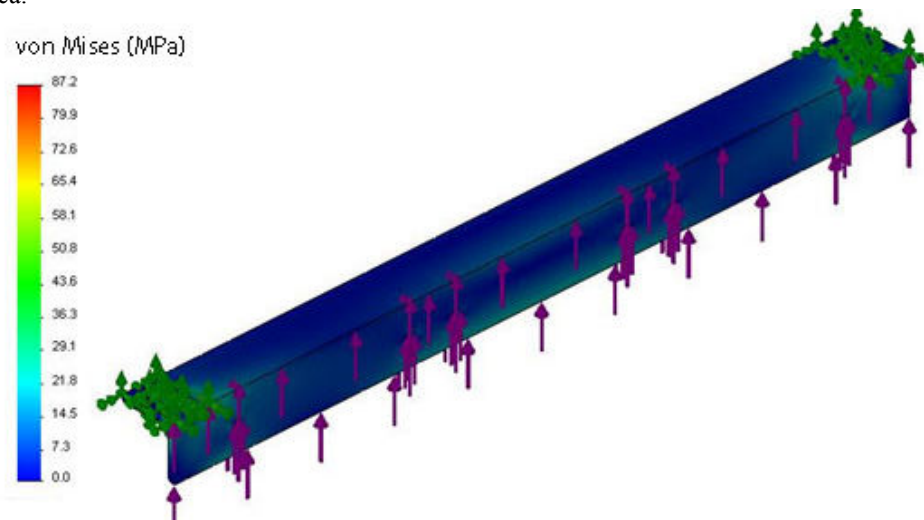


Figura 8. Distribuição de tensão no suporte da lâmina para o instante de corte.

### 3.5 Sistema de Transmissão

Para o projeto do sistema de transmissão, visou-se elaborar uma solução prática, eficiente e de baixo custo. Partindo destes princípios, um sistema de transmissão por polias e correias foi adotado. A escolha se justifica por essa configuração apresentar, dentro de outras características, baixo custo inicial, elevada resistência ao desgaste e funcionamento silencioso. Além disso, correias se mostram adequadas para grandes distâncias entre centros e atenuam vibrações advindas de ambas extremidades.

O sistema foi dimensionado a partir das especificações da tomada de potência de um microtrator modelo Tobatta. Tal trator fornece para o ponto de funcionamento mínimo do motor uma potência de 5,2 kW (7 cv) a uma rotação de  $168 \text{ rad.s}^{-1}$  (1600 RPM). Tomou-se como rotação de acionamento do mecanismo de quatro barras uma rotação de  $26 \text{ rad.s}^{-1}$  (250 RPM), desta forma a relação de transmissão necessária é uma redução de razão 6,4:1. Uma vez estabelecida esta relação, procurou-se selecionar componentes que se aproximassem ao máximo de tal relação.

Para correias tipo V, recomenda-se o uso de tensionadores, elementos que são colocados com a intenção de aumentar o ângulo de abraçamento das correias sobre as polias, para relações de transmissão acima de 6:1. Devido a configuração do suporte da máquina com poucas opções de fixação para as polias, tal situação ficaria inviável, assim, definiu-se que o sistema de transmissão apresentado na Fig. (9), deveria conter duas reduções independentes com relações de transmissão inferiores a 6:1 cada. Foram então definidas as relações relacionadas na Tab. (4), enumeradas de acordo com a Fig. (9).

Tabela 4. Relações intermediárias e distância entre centros adotadas para o sistema de transmissão.

Componentes de transmissão	Relação	Distância entre centros (m)
Motor (polia 2) para Eixo Intermediário (polia 3)	3,2	1,50
Eixo Intermediário (polia 4) para Eixo Motor do Mecanismo (polia 5)	2,0	0,55

Ainda, com a intenção de reduzir os esforços, foram escolhidas polias com duas gargantas para a parte superior da árvore e polias com três gargantas para a parte inferior da árvore, como pode ser visto na Fig. (9).

Uma vez definidos os parâmetros básicos do sistema de transmissão, as polias e correias foram selecionadas de acordo com as recomendações dos fabricantes.

Com o intuito de avaliar as soluções comerciais adotadas quanto à confiabilidade, foram conduzidos cálculos de acordo com a metodologia apresentada por Shigley et al (2003). Todas as correias e polias apresentaram vida satisfatória, porém notou-se a necessidade de orientar o operador final quanto a práticas de manutenção preventiva, de forma a evitar falhas de maiores proporções.

Uma vez dimensionados os elementos de transmissão, partiu-se para o dimensionamento das chavetas utilizadas nas polias. Com o objetivo de padronizar e reduzir custos de fabricação, adotou-se um tamanho padrão para todas as chavetas, sendo estas dimensionada de acordo com a polia mais solicitada. O material especificado foi aço ABNT 1020 e a chaveta é do tipo quadrada, com comprimento 35 mm e largura 6 mm.

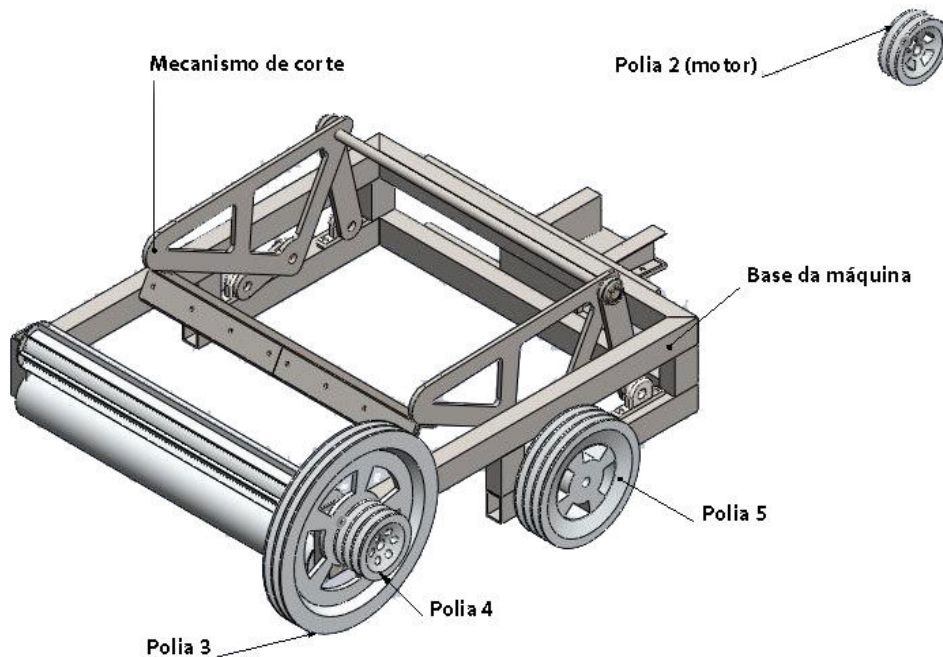


Figura 9. Arranjo do sistema de transmissão.

### 3.6 Acoplamentos e Mancais

Na seleção dos tipos de junções e suportes utilizados na máquina foram consideradas as dimensões, qualidade, desempenho e preço de diversas alternativas disponíveis. A partir do levantamento de custos estimou-se a quantidade que seria usada de cada componente selecionado, e o custo total para diferentes configurações de acoplamentos entre balancim-acoplador e manivela-acoplador. Assim, levantou-se o custo para cada configuração de modo a obter o mais interessante economicamente. Logo, optou-se por utilizar buchas ao invés de rolamentos devido ao seu menor custo e facilidade de construção e montagem. A Figura (10) mostra um corte tridimensional da solução utilizada para a fixação dos elementos do mecanismo e uma vista do sistema montado. As buchas e separadores são fabricados em bronze fosforoso e o restante da estrutura em aço carbono.

Para os mancais fixos adotou-se mancais de rolamentos comerciais. Esta escolha foi feita com o objetivo de facilitar a construção e reduzir custos. A utilização de mancais de rolamentos se deu no ponto de acoplamento entre o as barras manivela e balancim do mecanismo de corte e a base da máquina, sendo estes selecionados de acordo com a recomendação do fabricante.

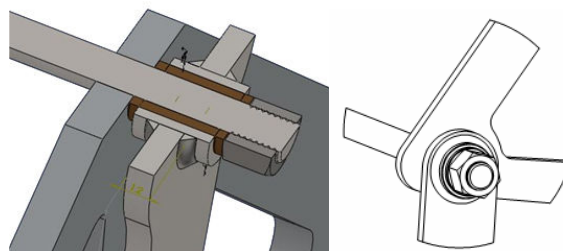


Figura 10. Vista da solução adotada para as articulações internas do mecanismo de quatro barras. À esquerda o acoplamento balancim-acopladora e à direita manivela-acopladora.



### 3.7. Mock-up do Sistema

Antes de concluir a fase de projeto preliminar e elaborar os desenhos técnicos para fabricação, foram realizados *mock-ups* virtuais do sistema (Romano, 2003). Esta prática auxiliou na visualização rápida e antecipada de potenciais problemas, ajudando também no processo criativo devido à visualização facilitada do projeto como um todo. A Figura (11) mostra o último *mock-up* virtual realizado pelo grupo do projeto. Nota-se que a figura não é completamente fiel ao projeto detalhado final, uma vez que sua função é apenas fornecer uma visualização geral dos diversos componentes da máquina.

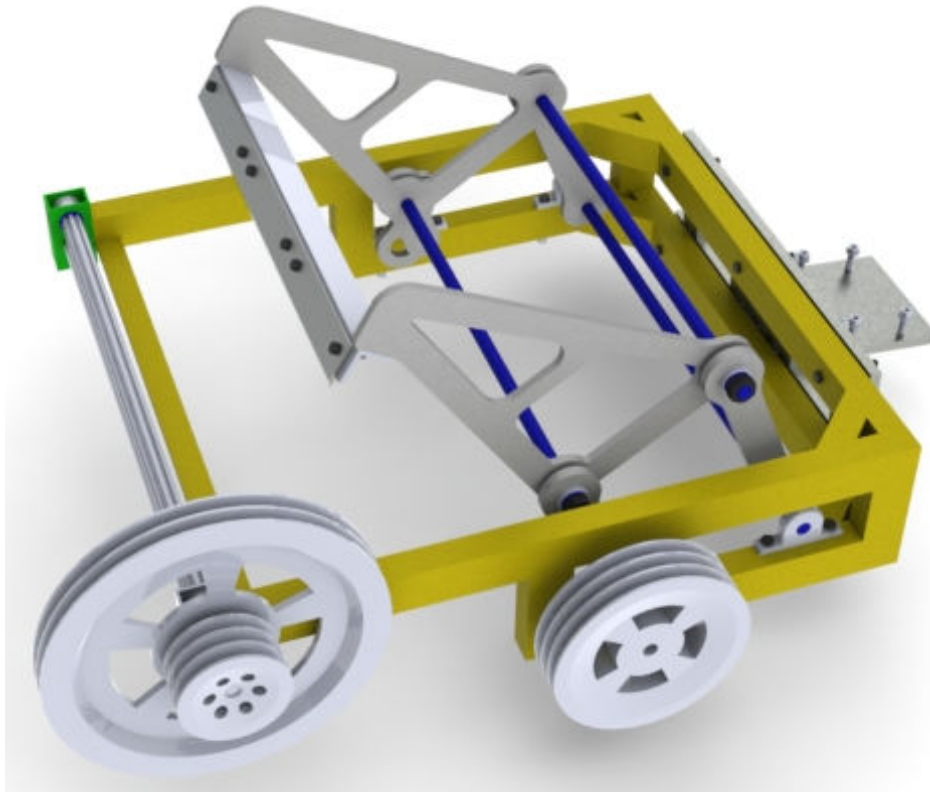


Figura 11. Mock-up virtual da máquina.

## 4. CONCLUSÃO

A fase de projeto preliminar foi uma etapa que identificou consideravelmente erros antes da fabricação do protótipo, identificando a necessidade de ações corretivas no conceito inicial, bem como permitiu identificar a necessidade de partes para funções auxiliares, além de otimizar as peças quanto ao dimensionamento estrutural e escolha de componentes de baixo custo.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Universidade Federal de Viçosa (UFV) pelo financiamento do projeto e participação no evento.

## 6. REFERÊNCIAS

- Khoury Junior, J. K., 2007, “Máquina para cortar e picar plantas de cobertura para agricultura orgânica”, XXXVI Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola – Bonito – MS.
- Kroes, S., 1997, “The cutting of sugarcane”, Doctor of Philosophy Thesis – University of Southern Queensland.
- Mello, R. C., 2005, “Influência do formato e velocidade da lâmina nas forças de corte para cana-de-açúcar”, Campinas.
- Norton, R. L., 2005, *Machine Design: An Integrated Approach*, 3rd Edition - Prentice Hall, 984 p.
- Norton, R. L. . *Design of Machinery. An Introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines*, McGraw-Hill. 1992, 714 p

- Norton, R. L. Projeto de Máquinas -uma abordagem integrada. Bookman Editora, 2004.
- Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K., 2005, *Projeto na Engenharia. Fundamentos do Desenvolvimento Eficaz de Produtos. Métodos e Aplicações*. 6 Edgard Blücher, 432 p.
- Romano, L. N., 2003, “Modelo de Referência para o Processo de Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas, UFSC, Florianópolis, pp. 87-97.
- Shigley, J. E., 1984, *Elementos de Máquinas II*, LTC Editora S. A., Rio de Janeiro, Tradução de Carvalho, E. P. 699 p.
- Shigley, J. E., Mischke, C., Budynas, R. G., 2003, *Mechanical Engineering Design*; 7<sup>th</sup> Reviewed Edition – McGrawHill, 1056 p.
- Souza L. H. [et al], 2009, “Capacidade de produção e consumo específico de energia em picadoras forrageiras tipo desintegrador/picador/moedor”, Rev. bras. eng. agric. ambient., Campina Grande, v. 13, n. 1, Feb.
- Shigley, J.E.; Mischke, C..R.; Budynas, R G. Projeto de Engenharia Mecânica. Bookman Companhia Editora. 2005
- Yiljep, Y. D. e Mohammed, U. S., 1997, “Effect of Knife Velocity on Cutting Energy and Efficiency during Impact Cutting of Sorghum Stalk”, Zaria, Nigeria.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

# SOLID MODELING AND DESIGN OF A VEGETATION COVER CUTTING MACHINE

Joseph Kalil Khoury Junior, kalil@ufv.br<sup>1</sup>  
Rafael Borges Mundim, rafael.mundim@ufv.br<sup>1</sup>  
André Luiz de Freitas Coelho, andre.coelho@ufv.br<sup>1</sup>  
Paulo Cezar Büchner, paulo.buchner@ufv.br<sup>1</sup>  
Danielle da Silva Oliveira, danielle.oliveira@ufv.br<sup>1</sup>  
Ronaldo Horácio Cumplido Neto, ronaldo.neto@ufv.br<sup>1</sup>  
Renan Pereira Maia, renan.maia@ufv.br<sup>1</sup>  
Diego Danny Santos, diego.santos@ufv.br<sup>1</sup>  
Maria Fernanda Lousada Antunes, maria.antunes@ufv.br<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidade Federal de Viçosa – Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica  
Avenida Peter Henry Rolfs, s/n; Campus Universitário; 36570-000, Viçosa – MG – Brasil

**Abstract.** *Once the concept of a machine has been defined the next step in the design process, known as the embodiment design phase, consists of defining and detailing the layout, form, and the manufacturing processes of all the machine parts. In order to design the parts it is necessary to determine all loads acting on the operating parts. For that, kinematic and dynamic simulations are run so that several layouts can be tried out and optimized. The goal of this project was to optimize and design a front coupling machine for micro tractors intended to cut Crotalaria juncea. Once the project requirements were outlined, such as the cutting in specific lengths, low power demand, and low cost, all solutions were improved in order to reach a final and optimized design. The adopted cutting mechanism was a four bar linkage one, due to low manufacturing costs. In order to define the bar arrangement several kinematic and dynamic simulations were run, allowing power demand and stress states on all links, cutting blade, joints, and the machine's structure to be analyzed and improved. Having reached a solution considered adequate, more improvements were made and the machine was outlined for manufacturing. Studies and simulations were run with the aid of solid drawing software, which also merges motion analysis, and stress and strain analysis. Mathematical routines developed by the team members were also used. This project allowed members to understand how the embodiment design phase can help identify and optimize machines early on the development stages of a project, reducing considerably misconceptions before prototype manufacturing.*

**Keywords:** machine design, rigid body simulation, four bar linkage, solid modeling.