

MARCUS VINÍCIUS MORAIS DE OLIVEIRA

**DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO DE UMA COLHEDORA AUTOMOTRIZ  
DE CAFÉ PARA REGIÕES MONTANHOSAS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

VIÇOSA  
MINAS GERAIS – BRASIL  
2013

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Catalogação e  
Classificação da Biblioteca Central da UFV

T

O48d  
2013

Oliveira, Marcus Vinícius Morais de, 1981-

Desenvolvimento e avaliação de uma colhedora automotriz  
de café para regiões montanhosas / Marcus Vinícius Morais de  
Oliveira. – Viçosa, MG, 2013.

xiv, 104f. : il. (algumas color.) ; 29 cm.

Orientador: Mauri Martins Teixeira.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Viçosa.

Inclui bibliografia.

1. Máquinas agrícolas. 2. Máquinas agrícolas - Projetos e  
construção. 3. Máquinas agrícolas - Desenvolvimento. 4. Café -  
Colheita. I. Universidade Federal de Viçosa. Departamento de  
Engenharia Agrícola. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Agrícola. II. Título.

CDD 22. ed. 631.3

**MARCUS VINÍCIUS MORAIS DE OLIVEIRA**

**DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO DE UMA COLHEDORA  
AUTOMOTRIZ DE CAFÉ PARA REGIÕES MONTANHOSAS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

**APROVADA: 22 de novembro de 2013.**



**Paulo Marcos de Barros Monteiro**



**Julião Soares de Souza Lima**



**Joseph Kalil Khoury Junior**



**Haroldo Carlos Fernandes  
(Coorientador)**



**Mauri Martins Teixeira  
(Orientador)**

*“Nossa maior fraqueza está em desistir. O caminho mais certo de vencer é tentar mais uma vez.”*

*Thomas Edison*



*Á minha mãe Maria Do Carmo de Moraes  
de Oliveira com todo meu amor e gratidão por me  
ensinar a andar no caminho do bem da verdade  
dedico este trabalho.*

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus e a toda espiritualidade maior, pelas oportunidades.

À minha mãe Maria Do Carmo, ao meu pai Geraldo Silvério (in memoriam) e ao meu Irmão Charles Pierre pelo amor e incentivo aos estudos.

Ao Professor Mauri Martins Teixeira, pela orientação, amizade e confiança durante toda a minha vida acadêmica.

À Universidade Federal de Viçosa (UFV), pela oportunidade, por intermédio do Departamento de Engenharia Agrícola (DEA).

Aos meus conselheiros, Fabio Lucio Santos, Haroldo Carlos Fernandes e Denílson Eduardo Rodrigues, pelas sugestões e atenção.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pelo apoio financeiro.

Aos demais professores do Departamento de Engenharia Agrícola, pelos ensinamentos desde a graduação.

Aos amigos e professores da Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro pelo incentivo e apoio.

A Amanda Moreira pelo companheirismo, paciência e pelos momentos de felicidade na etapa final deste trabalho.

A todos os meus familiares que sempre desejam o meu sucesso.

Aos funcionários do Laboratório de Mecanização Agrícola, pela amizade, pelo apoio e serviços prestados.

A todos os funcionários da Indústria e Comércio de Máquinas Polidryer e Indústria CODIFER pela ajuda prestada.

Aos funcionários da UFV e do Departamento de Engenharia Agrícola, pela ajuda e dedicação.

Aos amigos da pós-graduação em mecanização agrícolas que de uma forma especial me ajudaram no meu crescimento profissional e na valorização da vida.

Aos amigos e irmãos da Ordem Espiritualista Cristã Vale do Amanhecer que são o meu porto seguro em Viçosa.

A todos que, de uma forma ou de outra, contribuíram para a realização deste trabalho.

## **BIOGRAFIA**

Marcus Vinícius Morais de Oliviera, filho de Maria do Carmo de Morais de Oliveira e Geraldo Silvério de Oliveira, nasceu em 30 de julho de 1981, em Belo Horizonte, Minas Gerais.

Em dezembro de 1999, concluiu o ensino médio na Central de Ensino e Desenvolvimento Agrário de Florestal (CEDAF) na Universidade Federal de Viçosa (UFV) – Campus Florestal.

Em abril de 2001, ingressou no curso de Graduação em Engenharia Agrícola e Ambiental, na Universidade Federal de Viçosa -, em Viçosa, MG, graduando-se em março 2007.

Em março de 2007, ingressou no Programa de Pós-Graduação, em nível de Mestrado, em Engenharia Agrícola, na Universidade Federal de Viçosa, na área de concentração em Mecanização Agrícola, concluindo em fevereiro de 2009.

No mesmo ano, iniciou no Programa de Doutorado em Engenharia Agrícola, na Universidade Federal de Viçosa, na área de concentração em Mecanização Agrícola, submetendo-se à defesa em 22 de novembro de 2013

Em julho de 2010, foi aprovado em concurso público para docente na Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro (UFRRJ), campus Seropédica, assumindo o cargo em novembro do mesmo ano.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	viii
LISTA DE QUADROS .....	xii
RESUMO.....	xiii
ABSTRACT.....	xiv
INTRODUÇÃO GERAL.....	1
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	5
CAPÍTULO 1 – DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO VIRTUAL UTILIZANDO PROGRAMA COMPUTACIONAL E CONSTRUÇÃO DA COLHEDORA DE CAFÉ PARA REGIÕES MONTANHOSAS.....	8
1.1.INTRODUÇÃO.....	8
1.2.MATERIAL E MÉTODOS.....	13
1.3.RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	17
1.3.1.PRINCIPIOS DE SOLUÇÃO.....	17
1.3.2.PROJETO VIRTUAL.....	18
1.3.1.CONSTRUÇÃO DAS PEÇAS E MECANISMOS .....	28
1.4.CONCLUSÃO .....	38
1.5.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	38
CAPÍTULO 2 – DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE AUTOMAÇÃO E CONTROLE PARA COLHEDORA DE CAFÉ EM REGIÕES MONTANHOSAS.....	40
2.1.INTRODUÇÃO.....	40
2.2.MATERIAL E MÉTODOS.....	44
2.3.RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	53
2.4.CONCLUSÃO .....	75
2.5.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	75

CAPÍTULO 3 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS E DESEMPENHO DINÂMICO DA COLHEDORA DE CAFÉ PARA REGIÕES MONTANHOSAS.....	78
3.1.INTRODUÇÃO.....	78
3.2.MATERIAL E MÉTODOS.....	81
3.3.RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	90
3.4.CONCLUSÃO .....	99
3.5.REFERENCIA BIBLIOGRÁFICAS .....	99
CONCLUSÕES GERAIS .....	102

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.01 Derrçadora dragão versátil. Fonte: Dragão Sol .....	8
FIGURA 1.02 Colhedora KTR. Fonte: Jacto .....	9
FIGURA 1.03 Derrçadora Kokinha. Fonte: Jacto .....	10
FIGURA 1.04 Colhedora de café com apoio em três rodas. Fonte: Case IH11	
FIGURA 1.05 Fluxograma para o desenvolvimento do projeto.....	14
FIGURA 1.06 Diagrama de fluxo lógico das habilidades 1 e 2 do projetista. Fonte: Projeto de engenharia Mecânica. Shigley 2005.....	15
FIGURA 1.07 Exemplo uma malha de elementos finitos em peça submetida a esforços.....	16
FIGURA 1.08 Matriz morfológica para princípios de solução das funções da colhedora de café para regiões montanhosas. ....	17
FIGURA 1.09 Chassi da colhedora de café para regiões montanhosas.....	18
FIGURA 1.10 Propriedades de massa do chassi da colhedora de café .....	19
FIGURA 1.11 Sistema de rodados e propulsão da colhedora de café.....	20
FIGURA 1.12 Ensaio de carga no peça que fixa o conjunto do rodado ao mecanismo de direção da colhedora .....	21
FIGURA 1.13 Tensão de Von Mises na barra da suspensão com cargas verticais.....	22
FIGURA 1.14 Tensão de Von Mises na barra da suspensão com cargas combinadas.....	22
FIGURA 1.15 Sistema controle de direção da colhedora de café.....	23
FIGURA 1.16 Propriedades de massa do conjunto de rodados da colhedora.....	24
FIGURA 1.17 (a) Sistema de nivelamento da colhedora. (b) detalhe do mecanismo que trava a articulação do chassi. ....	25
FIGURA 1.18 Mecanismo agitador/derrçador fixado na estrutura do chassi da colhedora de café. ....	26
FIGURA 1.19 Motogerador e sistema de alimentação da colhedora de café.....	27

FIGURA 1.20 Plano de corte para máquinas CNC.....	29
FIGURA 1.21 (a) Montagem das rodas nos redutores e no arco de fixação da roda. (b) Fixação do mecanismo de suspensão e direção nas colunas.....	30
FIGURA 1.22 Alinhamento provisório das colunas e ligação provisória dos motorreductores da direção.....	31
FIGURA 1.23 (a) Detalhe do mecanismo de direção com o motorreductor acoplado. (b) Montagem do mecanismo de articulação do chassi.....	32
FIGURA 1.24 Desmontagem do chassi reduzido. ....	33
FIGURA 1.25 Montagem da lateral de chassi e do pantográfico definitivo ..	33
FIGURA 1.26 Detalhe da montagem das barras pantográficas no mecanismos de articulação do chassi. ....	34
FIGURA 1.27 Levantamento da estrutura definitiva do chassi. ....	34
FIGURA 1.28 Montagem dos cilindros agitadores. ....	35
FIGURA 1.29 Pintura da colhedora. ....	35
FIGURA 1.30 Montagem do painel elétrico e do controle remoto via cabo. ....	36
FIGURA 1.31 Detalhe do corte para o alongamento do chassi realizado no LMA.....	37
FIGURA 1.32 Colhedora com os motogeradores instalados. ....	37
FIGURA 2.01 Colhedora de café para regiões montanhosas.....	41
FIGURA 2.02 Mecanismo de direção da colhedora de café. ....	45
FIGURA 2.03 Detalhe dos contadores para manobra dos motores da direção.....	46
FIGURA 2.04 Imagem do controle remoto mais receptor 12 canais.....	46
FIGURA 2.05 Controlador lógico programável Novus modelo NSR. ....	47
FIGURA 2.06 Sensor de posicionamento da roda (potenciômetro). ....	47
FIGURA 2.07 (a) Propriedade de um bloco de entrada digital I:1 no modo principal do CLP, (b) Propriedade de um bloco de entrada Analógica/digital, AI:1 no modo de expansão do CLP. ....	49
FIGURA 2.08 (a) Rodas suspensas para ensaios de calibração dos potenciômetros. (b) Detalhes da escala fixada no eixo de direção da roda para leitura do grau de giro.....	51

FIGURA 2.09 Inversores de frequências com p CLP incorporado.....	53
FIGURA 2.10 Interface do programa entre o sensor de posicionamento e comando de direção. ....	55
FIGURA 2.11 Comando dos comparadores analógicos das rodas.....	56
FIGURA 2.12 Interface da calculadora Analógica.....	57
FIGURA 2.13 Interface dos contadores de pulso.....	58
FIGURA 2.14 Comando para rodas girarem com ângulos diferentes.....	59
FIGURA 2.15 Posicionamento das rodas pela Geometria de Ackermann...	60
FIGURA 2.16 Regressão Linear com equação ajustada e específica para roda 1 com base na calibração do potenciômetro específico para esta roda.....	61
FIGURA 2.17 Regressão Linear com equação ajustada e específica para roda 2 com base na calibração do potenciômetro específico para esta roda.....	62
FIGURA 2.18 Regressão Linear com equação ajustada e específica para roda 3 com base na calibração do potenciômetro específico para esta roda.....	62
FIGURA 2.19 Regressão Linear com equação ajustada e específica para roda 4 com base na calibração do potenciômetro específico para esta roda.....	63
FIGURA 2.20 Modelo comparativo das equações ajustadas com a leitura real após inserir no programa as equações ajustadas da roda 1.....	64
FIGURA 2.21 Modelo comparativo das equações ajustadas com a leitura real após inserir no programa as equações ajustadas da roda 1.....	64
FIGURA 2.22 Modelo comparativo das equações ajustadas com a leitura real após inserir no programa as equações ajustadas da roda 1.....	65
FIGURA 2.23 Modelo comparativo das equações ajustadas com a leitura real após inserir no programa as equações ajustadas da roda 1.....	65
FIGURA 2.24 Percurso da rodas em curva. ....	70
FIGURA 2.25 Início do algoritmo de programação do inversor de frequência para funcionamento. ....	71



FIGURA 2.26 Programação do CLP integrado ao inversor de frequência...	72
FIGURA 2.27 Algoritmo para o efeito diferencial nos inversores conforme a posicionamento da direção das rodas. ....	74
FIGURA 3.01 Forças aplicadas numa roda motriz (Bainier et al., 1963). Fonte: Monteiro 2011.....	79
FIGURA 3.02 (a) Detalhe da célula de carga. (b) Plataforma de arraste ligada a colhedora.....	82
FIGURA 3.03 a) Detalhes do fluxômetro e do MUG b) Detalhes do sensor de rotação da roda.....	84
FIGURA 3.04 Diagrama de forças do tombamento lateral da colhedora. ....	86
FIGURA 3.05 Diagrama de forças do tombamento lateral da colhedora utilizando a articulação do chassi. ....	87
FIGURA 3.06 Ensaio do raio de giro da colhedora de café. ....	88
FIGURA 3.07 Superfície de resposta e equação ajustada da patinagem em função da velocidade e da carga aplicada. **- Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.....	91
FIGURA 3.08 Superfície de resposta e equação ajustada da potência demandada em função da velocidade e da carga aplicada. **- Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t. ....	93
FIGURA 3.09 Superfície de resposta e equação ajustada da potência demandada em função da velocidade e da carga aplicada. **- Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t. ....	94
FIGURA 3.10 Localização do centro de gravidade da colhedora no modelo virtual.....	95
FIGURA 3.11 Ensaio realizado sob ponte rolante com as rodas ortogonais ao sentido de deslocamento da colhedora. ....	96
FIGURA 3.12 Colhedora deslocando em talude com 50% inclinação. ....	97

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1.01	Características das principais peças da colhedora de café.....	28
Quadro 2.01	Análise de variância do mecanismo de direção girando no sentido horário.....	66
Quadro 2.02	Interação entre os Tratamentos x Blocos no sentido horário.....	67
Quadro 2.03	Análise de variância do mecanismo de direção girando no sentido antihorário .....	67
Quadro 2.04	Interação entre os Tratamentos x Blocos no sentido anti-horário.....	68
Quadro 2.05	Médias das diferenças entre posições esperadas e posição real para o deslocamento das rodas no Sentido horário.....	68
Quadro 2.06	Médias das diferenças entre posições esperadas e posição real para o deslocamento das rodas no anti-horário.....	69
Quadro 2.07	Lógica binária do contador de pulso utilizando o comando K1M0.....	73
Quadro 3.01	Valores médios da patinagem em relação a diferentes cargas e velocidades .....	90
Quadro 3.02	Valores médios da demanda de potência em relação a diferentes cargas e velocidades.....	92
Quadro 3.03	Valores médios do consumo de combustível em relação a diferentes cargas e velocidades.....	94
Quadro 3.04	Valores simulados do raio de giro e ângulos de esterçamento das rodas .....	98
Quadro 3.05	Valores de espaço de giro, índice de relação do raio de giro e espaço de giro e índice de simetria. ....	98

## RESUMO

OLIVEIRA, Marcus Vinícius Morais, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, novembro de 2013. **Desenvolvimento e avaliação de uma colhedora automotriz de café para regiões montanhosas.** Orientador: Mauri Martins Teixeira. Coorientadores: Haroldo Carlos Fernandes, Fábio Lúcio Santos e Denílson Eduardo Rodrigues.

A cafeicultura é um importante seguimento do agronegócio Brasileiro gerando emprego, renda e desenvolvimento para o País. Dentre as etapas de produção, a colheita do café é a que mais demanda trabalho para ser realizada. Nos últimos anos, tem-se observado uma escassez de mão de obra para a colheita, causando elevação do custo de produção e impulsionando alguns agricultores a abandonarem a atividade cafeeira. Este fato é um agravante principalmente em regiões montanhosas que tradicionalmente não são mecanizáveis. Conhecendo a necessidade de melhorar as condições de desenvolvimento das atividades de cafeicultura em regiões montanhosas, objetivou-se com este trabalho o desenvolvimento de uma colhedora automotriz de café para regiões montanhosas. Inicialmente foram desenvolvidos e selecionados vários princípios que possibilitassem a estabilidade em terrenos inclinados. A partir de um mecanismo pantográfico foi desenvolvido um protótipo virtual que subsidiou informações para construção de um protótipo físico de uma colhedora de café para regiões montanhosas. Devido às características de risco de tombamento optou-se por trabalhar com controle remoto para que o operador ficasse distante da colhedora. Para controlar a colhedora à distância optou-se por uma fonte de potência elétrica. Utilizando Controladores Lógicos Programáveis (CLP) e uma série de sensores foi possível desenvolver os controles e realizar manobras que outras colhedoras não fazem. Para validar o projeto que foi plenamente executado foram realizados alguns ensaios em nível de laboratório que possibilitou avaliar pontos positivos e negativos da colhedora.

## ABSTRACT

OLIVEIRA, Marcus Vinícius Morais, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, November, 2013. **Development and appraisal of a coffee harvester for mountainous regions.** Adviser: Mauri Martins Teixeira. Co-advisers: Haroldo Carlos Fernandes, Fábio Lúcio Santos and Denílson Eduardo Rodrigues.

Coffee is very important for the Brazilian agribusiness by creating jobs, income and development for the country. Among production stages, harvesting is the most work which most demands performance. In recent years there has been observed a lack of labors for harvest, causing rise in production cost, and driving some farmers to abandon coffee activities. This is an aggravating fact especially in mountainous areas that are traditionally not mechanisable. Knowing the need to improve the coffee production for mountainous regions, this work aimed to develop a coffee harvester for mountainous regions. Initially several principles that would allow stability on sloping terrain were developed and selected. From a pantograph mechanism, it was developed a virtual prototype that subsidized information to build a physical prototype of a coffee harvester for mountain regions. Due to the tipping characteristics risk it was chosen to work with a remote control to keep the operator away from the harvester. In order to control the harvest keeping a safety distance, a source of electrical power was chosen. Using Programmable Logic Controllers (PLC) and a series of sensors it was possible to develop the controls and perform maneuvers that others coffee harvesters cannot do. To validate the project that was fully executed, it was realized some tests in laboratory that allowed evaluating the positives and negatives of the coffee harvester.

## INTRODUÇÃO GERAL

### INTRODUÇÃO

O Brasil é o maior produtor e exportador de café, com uma participação média de 30,8% das exportações mundiais nos últimos cinco anos. Em 2012, o valor adicionado pelo café ao agronegócio foi de 3,6 bilhões de dólares, sendo o quinto na lista das exportações brasileiras, ficando atrás da soja, carnes, complexo sucroalcooleiro e produtos florestais (BRASIL, 2013). Na safra de café 2011/12, o Brasil apresentou a maior produção histórica, produzindo cerca de 50,8 milhões de sacas. Somente no Estado de Minas Gerais foram produzidos 26,9 milhões de sacas, totalizando 53% da produção nacional. Levando-se em conta apenas o café arábica, Minas Gerais é o maior produtor nacional com 67,4% da produção (CONAB, 2013).

A colheita do café é realizada geralmente, pelas seguintes etapas: arruação, derricha, recolhimento, abanação e transporte. A derricha é considerada a etapa mais onerosa e que demanda maior tempo na colheita. Por isso, sua mecanização é tão importante. A colheita de café pode ser realizada de forma manual, semi-mecanizada ou mecanizada.

A colheita manual demanda demasiado tempo e mão de obra, isso aumenta os custos de produção inviabilizando a atividade cafeeira em algumas regiões (CIRILLO, 2007). Na opção pela colheita manual, os custos da mão de obra podem representar até 60% dos custos totais de produção da saca de café (OLIVEIRA, 2011)

Muitas lavouras não foram planejadas para serem mecanizadas, e a colheita é feita utilizando de sistema de colheita semi-mecanizada com derrichadoras portáteis que trabalham com vibração ou impacto. Segundo Filgueiras (2000) e Barbosa et al., (2005) a colheita de café semi-mecanizada apresenta desempenho operacional superior ao da colheita manual, tornando se uma alternativa viável para os produtores de pequeno a médio porte, minimizando o custo de colheita. Porém, quando mal executada

ou realizada por máquinas inadequadas esta operação causa problemas de desfolha e quebra de galhos dificultando a recuperação das plantas para a próxima safra.

A colheita mecanizada de café é feita por derrificadoras tratorizadas ou automotrizes com estrutura pórtico operando a cavaleiro. São constituídas de cilindros vibratórios com varetas que tocam lateralmente a planta de café derrichando os frutos por meio de vibração e impacto. Tanto em colhedoras automotrizes quanto nas portáteis é comum utilizar mecanismos de vibração para derriça de café.

Com o princípio da vibração, as máquinas possibilitam a colheita seletiva, contornando, em parte, o problema da desuniformidade de maturação dos frutos do cafeeiro. Silva *et al.* (2010) afirmam que o desprendimento do fruto se dá quando forças inércias decorrente do movimento dos frutos são maiores que a força de tração para o desprendimento.

Em busca de uma colheita seletiva de frutos, têm sido utilizadas máquinas cujo princípio de funcionamento baseia-se na vibração dos ramos plagiotrópicos da planta. O projeto dessas máquinas leva em consideração frequências naturais do sistema fruto pedúnculo tidas como as mais adequadas ao desprendimento dos frutos (SANTOS *et al.*, 2010 e SESSIZ; ÖZCAN 2006). Segundo Souza (2004) a amplitude de vibração de 30 mm e frequências de vibração de 20 Hz apresentaram menor tempo e número de ciclos para o desprendimento dos frutos do cafeeiro.

O princípio de vibrações mecânicas para a colheita já se encontra bastante difundido, sendo que podem ser empregados estudos da intensidade da vibração com seu efeito no pedúnculo dos frutos. O objetivo do impacto produzido pela máquina em uma colheita-vibratória é a remoção dos frutos (MATEEV, 2004). De acordo com Torregrosa (2009), a colheita de laranjas por vibração representou um aumento de 15% na eficiência quando comparada a colheita manual. O aumento da frequência de vibração

aumenta a energia associada, e, portanto, a energia transferida para a planta (PEZZIF, 2009).

No intuito de reduzir custos, contribuir significativamente para o desenvolvimento de culturas e preservar a qualidade dos produtos agrícolas, a adoção da colheita mecanizada do café é considerada uma boa alternativa. As principais vantagens da colheita mecanizada em relação à manual são o menor custo operacional, a possibilidade de trabalhar mais horas por dia, inclusive à noite, possibilitar à planta maior tempo de recuperação para uma nova safra, regularizar o fluxo para secagem, permitir colheita em menor período, melhorar a eficiência da mão de obra e obtenção de um produto final de melhor qualidade. No entanto, existem algumas desvantagens, tais como adequação do espaçamento e da declividade da lavoura, repasse manual em algumas operações e elevado capital inicial.

Nos sistemas de derriçadoras tracionadas por trator, tem-se como principal fator limitante a inclinação máxima do terreno, que não deve ser superior a 10%, além de ser necessária uma lavoura com espaçamento adequado entre as linhas de no mínimo 3,5 metros, com plantas bem alinhadas (SILVA et al., 2001). Os métodos tradicionais de mecanização somente são possíveis se aplicados em terrenos com declividade de até 20 %. Este fato associado a outras limitações de ordem operacional e econômica mostra que a mecanização depende sempre da complementação do serviço braçal. Além disso, as máquinas necessitam de mão de obra especializada para manutenção, comercialização e assistência técnica (SILVA et al., 2001).

A escassez de mão de obra na época da colheita tem sido um problema nas regiões montanhosas onde a lavoura é cultivada. Nestes locais, com declividades entre 17 e 33%, a colheita, deve ser realizada manualmente ou de forma semi-mecanizada (SOUZA et al., 2005). Por ser um trabalho árduo, está cada vez mais difícil a contratação de trabalhadores para este serviço o que tem elevado, significativamente, os custos da colheita de café. Mesmo existindo máquinas capazes de realizar a colheita

semi-mecanizada em áreas de elevada declividade, estas não apresentam eficiência na execução.

O desenvolvimento de uma colhedora que possa trabalhar em áreas com declividade maior que 20% apresenta grande potencial para a solução dos problemas da colheita em zonas montanhosas, onde grande parte da produção é colhida manualmente. Para regiões montanhosas se faz necessário projetar máquinas que possuam flexibilidade e fácil operação, podendo assim elevar a capacidade de trabalho destas regiões.

Segundo Mundim et al. (2003) no Brasil, o desenvolvimento e o dimensionamento de máquinas agrícolas têm como origem de informações os produtos estrangeiros, ou seja, estas máquinas, normalmente de médio a grande porte, trazem inúmeras características distintas em relação aos produtos encontrados no país. Essas máquinas apesar de elevada capacidade em vários processamentos, podem ser inadequadas às necessidades dos pequenos e médios produtores, além de um alto custo de aquisição.

É importante ressaltar que no Brasil ainda não existe comercialmente uma colhedora de café produzida em escala comercial que atenda as regiões montanhosas. O trabalho de desenvolvimento de uma máquina para este fim envolve riscos econômicos e de segurança. São poucos os projetos desenvolvidos para o mercado nacional. A maioria das colhedoras comerciais foram adaptadas de outras culturas para o café.

Dessa forma, conhecendo a necessidade da cafeicultura da região montanhosa objetivou-se com este trabalho projetar, construir e avaliar uma colhedora de café para lavouras em regiões montanhosas.

De maneira específica pretendeu-se:

- ✓ Desenvolver um modelo virtual da colhedora utilizando o programa computacional SolidWorks;
- ✓ Projetar um sistema de automação e controle para os mecanismos da colhedora;



- ✓ Projetar um mecanismo que permita estabilidade em terrenos inclinados;
- ✓ Projetar um sistema de direção com maior manobrabilidade;
- ✓ Projetar um sistema de autopropulsão com motorreduzidores elétricos;
- ✓ Construir uma colhedora de café para terrenos inclinados com base nos conceitos de projeto apresentados;
- ✓ Ensaiar em laboratório os mecanismos construídos.

Este trabalho foi realizado em três capítulos sendo que no capítulo 1 é apresentado uma descrição do desenvolvimento conceitual e virtual da colhedora de café. Nele é possível observar o conceito da colhedora como um todo e também as descrições dos mecanismos e os desenhos que serviram de base para construção do primeiro protótipo.

No capítulo 2 é mostrado o sistema de automação e controle da colhedora. Para o acionamento da colhedora foi utilizado um controle remoto que permite comandar a máquina a distância. Para o controle de tração utilizou-se motores elétricos acionados por inversores de frequência para aumentar ou diminuir a velocidade. O sistema de direção foi dividido em três módulos. O primeiro se dá apenas com as rodas dianteiras direcionais, no segundo podem ser usadas as quatro rodas direcionais para auxiliar nas curvas e no terceiro módulo as rodas ficam todas sempre paralelas, o que permite a colhedora mover-se de lado.

O capítulo 3 trata dos ensaios realizados em laboratório onde é apresentado um dos principais mecanismos desta colhedora, o sistema pantográfico de controle das cargas verticais. Este mecanismo permite maior estabilidade da colhedora em terrenos com até 50% de inclinação. Foram realizados ensaios em diferentes velocidades e monitorado o consumo.

## **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento – MAPA. **Informe Estatístico do Café**. Julho de 2013.

BARBOSA, Jackson A.; SALVADOR, Nilson and SILVA, Fábio M. da. Desempenho operacional de derrçadores mecânicos portáteis, em diferentes condições de lavouras cafeeiras. **Rev. bras. eng. agríc. ambient.** [online]. 2005, vol.9, n.1, pp. 129-132. ISSN 1807-1929. <http://dx.doi.org/10.1590/S1415-43662005000100020>.

CIRILLO, J. E. Avaliação de tempo efetivo da derraça mecanizada e manual do café, na região de Garça. **Revista Científica Eletrônica de Agronomia.** Ano VI, Número 11, Junho de 2007, , p.1-7, Garça / SP..

CONAB – **COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO.** Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, **Série histórica de área em produção.** Disponível em: [http://www.conab.gov.br/conteudos.php?a=1252&ordem=pduto&Pagina\\_objcmsconteudos=1#A\\_objcmsconteudos](http://www.conab.gov.br/conteudos.php?a=1252&ordem=pduto&Pagina_objcmsconteudos=1#A_objcmsconteudos) >

FILGUEIRAS, W. H.; QUEIROZ, D. M.; DIAS, G. P.; DELLA LUCIA, R. M. Propriedades mecânicas da madeira do café In: **Simpósio de Pesquisa dos Cafés do Brasil**, 1, 2000, Poços de Caldas, MG. Resumos expandidos

MATEEV, L M; KOSTADINOV, G D; **Probabilistic model of fruit removal during vibratory morello harvesting, Biosystems Engineering**, (2004) 87(4), 425–435

MUNDIM, J. L. C.; SOUZA, C. M. A.; QUEIROZ, D. M.; NARICI, A. A. F. Simulação do comportamento dinâmico do sistema de vibração de dois sistemas de limpeza. In: CONGRESSO BRASILEIRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE INFORMÁTICA APLICADA À AGROPECUÁRIA E À AGROINDÚSTRIA, 2003, Porto Seguro, BA.

OLIVEIRA, E. Falta de mão de obra afeta colheita de café. **Folha de São Paulo.** São Paulo, 08 de junho de 2011. Disponível em: < <http://www1.folha.uol.com.br/mercado/926784-falta-de-mao-de-obra-afeta-colheita-de-cafe.shtml> >. Acesso em: 08 de março de 2013.

PEZZI F; CAPRARA C; Mechanical grape harvesting: investigation of the transmission of vibrations. **Biosystems Engineering**, (2009) 103. 281–286

SANTOS, F. L.; QUEIROZ, D. M.; PINTO, F. A. C. and RESENDE, R C. Efeito da frequência e amplitude de vibração sobre a derraça de frutos de café. **Rev. bras. eng. agríc. ambient.** [online]. 2010, v.14, n.4, pp. 426-431. ISSN 1415-4366.

SESSIZ, A.; ÖZCAN, M. T. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical. **Journal of food engineering**, V.76, P.148-153, 2006.

SILVA, F. M.; SALVADOR, N.; PÁDUA, T. S.; QUEIROZ, D. P.; **Colheita do café mecanizada e semimecanizada**. Lavras, MG: UFLA CBP&D/Café, 2001, 88 p. (Boletim de Extensão)

SILVA, F. C.; SILVA, F. M.; ALVES, M. C.; BARROS, M. M.; SOUZA, SALES, R. S. Comportamento da força de desprendimento dos frutos de cafeeiros ao longo do período de colheita. *Ciência e agrotecnologia*, V. 34, N. 2, P. 468-474, 2010.

SOUZA, C.M.A. de; QUEIROZ, D.M. de; PINTO, F. de A. de C.; TEIXEIRA, M.M. Desempenho de derrçadora portátil de frutos do cafeeiro. **Engenharia Agrícola**, v.25, p.791-800, 2005.

SOUZA, C. M. A. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derraça e de abanação de frutos do cafeeiro**. 2004. 136f. (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa. Viçosa, MG: UFV,

TORREGROSA A; ORTI E; MARTÍN B; GIL J; **Mechanical harvesting of oranges and mandarins in spain**. *Biosystems Engineering*, (2009) 104.,18–24.

# CAPÍTULO 1 – DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO VIRTUAL UTILIZANDO PROGRAMA COMPUTACIONAL E CONSTRUÇÃO DA COLHEDORA DE CAFÉ PARA REGIÕES MONTANHOSAS

## 1.1. INTRODUÇÃO

A competitividade no mercado e a escassez de mão de obra fazem com que, o produtor de café busque na colheita mecanizada uma parte da solução para seus problemas. Atualmente, existem diversos modelos destinados à execução dessa operação específica, como as máquinas portáteis que acionam hastes vibratórias manejadas manualmente e as conjugadas ou automotrizes. Esses modelos derriçam, recolhem, abanam e ensacam o café colhido em uma única operação (PÁDUA et al., 1999; SILVA et al., 2001).

No mercado existem diversas colhedoras que foram ensaiadas como a derriçadora fabricada pela indústria Dragão Sol, modelo Dragão Versati (Figura 1.01) que é acionada pela TDP e pelo sistema hidráulico do trator. Essa máquina opera lateralmente à linha dos cafeeiros. Possui um cilindro derriçador com 3,10 metros de altura, contendo 42 anéis com 16 hastes de 550 mm, que vibram com amplitude de 50 a 58 mm e frequência variada. Silva et al (2006), ensaiaram com frequências variando entre 13,3 a 18,3 Hz.



FIGURA 1.01 Derriçadora dragão versátil. Fonte: Dragão Sol

Outro modelo é a derrçadora Koplex que possui dois cilindros derrçadores laterais com hastes vibratórias, operando a cavaleiro em torno das linhas das plantas, derrçando os dois lados da planta. Dessa forma, os frutos se desprendem e caem no chão ou no pano. Esta máquina é acoplada nos três pontos do sistema hidráulico e pode ser tracionada por um trator tipo cafeeiro, para seu acionamento é utilizando a TDP. São necessários dois operadores para o funcionamento da máquina, sendo um para o trator e outro para a derrçadora (SILVA et al., 2001). O operador controla toda a derrçadora, regulando a altura de colheita, o alinhamento e nivelamento do equipamento. Além de controlar a rotação do conjunto vibratório visando a maior eficiência de derrça.

A derrçadora opera em terrenos com declividade de até 10 % e com velocidades que variam de 0,10 a 0,333 m s<sup>-1</sup> e apresenta capacidade operacional que pode chegar a 0,7 ha h<sup>-1</sup>. De acordo com Silva et al. (2001), essa derrçadora não está mais sendo fabricada e seu projeto foi remodelado, incluindo-se os recolhedores, dando origem à colhedora tracionada modelo KTR (Figura 1.02).



FIGURA 1.02 Colhedora KTR. Fonte: Jacto

A derrçadora Kokinha (Figura 1.03) possui um sistema de derrça que trabalha lateralmente à planta. É composta por um único cilindro derrçador dotado de hastes vibratórias. Possui um mecanismo que permite o ajuste da inclinação lateral, conseguindo obter uma maior eficiência, mesmo em

terrenos inclinados. Por possuir apenas um cilindro, apresenta preço inferior aos dos outros modelos tratorizados, o que possibilita sua utilização em propriedades menores. Apresenta capacidade operacional de até 0,40 ha h<sup>-1</sup> e requer um trator cafeeiro para a sua tração e acionamento. Segundo Silva et al. (2001), esta máquina vem tendo boa aceitação no Sul do Estado de Minas Gerais, existe também um sistema de recolhimento que pode ser adaptado à mesma.



FIGURA 1.03 Derrçadora Kokinha. Fonte: Jacto

A colhedora Brastoft, antiga Austoft é originária da Austrália. Atualmente a Brastoft foi incorporada pela CASE IH. A colhedora Austoft apresenta o rodado composto por três rodas de apoio facilitando o processo de manobra (Figura 1.04). Neste sistema, o café é derrçado empregando-se cilindros dotados de hastes vibratórias. Uma vez derrçado os frutos são transportados por esteiras até o sistema de separação, onde ocorre a retirada das impurezas. Depois de ocorrer a separação, os frutos são transportados até um depósito ou para o ensacamento, sendo os sacos, neste caso, deixados ao longo das ruas. Pode-se optar pela descarga diretamente na carreta que se desloca na rua paralela à da colhedora, assim, o café é transportado do sistema de abanação diretamente para a carreta.



FIGURA 1.04 Colhedora de café com apoio em três rodas. Fonte: Case IH

Estas colhedoras foram bastante ensaiadas no final da década de 90 e hoje fornecem informações que servem de base para as novas pesquisas para colheita de café. Apesar de outras indústrias entrarem para este mercado os mecanismo e os princípios de funcionamento são praticamente os mesmos.

No entanto, não existe no mercado uma colhedora automotriz que trabalhe em terrenos com mais de 20% de inclinação. A carência de máquinas destinadas a terrenos com declividades elevadas ocorre devido ao fato de ser um desafio que envolve elevados custos e grandes riscos para a maioria das empresas que fabricam colhedoras.

Assim, o desenvolvimento de uma colhedora para terrenos inclinados está sendo mais intenso nas universidades, além de alguns produtores rurais que fazem adaptações, no intuito de tentar resolver o problema da colheita.

A utilização de uma metodologia de projeto torna-se fundamental para o desenvolvimento de uma colhedora de café. Neste caso, é importante que seja versátil e com aplicações em diferentes situações de inclinação nas culturas do café. Isso pode resultar em um salto enorme na cafeicultura brasileira, principalmente nas regiões montanhosas de Minas Gerais e do Espírito Santo. Segundo Alonso et al (2006) as invenções tecnológicas

advindas do desenvolvimento de máquinas agrícolas modernas geraram muitos benefícios aos fabricantes, agricultores e à sociedade em geral.

Inicialmente, no desenvolvimento de um projeto deve-se levar em consideração três aspectos: o primeiro é a adequação, um projeto é adequado se sua adoção atingir de fato o propósito intencionado; o segundo se é factível, ou seja, se puder ser desenvolvido com conhecimento, pessoal, dinheiro e material disponível, ou se puder ser feito em tempo hábil; e o terceiro se é aceitável, se os resultados prováveis equivalerem ao valor dos custos calculados. Sendo assim quando um projeto é adequado, factível e aceitável, ele se torna uma alternativa satisfatória. A próxima etapa é comparar com outras alternativas satisfatórias. Somente a partir deste ponto que uma estratégia de otimização poderá ser criada (Shigley et al., 2005).

Na busca de uma solução podem ser aplicados diversos métodos, tais como: métodos convencionais, métodos com ênfase intuitiva, métodos com ênfase discursiva e método para combinação de soluções. Dentre os métodos convencionais para este projeto destaca-se: analogia, no qual, a solução veio de modelos análogos. Com a análise de sistemas técnicos conhecidos, buscou-se melhorar os modelos existentes no mercado ou modelos obsoletos. Segundo Romano (2003), um modelo de referências no projeto de máquinas agrícolas é composto de três macrofases: Planejamento, Projetação e Implementação.

Um projeto visando a construção de uma máquina colhedora pode ser baseado no desenvolvimento de modelos virtuais. Muitos trabalhos tem demonstrado a eficiência ao utilizar programas (CAD) e (CAE), *Computer Aided Design* e *Computer Aided Engineering* (MARINI, 2007). Os sistemas CAD e CAE são programas computacionais empregados no auxílio do desenvolvimento de projetos, por meio do qual é possível simular ou manipular situações para o aperfeiçoamento de máquinas agrícolas ou industriais, comumente chamadas de protótipos virtuais, com a finalidade de alcançar tanto a diminuição de tempo e custos envolvidos, como a confiabilidade e eficiência destes protótipos (MAGALHÃES et al., 2006). Após a modelagem de um mecanismo pantográfico para uma colhedora de



cana, Volpato et al. (2005) concluem que a utilização de processos de modelagem virtual e otimização em projetos de máquinas agrícolas é bastante promissora.

Diante do contexto apresentado, objetivou-se com este trabalho modelar e desenvolver alguns conceitos para a solução dos problemas em locomover com segurança uma colhedora de café autopropelida em terrenos inclinados.

## **1.2. MATERIAL E MÉTODOS**

A colhedora de café foi projetada e construída no Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

No desenvolvimento conceitual do protótipo foi utilizada a metodologia de projeto proposta por Pahl e Beitz (1995). Na Figura 1.05 observa-se um fluxograma para desenvolvimento do projeto. Trata-se de um processo interativo, em que, algumas etapas do trabalho necessitam serem repetidas levando-se em conta um nível elevado de informação.

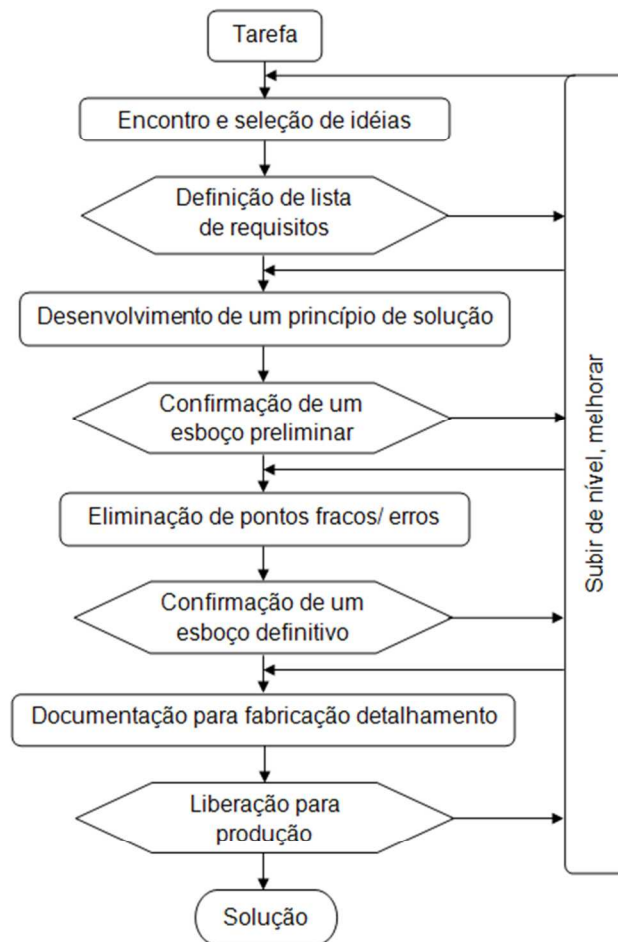


FIGURA 1.05 Fluxograma para o desenvolvimento do projeto (adaptado). Fonte Pahl e Beitz (1995)

Dentre as metodologias intuitivas, a sinética é a que se adequa melhor ao projeto. A palavra sinética é derivada do grego e significa reunião de conceitos diferentes, aparentemente independentes entre si. Para isso foram levantadas as principais características das colhedoras existentes no mercado e definidas algumas características imprescindíveis para a cafeicultura de montanha.

Para avaliar cada elemento a ser desenvolvido no projeto da colhedora de café utilizou-se a metodologia proposta por Shigley et al. (2005) denominada habilidade um e dois que pode ser observada na Figura 1.06. A habilidade um refere-se à capacidade de avaliar se o modelo proposto foi satisfatório, ou seja, se ele é adequado, factível e aceitável levando-se em consideração modelagem matemática e modelagem virtual. A habilidade

dois é a capacidade de síntese e requer uma estratégia de otimização, bem como a avaliação da conexão entre os elementos do projeto como um todo.

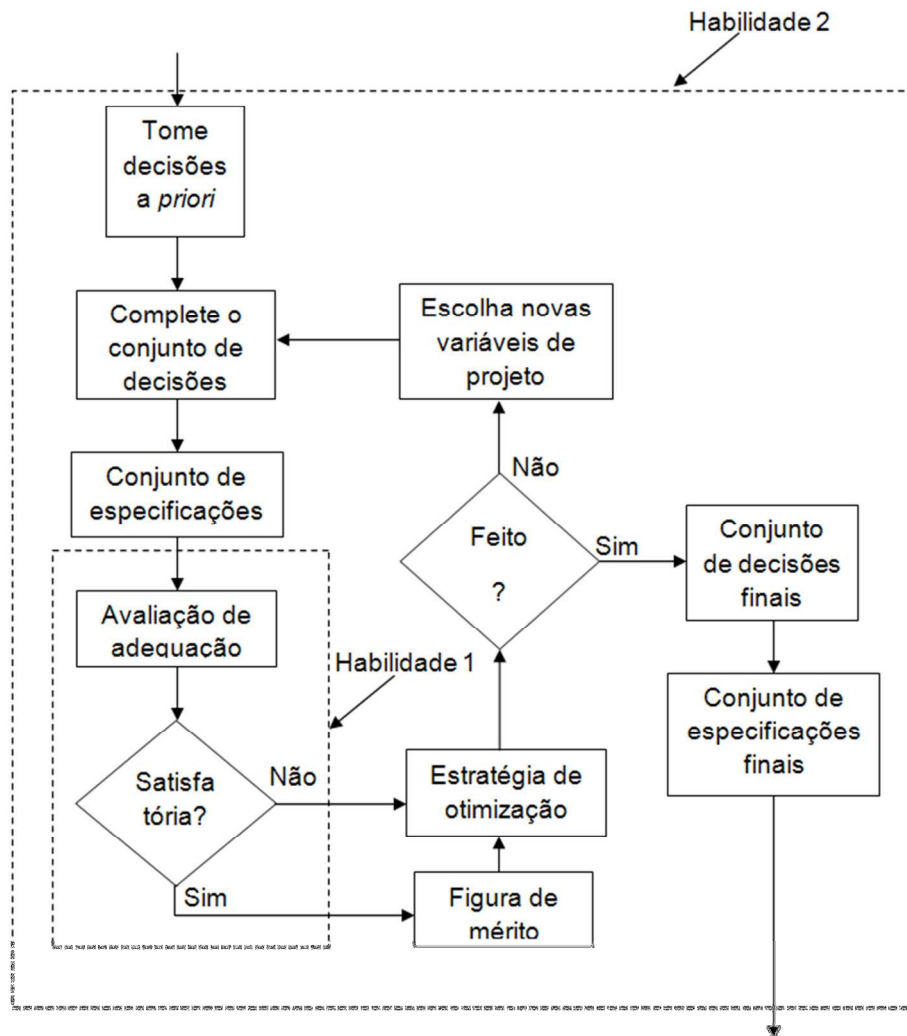


FIGURA 1.06 Diagrama de fluxo lógico das habilidades 1 e 2 do projetista. Fonte: Projeto de engenharia Mecânica. Shigley 2005.

Montou-se uma matriz morfológica para seleção das melhores soluções dos requisitos de função da colhedora de café para regiões montanhosas.

Os elementos fundamentais nesta colhedora são a estabilidade em terrenos inclinados, a manobrabilidade e a segurança para o operador. Para o desenvolvimento do mecanismo de estabilidade optou-se por trabalhar em um mecanismo de quatro barras, evoluindo, posteriormente, para um mecanismo pantográfico para manter o chassi estável. O sistema de direção da colhedora ficou definido que seria necessária a opção de cada roda girar

180°. Para fornecimento de energia para a colhedora utilizou-se um motogerador e motores elétricos. Para o controle e comando dos motores foram utilizados CLPs, inversores de frequência e controle remoto via rádio frequência. Os mecanismos de derrixa empregados foram os mesmos já utilizados nas colhedoras tradicionais.

Inicialmente foram projetados todos os sistemas e mecanismos da colhedora de maneira virtual no programa computacional SolidWorks®. A partir deste programa foi especificada a resistência e a densidade dos materiais constituinte das peças. Após especificação do material, foi utilizada uma interface específica do programa que gera uma malha de elementos finitos exemplificada na Figura 1.07, para as análises estruturais das peças. Na análise estática virtual do mecanismo foi possível simular e mostrar qualquer tipo de falha do dispositivo projetado, assim como gerar dados de deformação da peça, bem como tensão de Von Mises. A tensão de Von Mises é usada como um critério que determina o limite de escoamento do material.

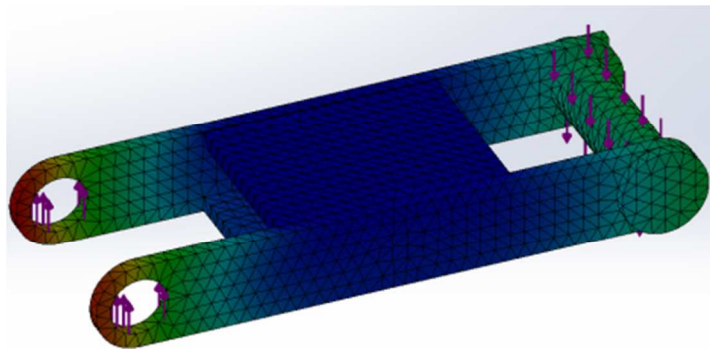


FIGURA 1.07 Exemplo uma malha de elementos finitos em peça submetida a esforços.

Para a construção da estrutura da máquina foram utilizadas chapas de aço carbono 1020 com espessura de 12,7 mm. Com o desenho planificado das peças da estrutura da máquina, chapas de aço foram cortadas a plasma, sob medidas para a fabricação dos mecanismos da colhedora. Também foram utilizados tubos retangulares 100X50 mm com espessura 3 mm. No sistema de propulsão foram usados redutores de roda, com redução de 50:1 e pneus agrícolas diagonal 12.4-24 com 10 lonas. Para

o acionamento dos mecanismos foram usados 12 motores elétricos e 10 redutores de velocidade. Para o comando dos motores foi montado painel elétrico e para alimentação dos motores foram utilizados dois conjuntos motogeradores de 45KVA cada. Parte do material foi cortado e soldado na Codifer Comércio e Distribuição de Ferro Ltda, no município de Contagem-MG e parte da montagem na Indústria e Comércio de Máquinas Polidryer Ltda, em Viçosa – MG. A finalização se deu no Laboratório de Mecanização Agrícola da Universidade Federal de Viçosa (LMA-UFV).

### 1.3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 1.3.1. PRINCÍPIOS DE SOLUÇÃO

Utilizando metodologia de projeto é possível observar na Figura 1.08 a matriz morfológica que serviu de base para as escolhas das soluções referentes ao funcionamento da colhedora e a variante de solução escolhida. Inicialmente foram definidas cinco funções básicas para colhedora de café para regiões montanhosas e propostas quatro ou cinco soluções. Posteriormente foram feitas as combinações das melhores soluções.

Solução \ Função	S1	S2	S3	S4	S5
Compensar desnível (F1)	Pantográfico	Telescópico Hidráulico	Telescópico Mecânico	Quatro Barras	
Direcionar colhedora (F2)	2 Rodas Direcionais	4 rodas direcionais	Esteira com freio	Rodas com freio	
Deslocar colhedora (F3)	3 rodas	4 rodas	Esteira	Esteira e rodas	Tracionada por trator
Derrivar café (F4)	Cilindro derricador	Placa derricadora	Dedos retráteis		
Fornecer energia (F5)	Bomba Hidráulica	Motor mecânico	Motogerador elétrico	TDP	

FIGURA 1.08 Matriz morfológica para princípios de solução das funções da colhedora de café para regiões montanhosas.

A melhor solução para compensar desnível foi o mecanismo pantográfico, para direcionar a colhedora ficou definido que seriam as quatro rodas direcionais, para o sistema de tração foi determinado que tração nas

quatro rodas é melhor, bem como, o para derrigar o café foi escolhido o cilindro derrizador e para fornecer potência foi definido o uso de um motogerador. A escolha foi realizada com base em discussões do grupo de estudo para o desenvolvimento da colhedora levando em consideração vantagens técnicas e econômicas de uma solução em relação às outras.

### 1.3.2. PROJETO VIRTUAL

Com base nos modelos existentes no mercado e a necessidade desta colhedora trabalhar em regiões montanhosas ficou definido que o projeto da colhedora de café fosse dividido basicamente em seis partes: chassi, sistema de propulsão, sistema de derriza, sistema de direção, sistema para nivelamento da colhedora e sistema de alimentação, controle e automação da colhedora.

O chassi da colhedora (Figura 1.09) foi construído em estrutura tubular e em sua modelagem foram utilizados tubos retangulares e perfis em aço. As partes do chassi foram soldadas e parafusadas deixando espaço para fixação do sistema de derriza, do controle de nivelamento, do conjunto de rodados e de propulsão e sistema de direção.

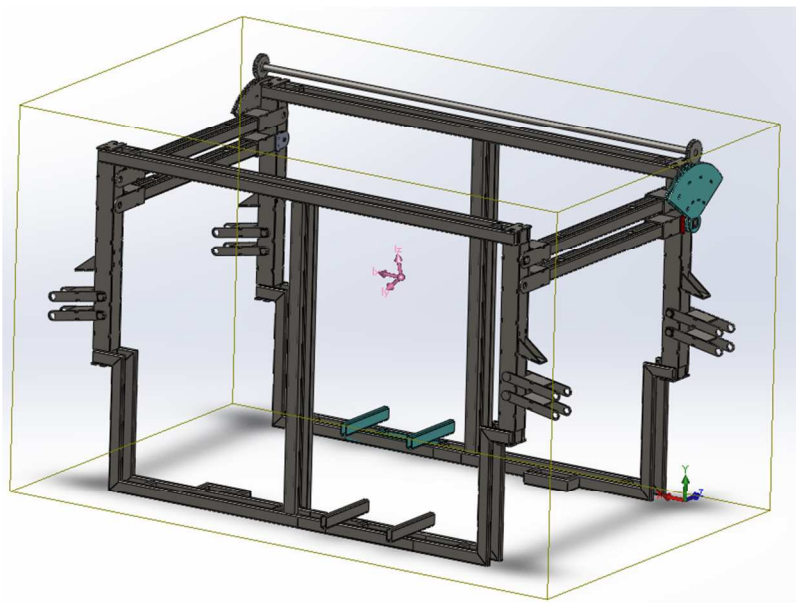


FIGURA 1.09 Chassi da colhedora de café para regiões montanhosas.

O chassi foi estabilizado por duas barras transversais fixas por juntas rotativas formando um mecanismo de quatro barras pantográfico. Este mecanismo mantém as colunas estruturais sempre paralelas e permite que o chassi seja articulável. A estabilidade do chassi ocorreu por meio de um conjunto de engrenagens que travam a articulação e será detalhado no mecanismo de inclinação da colhedora.

A massa do chassi bem como os momentos de inércia foram obtidos utilizando o programa computacional e podem ser observadas na Figura 1.10. Vale observar que o volume de  $0.207 \text{ m}^3$  é coerente com a massa de  $1612.16 \text{ kg}$  para uma densidade aproximada de  $7900 \text{ kg.m}^{-3}$  do aço.

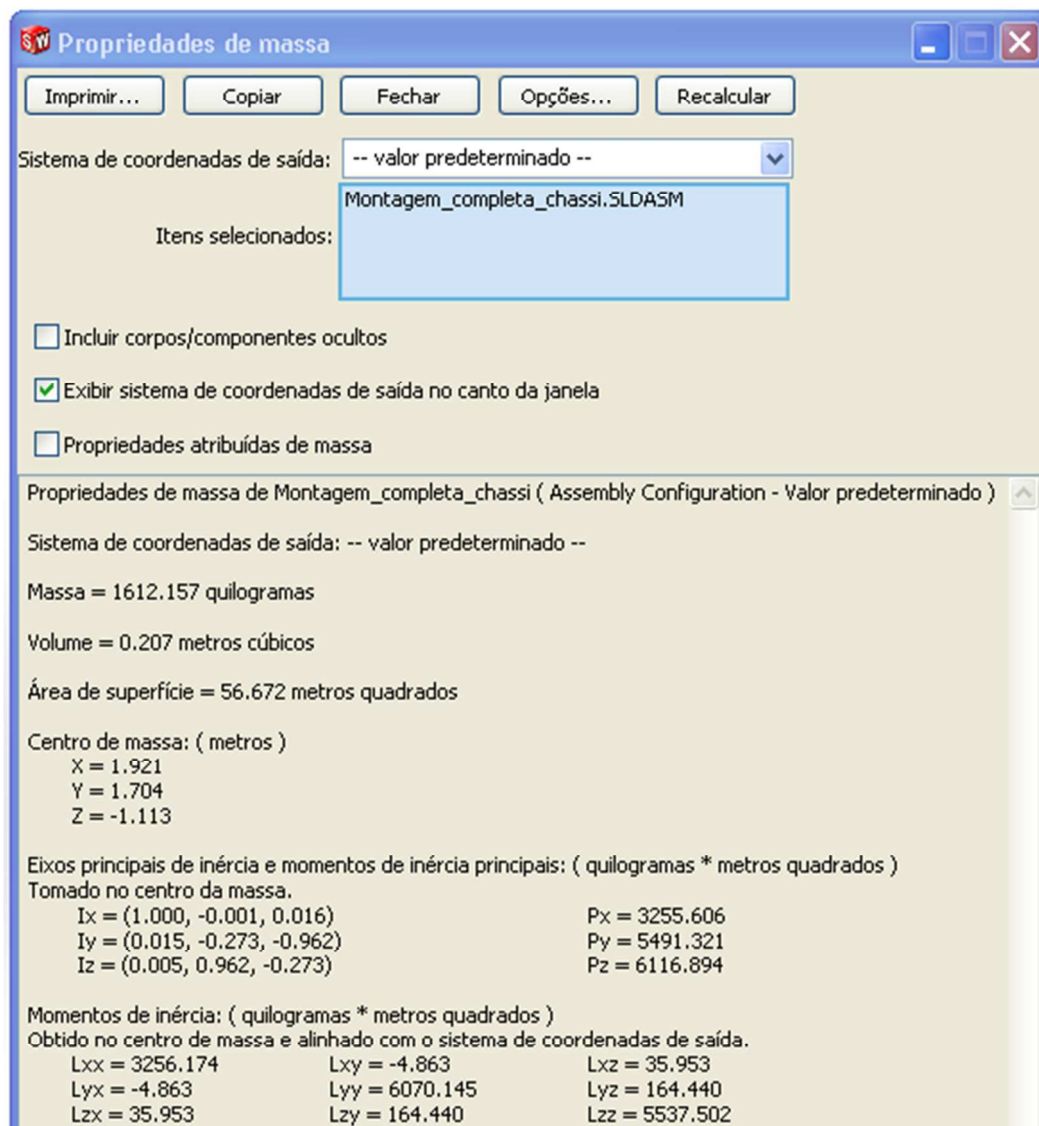


FIGURA 1.10 Propriedades de massa do chassi da colhedora de café



O sistema de rodados e propulsão (Figura 1.11) foi composto por motorreductores elétricos acoplados às rodas e à estrutura de fixação do rodado. A estrutura de fixação dos rodados tem uma forma de arco e recebe todos os esforços de sustentação do peso da colhedora. Foi aplicado um carga 45 kN equivalente a três vezes o peso que esta peça normalmente recebe.

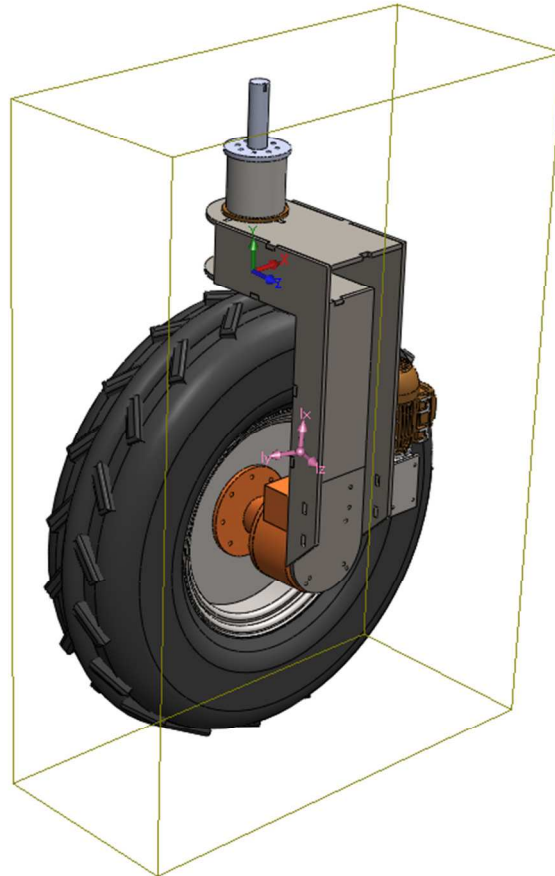


FIGURA 1.11 Sistema de rodados e propulsão da colhedora de café

Em alguns pontos isolados a tensão de Von Mises chegou a 280,8 MPa e o limite de escoamento é 351.6 MPa (Figura 1.12). Os locais onde ocorrem estes maiores esforços são pontos de concentração de tensão devido a mudança brusca de forma. Estes receberão reforços durante o processo de fabricação.



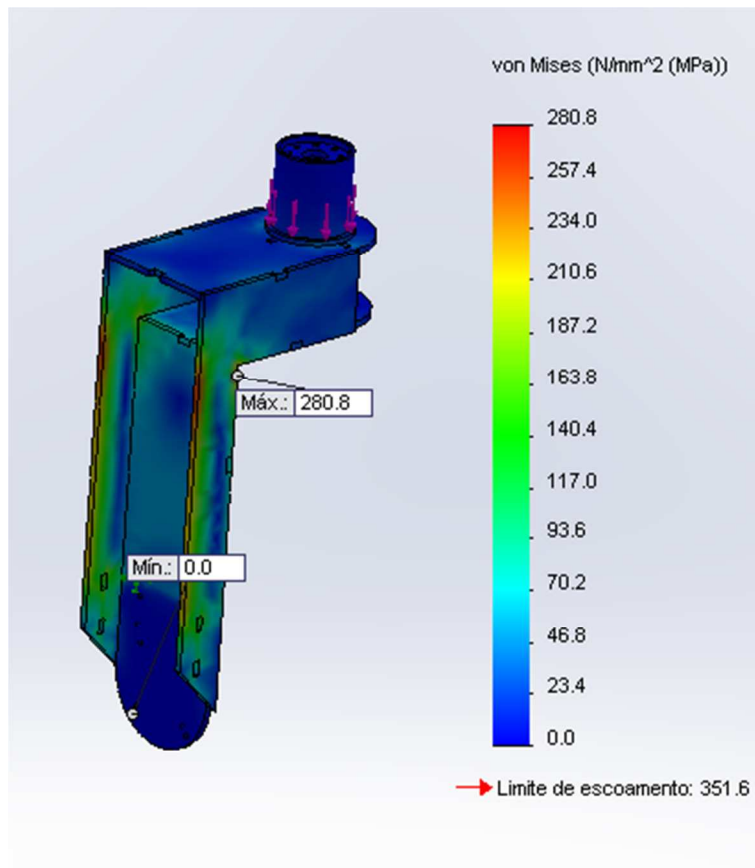


FIGURA 1.12 Ensaio de carga no peça que fixa o conjunto do rodado ao mecanismo de direção da colhedora

A estrutura foi dimensionada para receber e transmitir esforços de deslocamento da máquina. Cada conjunto de rodados e de propulsão da colhedora possui mecanismo de suspensão independente, composto de um mecanismo pantográfico feito por barras conectadas ao chassi e ao cubo fixador que se prende ao mecanismo de direção. Esta suspensão possui uma mola pneumática que permite corrigir pequenas irregularidades do terreno, absorvendo impactos na máquina. Como pode ser observado na Figura 1.13 para um esforço vertical as barras da estrutura de suspensão suportam um carga de 45 kN sem apresentar falhas, com uma tensão de Von Mises máxima de 301 MPa e limite de escoamento de 351.6 MPa.

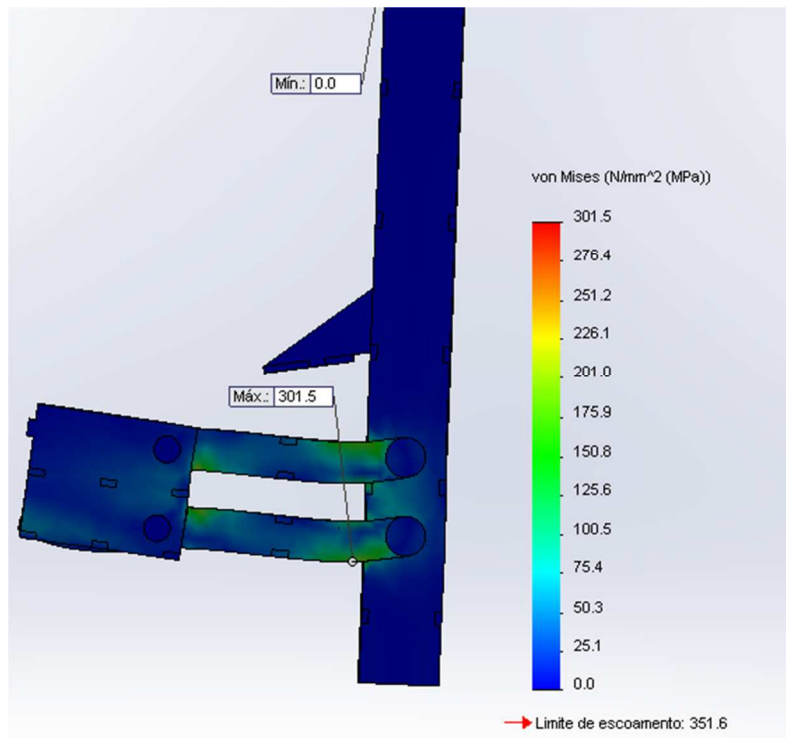


FIGURA 1.13 Tensão de Von Mises na barra da suspensão com cargas verticais.

No entanto, na Figura 1.14 é possível observar que para um esforço combinado vertical e horizontal esta peça pode apresentar falhas ultrapassando o limite de tensão de Von Mises chegando a valores de 966 MPa. Estes esforços podem ocorrer caso uma colhedora caia em uma depressão e toda sua massa seja suportada por apenas uma roda.

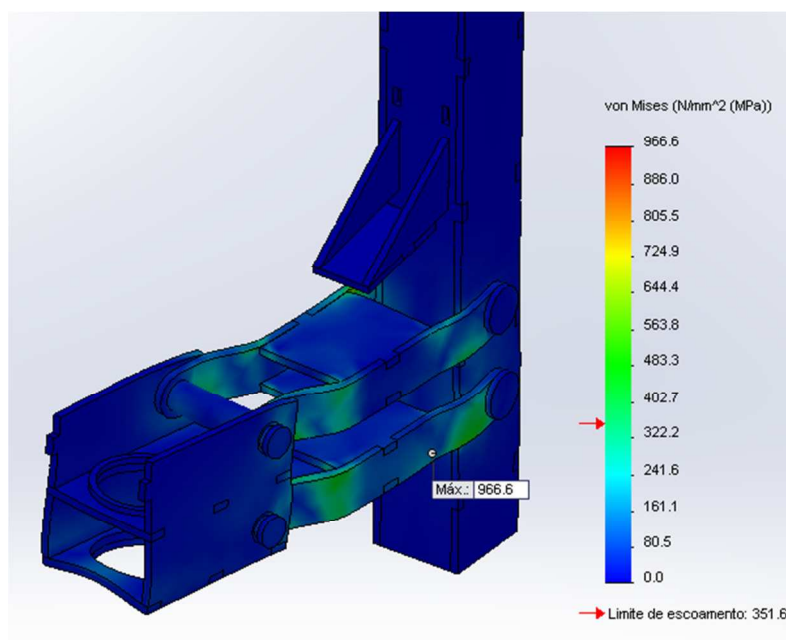


FIGURA 1.14 Tensão de Von Mises na barra da suspensão com cargas combinadas.

A peça não apresentou falhas com cargas normais, mas as deformações foram suficientes para colocar a colhedora em risco. Por ser uma peça fundamental para suspensão da máquina a mesma foi construída. Após 4 meses de uso a peça realmente apresentou deformações permanentes. Por questões de segurança depois de alguns testes a peça foi substituída por um componente fixo ao chassi.

Ainda na Figura 1.11 observa-se que o tubo fixado na ponta da coluna é ligado ao sistema de direção da colhedora Figura 1.15. O controle do sistema de direção da máquina foi feito por comando de chaves elétricas posicionadas em um quadro de comando elétrico. Cada roda tem possibilidade de girar 180°, sendo 90° para esquerda e 90° para direita. O movimento se dá por um conjunto motorreductor acoplado direto no eixo da estrutura de fixação do rodado. Isso facilita as operações de manobra em terrenos com elevadas declividades. Os mecanismos de direção e propulsão de cada uma das rodas são independentes.

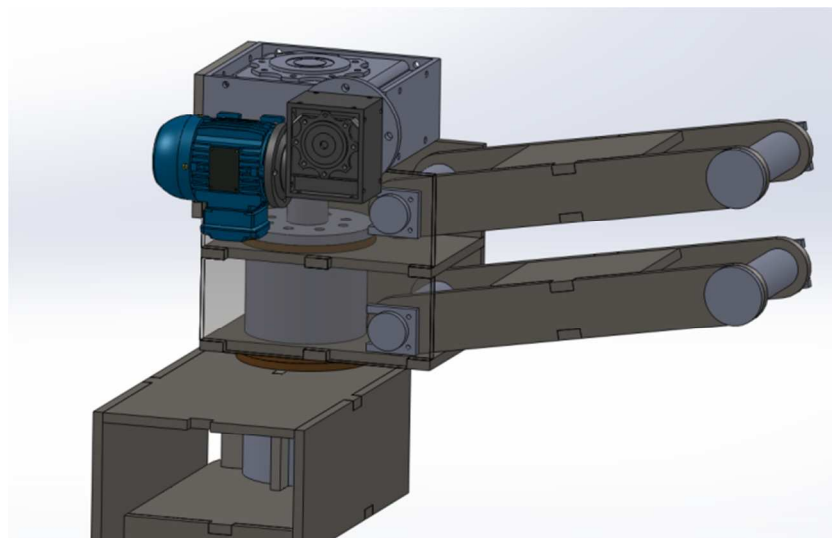


FIGURA 1.15 Sistema controle de direção da colhedora de café

O ponto de referência da origem foi fixado no tubo entorno do qual o conjunto gira para mudar a direção da colhedora. Com isso é possível observar nos dados da Figura 1.16 um deslocamento do centro de gravidade em relação ao eixo X devido o peso do motor elétrico fixado na lateral do

conjunto. Observa-se que o momento de inércia em relação ao eixo Y na origem é 25,07 kg.m<sup>2</sup> com base neste momento é possível chegar a um torque necessário para girar o conjunto de direção. Porém, deve ser levado em consideração o atrito entre os componentes e entre o solo e o pneu.

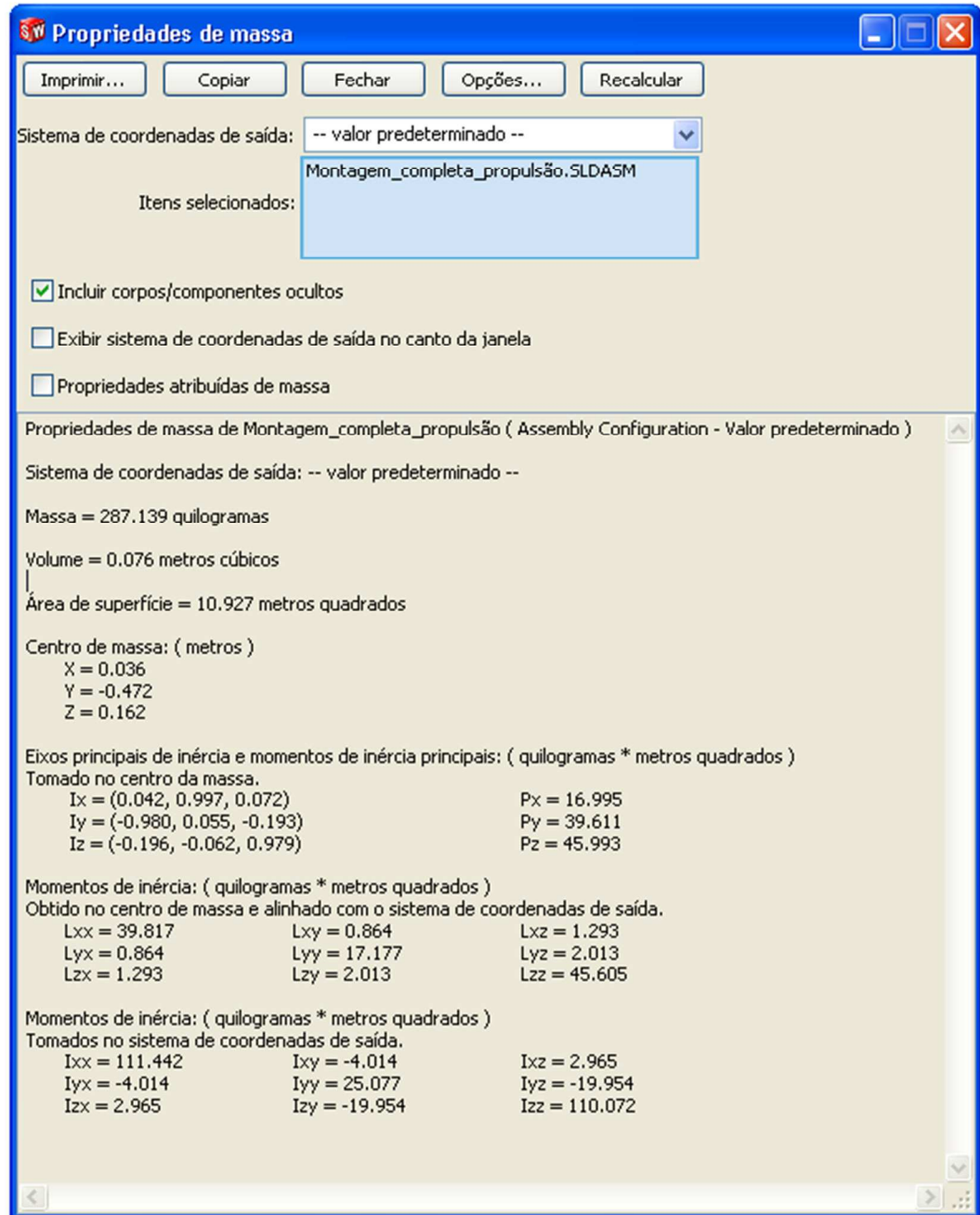
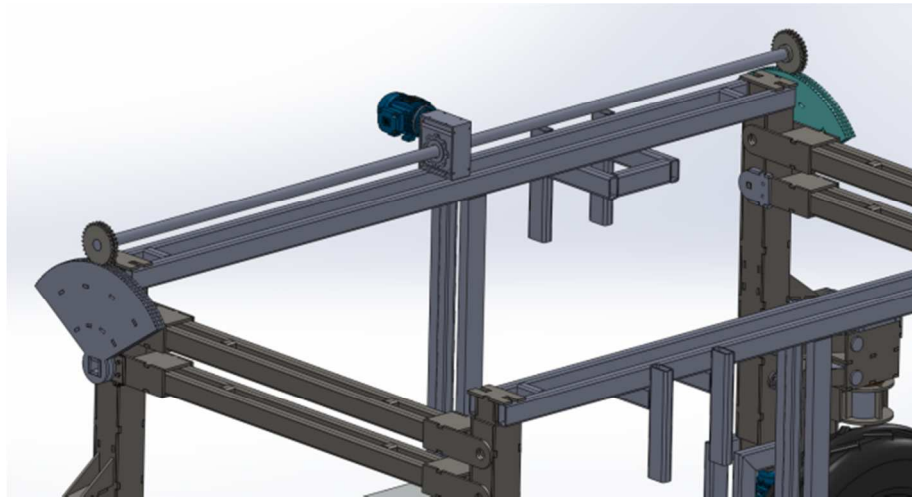
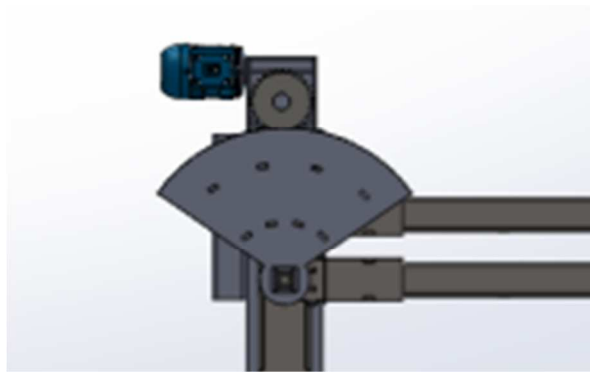


FIGURA 1.16 Propriedades de massa do conjunto de rodados da colhedora.

O sistema de nivelamento (Figura 1.17) foi composto por um conjunto de engrenagens que ligam o mecanismo de quatro barras a um motorreductor ligado ao chassi.



(a)



(b)

FIGURA 1.17 (a) Sistema de nivelamento da colhedora. (b) detalhe do mecanismo que trava a articulação do chassi.

Quando o motorreductor é acionado pode-se ajustar a inclinação da colhedora em relação à inclinação da superfície do terreno, utilizando o mecanismo pantográfico. O controle de nivelamento da colhedora é feito utilizando um sensor de nivelamento automático que aciona o sistema elétrico do motorreductor e o mecanismo de nivelamento. Este mecanismo pantográfico também é conhecido como mecanismo de quatro barras ou paralelogramo, e é constituído de quatro barras articulado nas pontas. As duas barras estabilizadoras ficam sempre paralelas ao piso ou terreno fazendo com que as outras duas barras neste caso colunas estruturais do chassi fiquem sempre na vertical por limitação mecânica. Este mecanismo de nivelamento compensa desnível de até 100% para esta colhedora.

O sistema de derrixa é realizado por dois conjuntos de agitadores/batedores (Figura 1.18) fixados ao chassi, dispostos de modo que a operação seja simultaneamente realizada dos dois lados da planta de café. Este mecanismo é constituído basicamente por duas partes: a primeira consiste em um modelo comercial de batedores, caracterizado por um conjunto de hastes cilíndricas com diâmetro entre 13 mm e de 550 mm de comprimento, compostas de 70% de fibra de vidro e 30% por resina de poliéster denominado PRFV (*Plástico Reforçado com Fibras de Vidro*), fixadas usando porcas de aço com diâmetro externo de 20mm e diâmetro interno de 13mm dispostos radialmente em um cilindro vertical de aço, que varrerá a planta de café realizando a derrixa do fruto por vibração; a segunda parte consiste no mecanismo de vibração (agitadores), que utiliza um conjunto de massas excêntricas com massa de 35 kg.

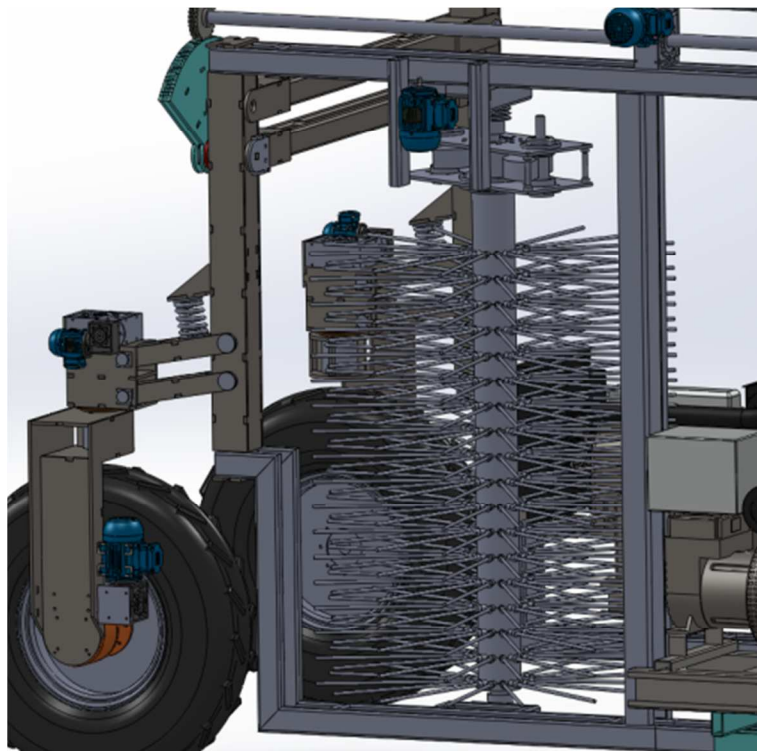


FIGURA 1.18 Mecanismo agitador/derrixador fixado na estrutura do chassi da colhedora de café.

Todos estes conjuntos são acionados por motores elétricos de 7,5cv que permitem a variação da frequência de vibração de 15 a 24 Hz usando um inversor de frequência.



Para o sistema de alimentação, controle e automação da colhedora a fonte de potência são dois motogeradores de 45 kVA que acionam todos os sistemas elétricos da máquina (Figura 1.19).

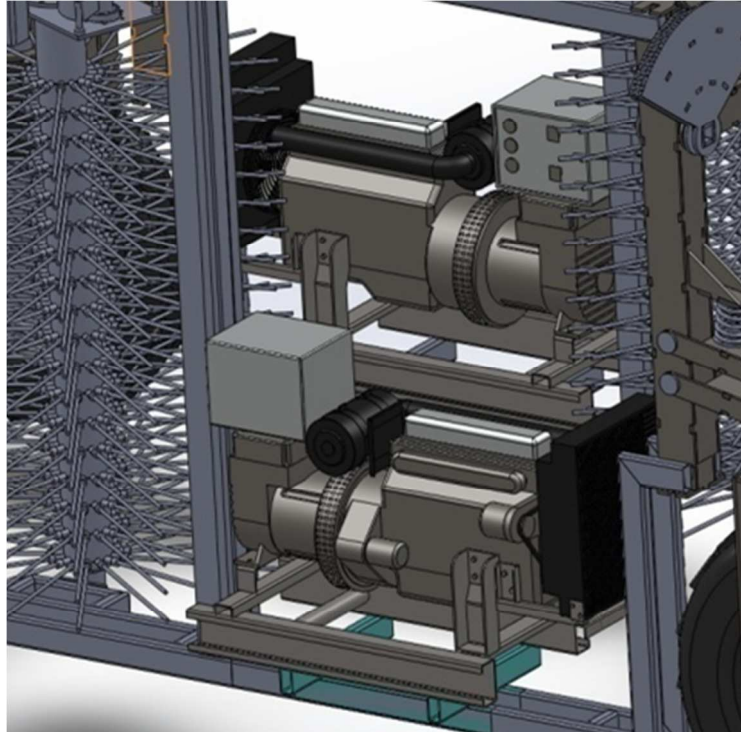


FIGURA 1.19 Motogerador e sistema de alimentação da colhedora de café.

A colhedora possui um quadro de comando elétrico, que abriga os inversores de frequência, CLPs e os comandos elétricos de acionamento dos motores e motorreduzores. No quadro de comando elétrico é possível que operador comande todos os mecanismos por acesso direto do operador ou via controle remoto.

Nesta fase foram analisados os possíveis esforços que as peças estruturais da colhedora podem sofrer. A primeira modelagem visa uma aproximação do peso da colhedora e a localização do centro de gravidade. Todas as peças foram desenhadas em 3 dimensões em um programa computacional que possui um biblioteca de densidade específica de matérias. No quadro 1.01 é possível observar as propriedades das principais peças da colhedora, bem como o seu centro gravidade e momentos de inércia.

Quadro 1.01 Características das principais peças da colhedora de café

Nome da peça	Massa (Kg)	Volume (m3)	Área (m2)	Centro de massa (m)		Momento de inercia no centro de massa (Kg*m <sup>2</sup> )					
				X =	Y =	Lxx =	Lyy =	Lzz =	Lxy =	Lyx =	Lyz =
Fixa_rodas_ direção	33,00	0,004	0,735	X =	0,157	Lxx =	0,448	Lxy =	0,004	Lxz =	0,086
				Y =	0,101	Lyx =	0,004	Lyy =	0,589	Lyz =	0,000
				Z =	-0,126	Lzx =	0,086	Lzy =	0,000	Lzz =	0,537
coluna_ Montagem	84,40	0,011	1,920	X =	0,067	Lxx =	15,400	Lxy =	0,000	Lxz =	-0,081
				Y =	0,075	Lyx =	0,000	Lyy =	15,500	Lyz =	0,000
				Z =	-0,743	Lzx =	-0,081	Lzy =	0,000	Lzz =	0,631
Fixa_rodas2 (garfo)	201,00	0,030	2,910	X =	-0,045	Lxx =	22,500	Lxy =	-0,204	Lxz =	0,603
				Y =	-0,389	Lyx =	-0,204	Lyy =	5,170	Lyz =	1,490
				Z =	-0,221	Lzx =	0,603	Lzy =	1,490	Lzz =	23,000
Arco_alvanca_ montagem	42,70	0,005	0,976	X =	0,179	Lxx =	0,854	Lxy =	0,000	Lxz =	0,297
				Y =	-0,012	Lyx =	0,000	Lyy =	1,680	Lyz =	0,000
				Z =	-0,179	Lzx =	0,297	Lzy =	0,000	Lzz =	0,858
Roda_pneu_ Montagem	79,20	0,046	7,890	X =	0,000	Lxx =	8,900	Lxy =	0,000	Lxz =	0,000
				Y =	0,000	Lyx =	0,000	Lyy =	16,600	Lyz =	0,000
				Z =	0,000	Lzx =	0,000	Lzy =	0,000	Lzz =	8,900
Montagem_ derriçador	470,00	0,060	13,700	X =	0,000	Lxx =	269,000	Lxy =	-0,362	Lxz =	-0,001
				Y =	0,000	Lyx =	-0,362	Lyy =	274,000	Lyz =	0,003
				Z =	-0,724	Lzx =	-0,001	Lzy =	0,003	Lzz =	44,100
Grupo Gerador	654,00	0,084	12,300	X =	0,019	Lxx =	111,000	Lxy =	1,510	Lxz =	0,666
				Y =	0,555	Lyx =	1,510	Lyy =	88,200	Lyz =	0,981
				Z =	-0,245	Lzx =	0,666	Lzy =	0,981	Lzz =	42,700

Empregando a função de propriedade de massa na colhedora montada virtualmente, foi possível obter a massa final de 5900 kg após a definição de todos os materiais. Esta aproximação não levou em consideração os tanques de combustível que tem capacidade de 100 litros cada. E também desconsiderou o peso dos componentes do painel de comando.

### 1.3.1. CONSTRUÇÃO DAS PEÇAS E MECANISMOS

Com os desenhos de todas as peças planejadas foi possível elaborar um plano de corte (Figura 1.20). Foi utilizado chapa de aço 1020, com espessura de 12,7 mm.



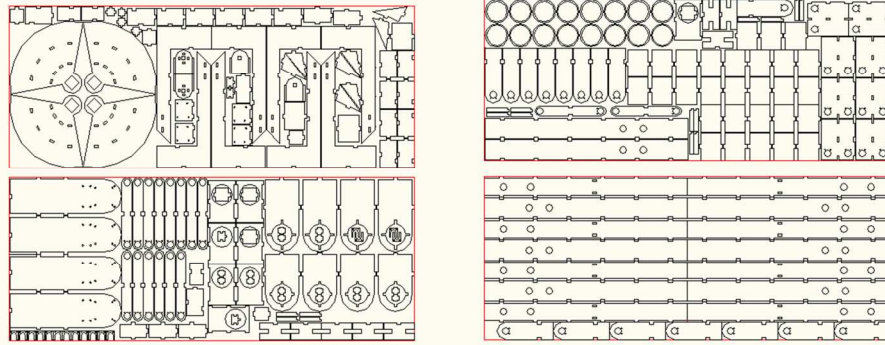


FIGURA 1.20 Plano de corte para máquinas CNC.

A partir do plano de corte elaborado foram cortadas aproximadamente 250 peças utilizando uma máquina de corte a plasma. A etapa de cortes foi realizada na Codifer Comércio e Distribuição de Ferro Ltda no município de Contagem-MG.

Os cortes das peças apresentaram uma massa 1500 kg conforme previsto no projeto virtual.

Após concluir a primeira etapa de confecção das peças para a colhedora de café para regiões montanhosas deu-se início a sua montagem. A montagem da colhedora foi realizada na Indústria e Comercio de Máquinas Polidryer Ltda no município de Viçosa – MG.

Durante a montagem da colhedora seguiu-se as etapas que podem ser observadas nas sequências de figuras. Montagem das rodas no redutor de rodas e fixação deste conjunto no fixador de rodas (Figura 1.21 a). Em seguida, a montagem de caixa de direção que ligou o fixador de rodas ao motorreductor da direção e fixação do sistema de suspensão e dos mecanismos pantográfico nas colunas (Figura 1.21 b). Esta montagem foi realizada para as quatro colunas da colhedora.



(a)



(b)

FIGURA 1.21 (a) Montagem das rodas nos redutores e no arco de fixação da roda. (b) Fixação do mecanismo de suspensão e direção nas colunas.

Em seguida para fazer o alinhamento destes mecanismos foram montadas os pares de rodas das duas laterais da colhedora com um comprimento e largura menor que o real (Figura 1.22) para testes iniciais com menor peso.



FIGURA 1.22 Alinhamento provisório das colunas e ligação provisória dos motorreductores da direção

Esta montagem permitiu testar os motores do mecanismo de direção ocupando um menor espaço (Figura 1.23a). Foi possível também fixar o arco da alavanca que controla o sistema pantográfico (Figura 1.23b). Realizou-se testes com uma estrutura mais leve minimizando assim os riscos de acidente de trabalho.



(a)



(b)

FIGURA 1.23 (a) Detalhe do mecanismo de direção com o motorreductor acoplado. (b) Montagem do mecanismo de articulação do chassi.

Após os testes preliminares do mecanismo de direção e do sistema pantográfico a estrutura foi cortada e aberta para a soldagem de fixação dos tubos do chassi (Figura 1.24).





FIGURA 1.24 Desmontagem do chassi reduzido.

Um dos principais problemas desta etapa foi o espaço físico e o peso dos componentes. Primeiro foram soldados os tubos da lateral do chassi correspondentes ao comprimento da máquina (Figura 1.25).



FIGURA 1.25 Montagem da lateral de chassi e do pantográfico definitivo

Em seguida foram fixadas as barras do mecanismo pantográfico em uma das laterais (Figura 1.26). Por fim, as duas laterais foram suspensas para fixação da segunda lateral (Figura 1.27).



FIGURA 1.26 Detalhe da montagem das barras pantográficas no mecanismos de articulação do chassi.



FIGURA 1.27 Levantamento da estrutura definitiva do chassi.

Com a estrutura da colhedora montada a próxima etapa foi a fixação dos cilindros agitadores (Figura 1.28). Utilizaram-se modelos comerciais e foram realizadas algumas adaptações para fixá-los no chassi da colhedora bem como seus motores de acionamento. Cada cilindro agitador sem as

hastes tem massa de 350 kg. Durante sua montagem foram erguidos com ajuda de talhas fixadas na própria estrutura do chassi.



FIGURA 1.28 Montagem dos cilindros agitadores.

Depois de montados e fixados todos os componentes foi realizada a pintura da colhedora conforme pode ser observado na Figura 1.29

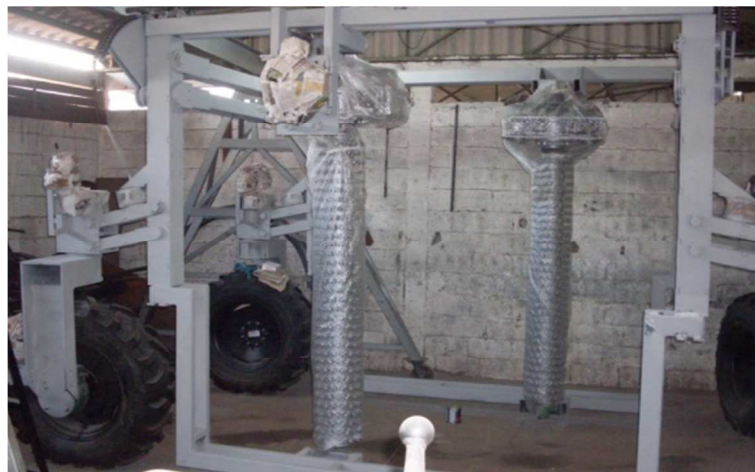


FIGURA 1.29 Pintura da colhedora.

A próxima etapa foi a montagem e fixação do painel elétrico, as ligações elétricas dos motores e a passagem dos fios elétricos (Figura 1.30). Também foram colocados os sensores de posicionamento das rodas. Foi



construído um controle remoto via cabo para controlar a colhedora. Foram realizados diversos ensaios preliminares com as rodas suspensas do chão. Por questões de segurança o mecanismo pantográfico foi travado não permitindo assim a articulação do chassi.



FIGURA 1.30 Montagem do painel elétrico e do controle remoto via cabo.

A instalação dos motogeradores foi realizada no LMA. Foi necessário o alongamento de 0,80 cm no comprimento da colhedora para o encaixe do conjunto motogerador (Figura 1.31). Devido ao corte no chassi e sua ampliação foi colocado mais um conjunto motorreductor para auxiliar sua articulação.





FIGURA 1.31 Detalhe do corte para o alongamento do chassi realizado no LMA.

A partir daí a colhedora foi suspensa para realização de ensaios preliminares do sistema de comando da velocidade e direção (Figura 1.32). Após alguns ensaios preliminares optou-se retirar os mecanismos da suspensão por apresentar riscos de falha.



FIGURA 1.32 Colhedora com os motogeradores instalados.

Com base em ensaios foi necessário aumentar a redução da velocidade da roda para um maior ganho de torque. Também foi necessário

a fabricação de um mancal de rolamentos para reduzir a resistência do giro da direção.

#### 1.4. CONCLUSÃO

Após a montagem da colhedora de café foi possível concluir que:

- ✓ Os conceitos desenvolvidos e projetados são passíveis de manufatura ainda que em nível de protótipo;
- ✓ O projeto virtual da colhedora de café possui características específicas que permite a estabilidade em terrenos inclinados;
- ✓ São necessários testes no modelo real para validar os ensaios virtuais;
- ✓ O projeto virtual permitiu visualizar antecipadamente diversas falhas que foram corrigidas antes da fabricação das peças.

#### 1.5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALONCO, Airton dos Santos et al . Avaliação técnica de uma máquina para a correção de microrrelevo do solo de áreas destinadas ao cultivo de arroz irrigado. **Cienc. Rural**, Santa Maria , v. 36, n. 5, out. 2006 . Disponível em <[http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0103-84782006000500049&lng=pt&nrm=iso](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0103-84782006000500049&lng=pt&nrm=iso)>. acessos em 15 out. 2013. <http://dx.doi.org/10.1590/S0103-84782006000500049>.

Magalhães, A C; Teixeira, M M, Couto, S M, Resende R C; Modelagem de Máquina Pneumática Recolhedora de Frutos de café em Terreiro Usando Análise por Elementos Finitos, **Eng. Agrícola**, Jaboticabal, v.26, n.2, p.483-492, maio/ago. 2006

MARINI, V. K. **Fatores de influencia e funções técnicas no projeto de máquinas agrícolas: uma contribuição teórica**. 181p Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria RS, 2007.

PADUA, T. S.; SILVA, F. M.; QUEIROZ, D. P. Caracterização do sistema de colheita mecanizada do café no Sul de Minas Gerais. In: **CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISAS CAFEIRAS**, 25., 1999, Franca. **Resumos...** Rio de Janeiro: MAA/PROCAFÉ, 1999. p.321-322.

PAHL, G. and BEITZ, W. Engineering design: a systematic approach. **BERLIN: SPRING VERLAG**. 1995. 544p.

SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R.; BUDYNAS, R.G.: **Projeto de Engenharia Mecânica**, 7ª edição. Porto Alegre. Bookman, 2005. 960p.

SILVA, F. M.; SALVADOR, N.; PÁDUA, T. S.; QUEIROZ, D. P.; **colheita do café mecanizada e semimecanizada**. Lavras, MG: UFLA CBP&D/Café, 2001. 88 p. (Boletim de Extensão).

SILVA, F. M.; OLIVEIRA, E. ; GUIMARÃES, R. J. ; FIGUEIREDO C. A. P. ; SILVA, C. S.; **desempenho operacional e econômico da derricha do café com uso da derrichadora lateral** Coffee Science, Lavras, v. 1, n. 2, p. 119-125, jul./dez. 2006.

ROMANO, L. N. **Modelo de Referência para o Processo de Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas**. 266p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2003.

VOLPATO, Carlos E. S. et al . Projeto de um cortador de base para colhedora de cana-de-açúcar utilizando otimização matemática. **Eng. Agríc.**, v. 25, n. 3. Jaboticabal, 2005. Disponível em:<[http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0100-69162005000300022&lng=pt&nrm=iso](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0100-69162005000300022&lng=pt&nrm=iso)>. acessos em 15 out. 2013. <http://dx.doi.org/10.1590/S0100-69162005000300022>.

## **CAPÍTULO 2 – DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE AUTOMAÇÃO E CONTROLE PARA COLHEDORA DE CAFÉ EM REGIÕES MONTANHOSAS**

### **2.1. INTRODUÇÃO**

Normalmente a colheita do café é realizada pelas seguintes etapas: arruação, derrixa, recolhimento, abanação e transporte. A derrixa é considerada a etapa mais onerosa e que demanda maior tempo na colheita. Por isso, sua mecanização é tão importante. A colheita de café pode ser realizada de forma manual, semimecanizada ou mecanizada. A colheita mecanizada vem se expandindo nos últimos anos principalmente pela escassez de mão de obra para colheita. Segundo Lanna; Reis (2012) o custos da colheita mecanizada são menores que os da colheita manual em trabalhos realizados no sul de Minas Gerais.

Como não existe comercialmente uma colhedora para trabalhar com segurança em regiões montanhosas, pesquisas estão sendo realizadas nas universidades em busca de soluções para colheita de café em regiões montanhosas. A colhedora utilizada neste trabalho é um protótipo desenvolvido na Universidade Federal de Viçosa UFV. Esta colhedora foi desenvolvida com base nos modelos existentes no mercado e inovações para atender a necessidade desta colhedora trabalhar em regiões montanhosas. De modo geral a colhedora é dividida basicamente em seis partes: chassi, sistema de propulsão, sistema de derrixa, sistema de direção, sistema para nivelamento da colhedora, sistema de alimentação, controle e automação da colhedora (Figura 2.01).



FIGURA 2.01 Colhedora de café para regiões montanhosas.

Nas colhedoras de café tradicionais as manobras são realizadas no final da linha de plantio e são conhecidas como manobras de cabeceiras. Basicamente consiste em girar a colhedora 180° e voltar colhendo na linha seguinte. Para isso é necessário uma área plana, pois existe o risco de tombamento da colhedora. Normalmente elas possuem 4 rodas sendo duas direcionais. Também existem modelos de três rodas sendo que estas possuem maior manobrabilidade.

Para melhor eficiência nas operações com máquinas agrícolas o tempo de manobra deve ser reduzido (ARALDI et al., 2013). Para isso as máquinas devem fazer manobras rápidas e de fácil controle para o operador. O espaço físico onde é realizada a manobra também deve ser reduzido, pois está se perdendo área de plantio.

Na colhedora de café para regiões montanhosas possui um conjunto com 4 rodas para maior estabilidade. Teoricamente este modelo tem uma menor manobrabilidade, no entanto, nesta colhedora foi desenvolvido um

sistema inédito em colhedoras de café no qual as quatro rodas possuem sistema de direção. Neste modelo as quatro rodas podem girar independentes. Cada roda possui seu mecanismo direcional composto por uma bucha de rolamento conectada a um “garfo” que fixa a roda e o sistema de tração, na outra extremidade da bucha existe um motorreductor que fornece força para o sistema de direção.

Para não criar grandes esforços na estrutura da colhedora é necessário que as rodas girem de maneira sincronizada, conforme a velocidade de deslocamento e também o raio de giro desejado. Para isso é preciso conhecer a posição exata de cada roda em relação ao chassi da colhedora utilizando um sensor de posicionamento.

Outra característica desta colhedora é de não ter frente ou traseira ela pode se locomover para qualquer sentido igualmente uma vez que ela possui simetria longitudinal. Isso é uma vantagem em relação às comerciais, pois não necessita fazer a manobra de cabeceira supracitada. Como as rodas podem girar 180° esta colhedora pode andar de lado e passar para a próxima fileira de café.

Para o acionamento da direção existem algumas opções que podem ser feitas por sistemas hidráulicos utilizando bombas hidráulicas que fornecem pressão para atuadores hidráulicos, estes por sua vez movimentam o mecanismo de direção das rodas. O acionamento destes atuadores se dá por meio de sistemas de válvulas mecânicas ou acionado por solenóides. Quando acionado por solenóides são conhecido como eletrohidráulico.

Também podem ser utilizados motores elétricos ligados a sistemas mecânicos para fazer a movimentação das rodas. Estes mecanismo possuem um maior controle de atuação e normalmente um custo mais baixo do que os hidráulicos.

Na agricultura já vem sendo utilizados modelos de orientação automática. Estas máquinas normalmente possuem um sistema de

orientação via GPS e alguns sistemas de processamento de dados que permite o controle automático dos comandos de direção e velocidade. Segundo Slaughter et. al., 2008 algumas máquinas são totalmente automatizadas.

A direção automática já vem sendo feita há muito tempo usando componentes eletrônicos e controles hidráulicos. A mais de uma década diversas pesquisas vêm sendo desenvolvidas para direção via controle remoto para Veículos Agrícolas Autônomos (VAA's) nos Estados Unidos, União Européia e Japão estas pesquisas estão mais avançadas (REID et. al., 2000, TORII, 2000 e KEICHER; SEUFERT, 2000). Recentemente estão sendo mais pesquisados controles utilizando redes sem fios e processamentos de imagens para o direcionamento das máquinas (XUE et al., 2012; LENAERTS et al., 2012; GARCIA et. al., 2009).

Na agricultura estão sendo utilizados em automatização de pulverizadores sensores “wireless” (Manhani, 2011; Batte; Ehsani, 2006) ) ou em leitura de sensores na irrigação (Monteiro JUNIOR et. al. 2012). De acordo com a ABNT, o Controlador Lógico Programável (CLP) é um equipamento eletrônico digital com hardware e software compatíveis com aplicações industriais. Santos (2007), em trabalhos de irrigação, descreve o CLP, como um dispositivo eletrônico que controla máquinas e processos, utilizando uma memória programável, para armazenar instruções e executar funções específicas, como o controle de temporização, contagem, sequenciamento, manipulação de dados e operações matemáticas.

A colhedora de café de montanhas possui um CLP modelo NSR que é um módulo de lógica universal, compacto e versátil. Ideal para diversas aplicações e proporciona os principais tipos de saída necessários à atuação nos diversos processos, tais como: substituição de relés, gestão de iluminação automática, controle de acesso, sistemas de irrigação, controle de bombas, sistemas de ventilação, entre outros. O NSR possui diversas características como temporizadores múltiplos, relés e contadores. Cada módulo principal possui um relógio e um calendário, e suporta expansão opcional de módulos de I/O

Outro fator importante para o deslocamento e manobra é a tração. Nesta colhedora a tração é realizada por motores elétricos que movimentam redutores e estes por sua vez giram as rodas. Cada roda possui um motor independente. Que são controlados por inversores de frequência dotados de um CLP interno que possibilita a programação de uso conforme sinais externos.

A colhedora tem tração 4x4, no entanto quando vai realizar uma curva é necessário alterar as velocidades das rodas para causar um efeito semelhante a um conjunto de engrenagem diferencial e com isso não arrastar as rodas e sobrecarregar a estrutura. Por isso se faz necessário desenvolver um sistema de controle e automação para a velocidade das rodas.

Objetivou-se com este trabalho desenvolver e avaliar sistemas de automação e controle que permitam as manobras desejadas no projeto da colhedora, utilizando CLP, inversores de frequência e um controle remoto via rádio.

## **2.2. MATERIAL E MÉTODOS**

Este trabalho foi realizado no Laboratório de Mecanização Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. A colhedora para café em regiões montanhosas é uma máquina desenvolvida para regiões de risco onde o operador deve trabalhar controlando à distância. Todos os acionamentos desta colhedora são realizados utilizando motores elétricos acionados em um painel elétrico.

O sistema de direção tem 3 opções básicas de controle sendo que a primeira movimenta apenas as duas dianteiras da colhedoras e as traseiras ficam sempre alinhadas independente do sentido de deslocamento. A segunda opção as quatro rodas giram sendo que as rodas traseiras giram em sentido oposto as dianteiras para que se tenha o menor raio de giro. Na terceira opção as rodas giram as quatro para o mesmo lado com isso colhedora se desloca em paralelo.



Conforme o projeto da colhedora cada mecanismo de direção da roda possui um motorreductor modelo NMRV duplex, com redução de 900:1 com um motor elétrico trifásico de  $\frac{3}{4}$  cv acoplado ao mecanismo de direção (Figura 2.02).



FIGURA 2.02 Mecanismo de direção da colhedora de café.

Para o acionamento deste motor no sentido horário e anti-horário foi montado no painel elétrico um conjunto de quatro pares de contadores elétricos modelo CJX1B 12/22 (3TF41), marca SANMEM (Figura 2.03). As bobinas dos contadores foram alimentadas com um transformador 220Vac /24Vdc.



FIGURA 2.03 Detalhe dos contatores para manobra dos motores da direção.

Para o controle da colhedora foi usado um controle remoto dotado de um receptor com 12 canais de relé NA ou NF e um emissor com 12 botões. Este controle funciona por radio frequência de 433 Mhz e um alcance de até um quilometro de distancia (Figura 2.04). Os botões podem funcionar como pulso, como chave simples ou chave combinada. Neste trabalho foram definidos os botões 1- 6 como pulsos e 7 -12 como chaves simples.



FIGURA 2.04 Imagem do controle remoto mais receptor 12 canais.

Para comandar o acionamento dos motores de direção foi utilizado um CLP (controlador lógico programável) de modo que entenda um sinal elétrico do sensor de posicionamento das rodas e também um comando remoto do operador e acione os contatores que ligam os motores. Foi utilizado um relé

programável expansível modelo NSR-XCPU12-AR0-DC-L, com quatro entradas digitais ou analógicas mais quatro entradas digitais e mais quatro saídas à relé alimentado por 12-24Vdc, mais dois módulos expansão NSR-EXP8-AR0-DC com quatro entradas digitais ou analógicas e quatro saídas à relé cada (Figura 2.05).



FIGURA 2.05 Controlador lógico programável Novus modelo NSR.

Para o controle de posicionamento das rodas foi usado como sensor um potenciômetro alimentado por um fonte de 10Vdc e retorno nas entradas analógicas do CLP. O potenciômetro foi fixado no eixo de giro do sistema de direção conforme pode ser visto, na Figura 2.06. Desta forma quando o mecanismo de direção gira, o potenciômetro também gira, variando a resistência elétrica e a voltagem que é lida constantemente no CLP.

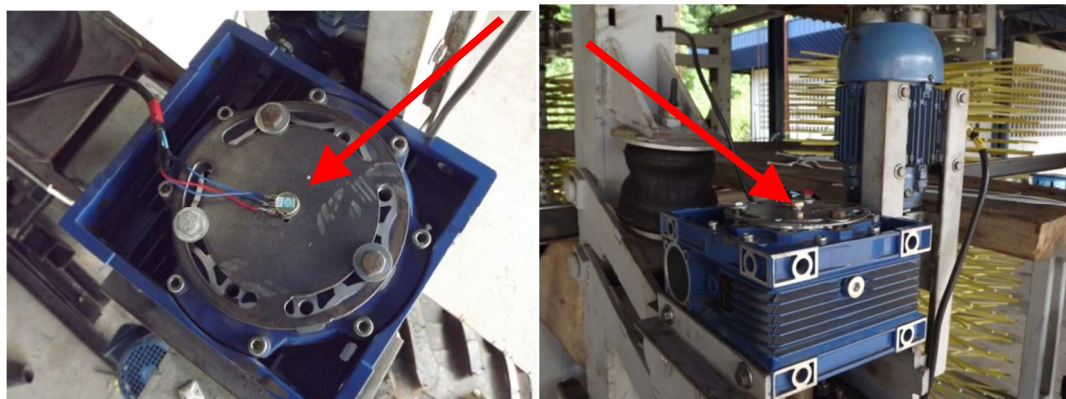


FIGURA 2.06 Sensor de posicionamento da roda (potenciômetro).

A comunicação entre o CLP e o computador para programação foi feita utilizando um cabo modelo USB - NSR-CAB-USB, fabricada pela Novus. A

programação do CLP foi realizada com o auxílio de um programa específico para este CLP chamando NSRConfig. Este programa utiliza blocos de função para programar as funções do CLP. Existem oito blocos de funções gerais, vinte e nove blocos de funções especiais e oito blocos de funções de entrada e saída.

Os principais blocos utilizados foram as entradas digitais. Nestas entradas os parâmetros que podem ser configurados são a localização da porta que pode estar no módulo principal (main) ou módulo de expansão (Ext - Module) e definição de qual porta de entrada digital foi usada (Input: I:1, I:2...I:n) entrada digital 1, entrada digital 2 e assim por diante. Na Figura 2.07a observa-se uma janela do programa que apresenta as propriedades de um bloco de entrada que está localizada no módulo principal e utiliza uma entrada digital na porta de entrada digital 1.

Os blocos de entradas analógicas representam uma entrada para sinal de tensão de 0 até 10 Vdc. Estão disponíveis para o usuário até oitenta e oito blocos de entradas analógicas. Nestas entradas os parâmetros que podem ser configurados são a localização da porta que pode estar no módulo principal (main) ou módulo de expansão (Ext - Module) e definição de qual porta de entrada (Input: AI:1, AI:2...AI:n) entrada analógica/digital 1, entrada analógica/digital 2 e assim por diante. Na Figura 2.07b observa-se uma janela do programa que apresenta as propriedades de um bloco de entrada que está localizada no módulo principal e utiliza uma entrada na porta de entrada analógica/digital 1.

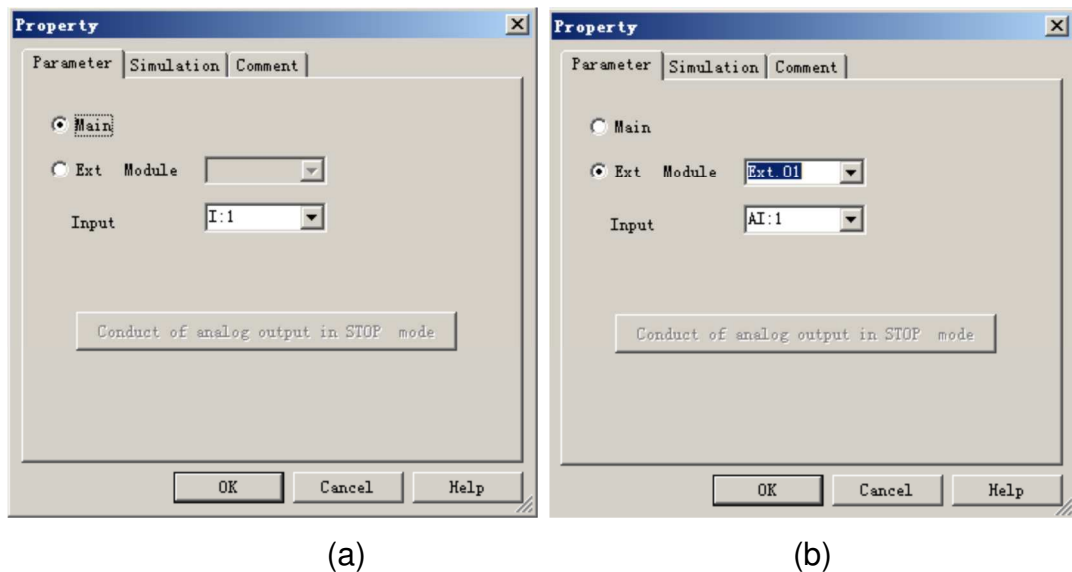


FIGURA 2.07 (a) Propriedade de um bloco de entrada digital I:1 no modo principal do CLP, (b) Propriedade de um bloco de entrada Analógica/digital, AI:1 no modo de expansão do CLP.

As saídas digitais também foram usadas. Nestes blocos são ligados as saídas da maioria das funções digitais. Estão disponíveis para o usuário até duzentos e cinquenta e quatro saídas digitais. Os parâmetros que devem ser configurados são semelhantes aos parâmetros dos blocos de entradas, ou seja, se a sua localização está no módulo principal (main) ou no módulo de expansão (Ext Module) e a definição de qual porta de saída é usada (Output Q:1, Q:2...Q: n. ) porta de saída um, porta de saída dois e assim por diante.

Os blocos de funções lógicas representam elementos lógicos da álgebra Booleana. Os blocos de função lógica utilizadas foram:

- “And” representa uma porta lógica AND de 4 entradas. A saída do AND só é acionada, se todas as entradas tiverem o estado 1. As entradas não conectadas assumem o nível lógico ‘1’;
- “OR” representa uma porta lógica OR de 4 entradas. A saída Q do bloco OR aceita o estado 1, se ao menos uma entrada estiver no estado 1. As entradas não conectadas assumem o nível lógico ‘0’;
- “NOT” representa uma porta lógica NOT. O bloco NOT inverte o valor do sinal na entrada.

Os blocos de funções especiais contêm funções de tempo, funções de retenção e várias opções de parametrização, para a adaptação do programa de acionamento às necessidades do usuário. Os principais blocos de função utilizados foram:

- “Up/Down counter” permite contar os pulsos do sinal da entrada Cnt. A saída é acionada quando o limite de pulsos configurado for atingido. O sentido da contagem pode se definido pela entrada;

- “Analog comparator” a função deste permite bloco que a saída seja ligada em função da diferença entre duas entradas analógicas ( $A_x - A_y$ ) e em função dos parâmetros de configuração;

- “Analog amplifier” permite que seja amplificado de forma configurável um valor na entrada analógica;

- “Analog math” permite fazer um cálculo utilizando os operadores matemáticos básicos;

- “Analog multiplexer” permite que seja emitido zero ou um de quatro valores analógicos configuráveis na saída analógica;

- “On-delay” a função deste bloco permite configurar um atraso no sinal de entrada, ou seja, a saída não é ligada até que um tempo de atraso configurado seja atingido.

Com estes blocos de função foi realizada uma lógica de programação para comandar a direção das rodas. Na interfase do programa foi possível simular os pulsos e chaves do controle remoto, os sinais de entradas analógicas e as saídas à relés.

Para calibrar os potenciômetros as rodas foram suspensas (Figura 2.08a) e realizados os ensaios preliminares para definir a posição da rodas em relação ao sinal do sensor. Foi feito um ensaio com cinco posições no sentido horário, cinco posições anti-horário e três repetições para cada uma das quatro rodas. Para cada posição era aplicado o respectivo número de pulsos. A cada posição a leitura do potenciômetro foi monitorada na interfase do programa NSRconfigure ligado a um computador. A leitura correspondente à posição da roda foi feita em uma escala fixada no eixo de



rotação (Figura 2.08b). Na programação inicial cada pulso corresponde a  $15^\circ$  de rotação.

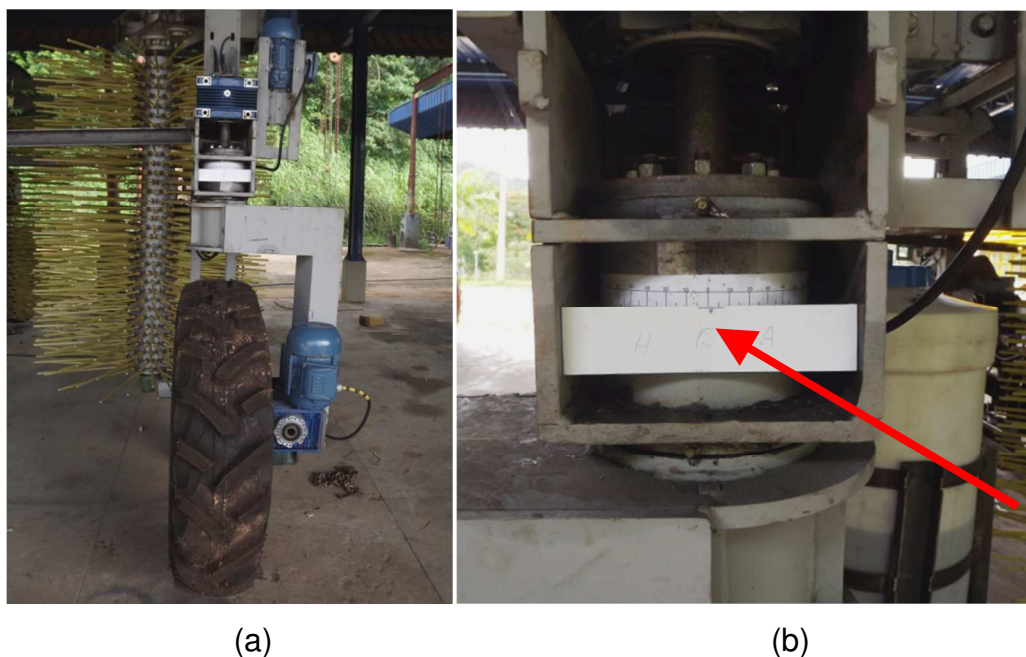


FIGURA 2.08 (a) Rodas suspensas para ensaios de calibração dos potenciômetros. (b) Detalhes da escala fixada no eixo de direção da roda para leitura do grau de giro.

Para a validação dos algoritmos do sistema de curvas com as quatro rodas foram realizados ensaios com quatro no sentido posições horário e quatro anti-horário e medidos os ângulos e o valor da leitura analógica do CLP sendo feita quatro repetições. Os valores observados foram comparados com os valores simulados nas equações teóricas de cada roda e realizada uma análise de variância para cada posição. Para cada posição foi definida uma constante com base na Geometria de Ackermann sendo as constantes positiva ou negativa considerando os ângulos  $0$ ,  $9,18$  e  $23^\circ$ .

Para avaliar o sistema de giro das rodas em paralelo foi realizado um ensaio com seis posições no sentido horário e seis anti-horário e medidos os ângulos e os valores da leitura analógica do CLP e foram feitas quatro repetições. A diferença em cada ângulo foi de  $15^\circ$  totalizando um giro de  $90^\circ$  para cada lado. Os valores observados foram comparados com os simulados pelas equações considerando cada roda. Realizou-se uma análise de variância para cada posição.

Quando a colhedora se desloca em movimento curvilíneo as rodas do lado interno da curva devem ter uma menor velocidade e um maior ângulo de esterçamento. Normalmente esta compensação de velocidade é feita por um conjunto mecânico de engrenagem chamado diferencial. Neste caso, como cada roda possui motor individual, a velocidade foi controlada via inversor de frequência e o posicionamento das rodas foi controlado via CLP. Para montar a base de dados do algoritmo que realizou o efeito diferencial uma análise utilizando os princípios de Geometria de Ackermann foi realizada. Uma análise gráfica com base nos raios de giro da colhedora levando-se em consideração o centróide da colhedora em que as rodas devem fazer uma trajetória tangente ao raio de curvatura, também foi feita. Foram medidos ângulos a cada 1 m do raio de giro. Estas informações serviram de base para a implementação do algoritmo no CLP.

Para a obtenção do efeito diferencial nos motores de tração das rodas foram utilizados quatro inversores de frequência, marca Delta Eletrônicos, modelo VFD-015E23A. Este modelo possui um CLP interno que permite programação lógica dos inversores (Figura 2.09) utilizando o programa WLPSOFTWARE. O CLP do inversor possui seis entradas digitais de multifunção conhecidas como MI, duas saídas digitais, quatro entradas analógicas, duas saídas analógicas. Foi usada uma entrada digital liga/desliga correspondente ao botão 11 do controle remoto. Outra entrada digital foi usada para inversão do sentido do motor correspondente ao botão 9 do controle remoto. Foram usadas duas entradas digitais para aumentar ou diminuir a velocidade de rotação correspondente aos botões 3 e 4 do controle remoto. Estas mesmas entradas digitais também foram usadas para contar os pulsos relativos ao sistema de direção das rodas correspondentes aos botões 1 e 2 do controle remoto. Foi usada outra entrada digital que é correspondente ao botão 8 do controle remoto e faz a interação entre o CLP da direção e os inversores e a última para entrada digital correspondia ao botão 10 do controle remoto que alterna entre movimento curvilíneo e movimento paralelo entre as rodas.



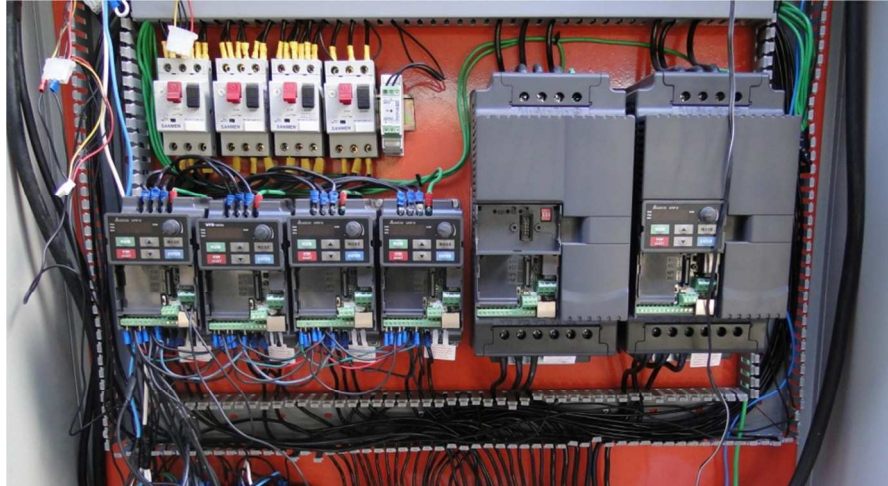


FIGURA 2.09 Inversores de frequências com p CLP incorporado.

Para desenvolvimento de uma programação que comandasse a velocidade das rodas conforme o posicionamento da direção foi desenvolvido um algoritmo usando o programa software WLPSoftware em que X são entradas do programa, M são comandos especiais predefinidos, Y são saídas de relé. E ainda comandos de função como RST que reseta, ADD que soma, MUL que multiplica, SUB que subtrai, FREQ que define frequências e CNT que são contadores.

### **2.3. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

O primeiro ensaio realizado foi do controle remoto que foi programando para acionar os relés 1-6 como pulsos e 7-12 como chaves. Nos testes com distâncias de 10, 50, 100 e 150 metros e funcionou abrindo e fechando todos os relés conforme programação.

Nos testes dos potenciômetros como sensores de posição corresponderam com valores de 0 – 10V que foram lidos no software Nrsconfig fazendo monitoramento on-line. Os potenciômetros giram de 0 a 270° proporcionando leituras de 0 -1000 centivolts no programa. Com este dado foi possível gerar uma equação básica para o funcionamento dos potenciômetros em relação à posição das rodas.

Nesta equação as rodas foram alinhadas com a estrutura do chassi e puderam girar 135° no sentido horário ou anti-horário limitadas pelo

potenciômetro. Para efeito de segurança as rodas giram no máximo 90° em cada sentido. Como resultado obteve-se a equação básica de movimento das rodas (Equação 2.01). Esta possui uma constante de 500 centivolts mais uma variável de 3,7 vezes o número de graus necessários para girar a roda que variou de -90 até + 90°.

$$P(X) = 500 + 3,7x \quad (\text{Eq. 2.01})$$

Onde,

P = posição da roda, ( centivolts ); e

X = variação ângulo do giro da roda (graus).

Utilizando a linguagem de blocos no programa NRSconfig criou-se a base do programa de movimentação da rodas da colhedora de café para regiões montanhosas. Como resultados foram inicialmente incluídas quatro entradas analógicas que fazem a leitura de cada potenciômetro e seis calculadoras analógicas programadas para funcionar como um potenciômetro virtual. Destas seis, duas foram usadas referentes ao par de rodas dianteiras e quatro foram usadas referentes ao par de rodas traseiras que tem o comportamento inverso das dianteiras quando faz movimento curvilíneo e igual quando movimenta em paralelo.

As entradas e calculadoras analógicas mandam informações para doze comparadores analógicos. Estes realizaram a comparação entre o sinal de entrada AX (potenciômetro real) e AY (potenciômetro Virtual). Para o funcionamento de cada roda foi colocado um par de comparadores analógicos sendo que o primeiro funciona recebendo os valores das entradas analógicas em AX e comparam com os valores de AY quando a diferença entre os mesmos foi maior do que uma constante determinada pelo usuário que foi inicialmente de 15 centivolts ligou o motor de direção da roda no sentido horário. O segundo teve o mesmo comando com ligações invertidas, portanto quando a diferença foi menor que a constante ligou-se o motor de direção da roda no sentido anti-horário. Isso foi realizado com o par de rodas dianteiras (Figura 2.10).

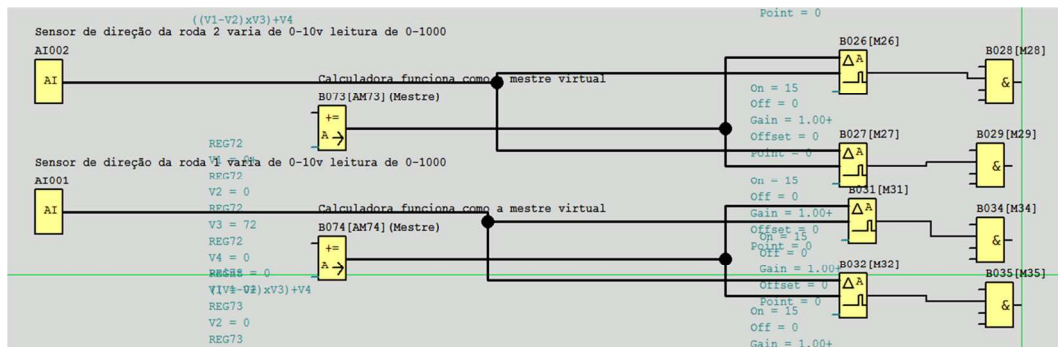


FIGURA 2.10 Interface do programa entre o sensor de posicionamento e comando de direção.

No entanto, para roda o par de rodas traseiras foi realizado um sistema mais complexo. Inicialmente foi feita uma cópia dos comandos das rodas dianteiras. Feito isso as quatro rodas se moveram em paralelo. Para a colhedora fazer curvas foi necessário que quando as rodas dianteiras girassem em sentido horário, as rodas traseiras girassem em sentido anti-horário. Para tanto, foi inserido no programa uma entrada digital que funcionou como chave liga e desliga e fez alternância entre o estado curvas/paralelo das rodas. A esta chave foi atribuída a uma entrada digital do CLP e sintonizada ao botão 10 do controle remoto.

Quando o botão 10 foi ligado todas as rodas funcionam de maneira igual (paralelo). Quando ele foi desligado as rodas traseiras funcionaram de maneira inversa (curva). Isso só foi possível por causas das quatro calculadoras analógicas dedicadas ao par de rodas traseiras. Sendo que um par de calculadoras analógicas só funcionou quando a entrada sistema curva/paralelo estava ligada e o outro par somente quando a entrada curva paralelo estava desligada. Estes pares de calculadoras tiveram suas funções invertidas (Figura 2.11)

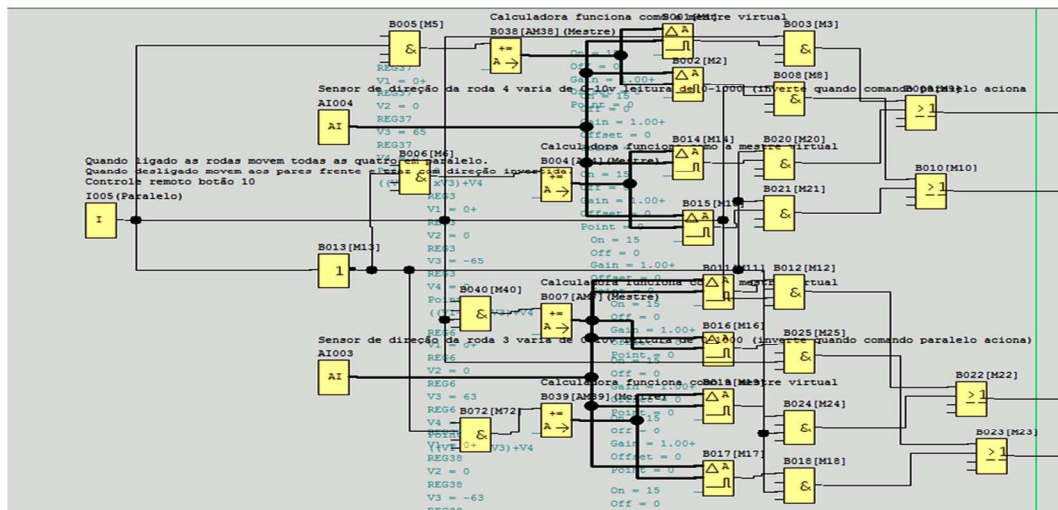


FIGURA 2.11 Comando dos comparadores analógicos das rodas.

É importante ressaltar que foram adicionados ao programa diversos comandos “and” que funcionou para a segurança do sistema. Foi também implementado um comando “not” na saída do botão 10 e este comando inverteu o sinal de saída, ou seja, quando desligado ele envia um sinal de que está ligado e vice versa. Também foi implementado o comando “or” que emitiu sinal de saída para acionar os motores da direção quando um ou outro par de calculadoras analógicas foi acionado. Como houve doze comandos para acionar oito relés está foi a melhor solução encontrada. É possível observar que os comandos “and” fizeram a segurança do sistema para não acionar dois relés do mesmo motor ao mesmo tempo. Se isso ocorrer pode fechar um curto circuito.

A calculadora analógica funcionou como uma roda virtual. Nela foi inserida a equação 2.01. E os valores de variação do ângulo das rodas ( $x$ ) foram gerados por um comando contador de pulsos. Os botões 1 e 2 do controle remoto funcionaram como chave de pulso cada vez que o botão 1 ou 2 foi acionado ele ativou um respectivo contador de pulso e a calculadora fez a conta do contador 1 menos o contador 2 e multiplicou por um constante definida como 15 graus vezes a constante 3,7 da Equação 2.01 mais o valor de 500 dando assim uma posição nova para o comparador analógico em intervalos de 15 graus (Figura 2.12). Este cálculo permitiu que todas as

vezes que o contador foi igualado a zero o valor da calculadora analógica foi igual a 500 centivolts e as rodas ficaram alinhadas.

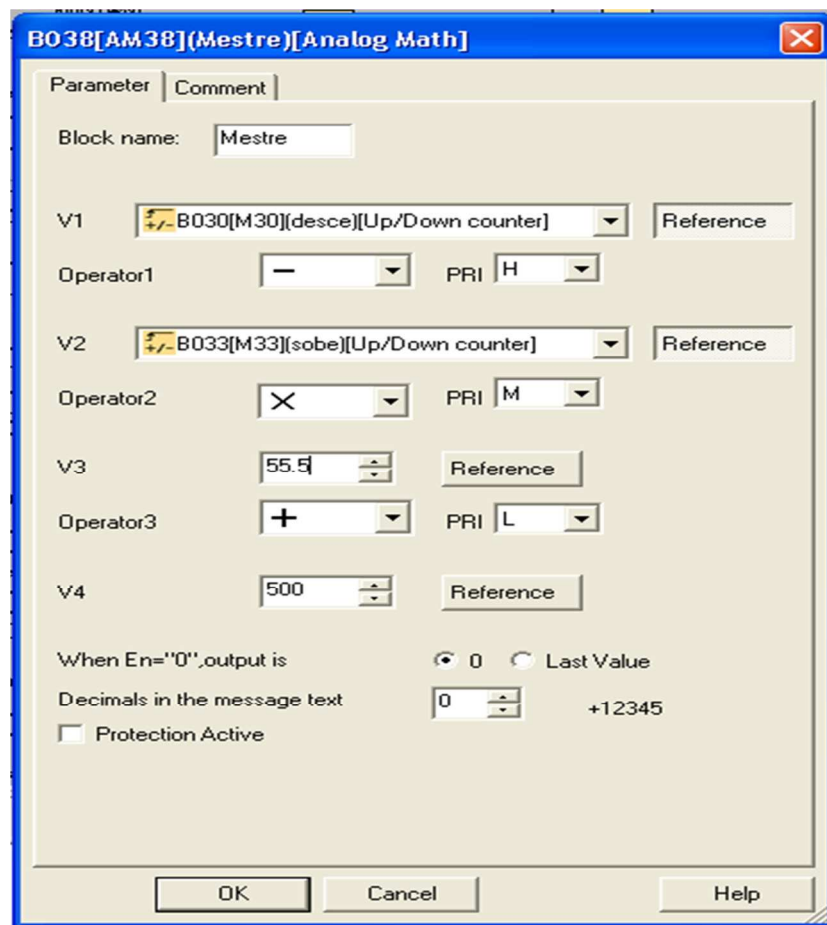


FIGURA 2.12 Interface da calculadora Analógica.

Para manter as rodas alinhadas foi implantado no CLP uma entrada digital correspondente ao botão 08 do controle remoto que funcionou como chave liga/desliga. Quando esta chave foi ligada zerou os contador de pulsos fazendo as rodas alinharem. Portanto o botão 8 ficou com função de alinhar as rodas quando ligado. Foram adicionados ao programa quatro contadores de pulso (Figura 2.13). Sendo que um par só funcionou quando para as rodas dianteiras e outro para as rodas traseiras.

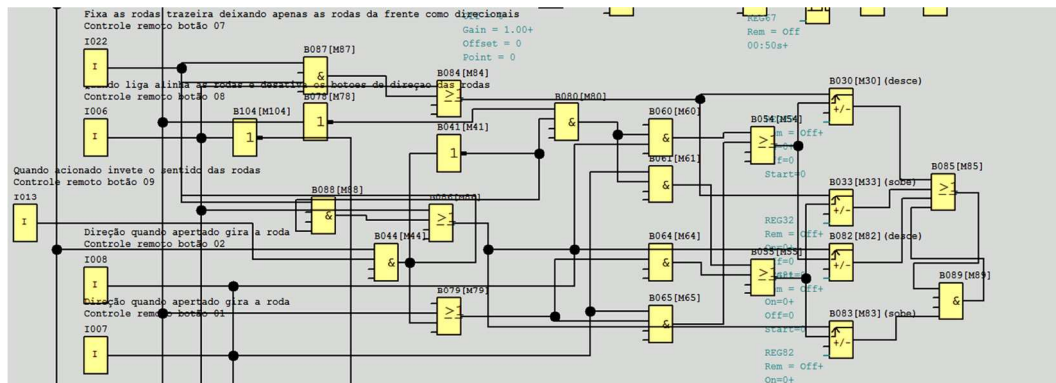


FIGURA 2.13 Interface dos contadores de pulso.

Para que controle da direção fosse completo foram inseridas algumas lógicas para o sentido de deslocamento da colhedora. Foi adicionado uma entrada digital corresponde ao botão 9 do controle remoto que quando acionada inverteu o sentido de rotação dos motores de tração da colhedora. Foram usados alguns comandos “and”, “not” e “or” para inverter os botões 1 e 2 para direção da colhedora virar à direita ou à esquerda. De maneira intuitiva o botão 2 que fica à direita do controle remoto virou a colhedora para a direita e o botão 1 que fica à esquerda do controle virou a para esquerda. Isso funcionou independente do sentido de deslocamento da colhedora desde que a referência para o operador ficasse atrás da máquina.

Foi implementado no CLP uma entrada digital correspondente ao botão 07 do controle remoto que é uma chave liga/desliga. Quando este foi ligado zerou um par de contadores que fez com que as rodas traseiras ficassem fixas e apenas as dianteiras fossem direcionais, quando a colhedora mudou de sentido a entrada digital zerou o outro par contadores deixando sempre as rodas traseiras fixas.

Até então com esta programação foi possível alinhar as rodas traseiras e manter a dianteiras como direcionais ou girar um par de rodas traseiras em um sentido e o par de rodas dianteiras em outro sentido fazendo com que a colhedora tenha um menor raio de giro ou girar as quatro rodas na mesma direção permitindo que colhedora se mova de modo paralelo. No entanto, para um perfeito funcionamento as rodas devem mover com ângulos diferentes quando estão deslocando em curvas.

Para as rodas se deslocarem com ângulos diferentes foi desenvolvido uma programação específica com quatro ângulos constantes. O comando “Analog multiplexer” permitiu trabalhar com quatro valores constantes conforme a combinação de duas entradas digitais. Foram transformados os valores dos comandos dos contadores de pulso em valores analógicos usando um calculadora analógica que conta o número de pulsos do contador pulsos 1 menos o do contador 2 e multiplicou por uma constante. Este sinal foi multiplicado por um amplificador analógico. Foram adicionados seis comparadores analógicos sendo três positivos e três negativos e foram acionados pela diferença 1,2,3 em relação ao amplificador. Com alguns comandos “and”, “or” e “not” e álgebra Booleana foram criados dois pares de sinal distintos que acionaram as quatro possibilidades do comando “Analog multiplexer” com as seguintes constantes: 0, 9, 18 e 23° que foram somadas ou subtraídas do posicionamento inicial dos ângulos de giro das rodas (Figura 2.14).

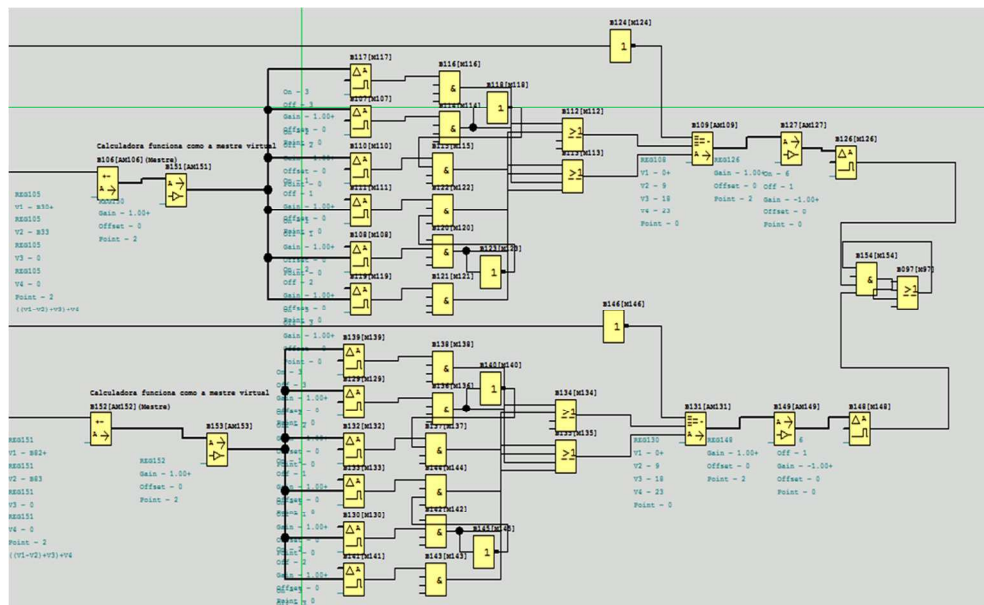


FIGURA 2.14 Comando para rodas girarem com ângulos diferentes.

Os valores 0, 9, 18 e 23 foram obtidos em análises gráficas do sistema de rodados com base na Geometria de Ackermann realizado em programa de CAD conforme exemplo que pode ser observado na Figura 2.13. Sendo que cada pulso foi uma constante de 15°. A geometria de giro das rodas ocorreu da seguinte maneira: 1° pulso as rodas internas giraram 15° e as



rodas externas giraram  $15^\circ$ , pois a constante usada foi zero, quando foi dado o  $2^\circ$  pulso as rodas internas giraram  $39^\circ$  e as rodas externas giraram  $21^\circ$ , quando foi dado o  $3^\circ$  pulso as rodas internas giraram  $63^\circ$  e as rodas externas giraram  $27^\circ$ , quando foi dado o  $4^\circ$  pulso as rodas internas giraram  $83^\circ$  e as rodas externas giraram  $37^\circ$  se fosse dado um  $5^\circ$  pulso as rodas internas girariam  $98^\circ$  e as rodas externas girariam  $52^\circ$ .

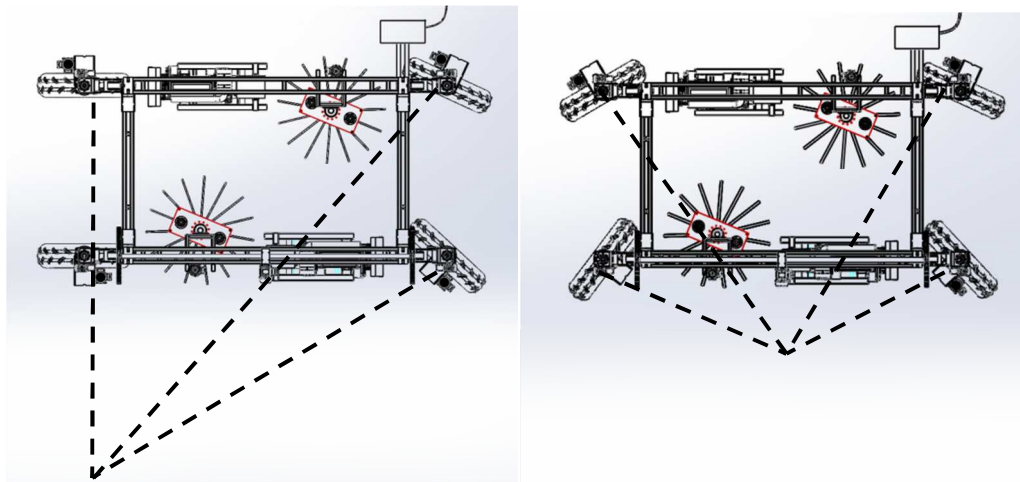


FIGURA 2.15 Posicionamento das rodas pela Geometria de Ackermann.

O software de programação permitiu fossem simuladas todas as ligações e comandos e sinalizou possíveis erros. Para a validação do programa foram realizados vários ensaios preliminares e varias modificações até chegar a um programa final. O botão 12 do controle remoto foi ligado uma entrada do CLP e funcionou como chave de emergência ou seja o programa só funciona quando esta chave ligada . Sempre que ocorreu qualquer imprevisto ao acionar o botão 12 todos os motores foram desligados.

Para a primeira calibração dos potenciômetros foram coletados dados de posição das rodas e relacionados com a leitura dos valores no programa. Isso se fez necessário, pois os potenciômetros estão em diferentes distâncias, o que leva a variação na resistência elétrica do fio que conduz o sinal. A equação inicial implementada no programa foi à equação 2.01  $P(X) = 500 + 3,7X$ . Na regressão linear realizada para cada roda obteve-se uma



equação específica para cada roda. Esta regressão se deu com base em seis posições no sentido horário e seis no anti-horário, fazendo quatro repetições aleatórias. O gráfico da figura 2.16 apresenta a regressão linear para roda 1.

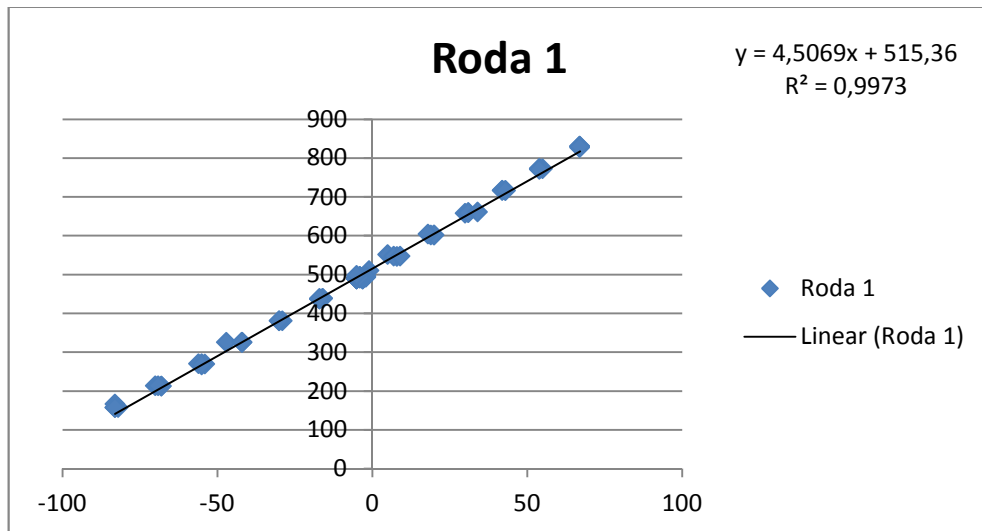


FIGURA 2.16 Regressão Linear com equação ajustada e específica para roda 1 com base na calibração do potenciômetro específico para esta roda.

Pela regressão linear da roda 1 é possível observar que a constante alinhamento da roda é de 515,36, muito próxima da equação idealizada com uma constante de 500. Esta variação é relativa ao potenciômetro e suas ligações e será implementada na próxima programação, isto, fará esta roda alinhar com uma constante de 515,15. O gráfico da figura 2.17 apresenta a regressão linear para roda 2.

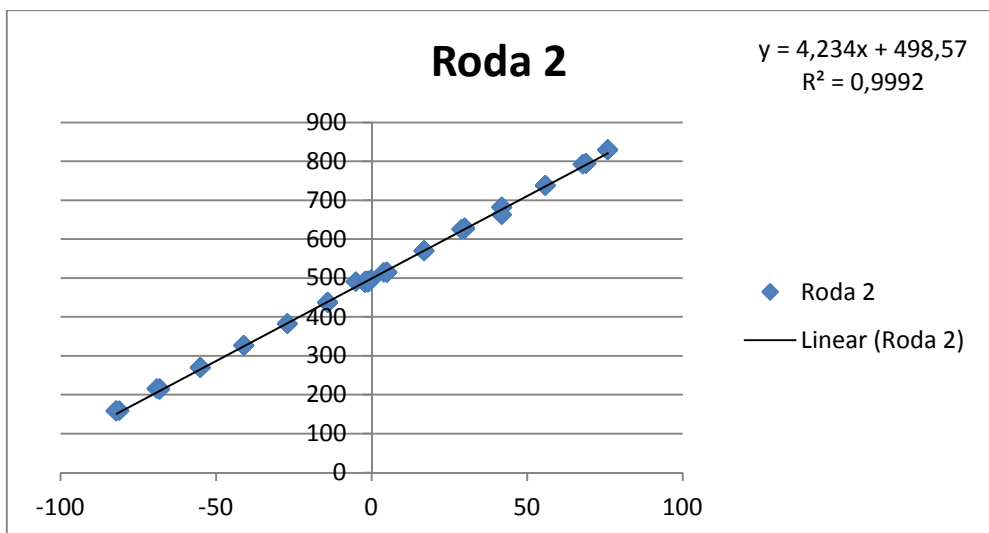


FIGURA 2.17 Regressão Linear com equação ajustada e específica para roda 2 com base na calibração do potenciômetro específico para esta roda.

Pela regressão linear da roda 2 é possível observar que a constante alinhamento da roda é de 498,57 e foi a que mais se aproximou da equação idealizada com uma constante de 500. Esta variação é relativa ao potenciômetro e suas ligações e será implementada na próxima programação, isso, fará esta roda alinhar com uma constante de 498,57. O gráfico da figura 2.18 apresenta a regressão linear para roda 2.

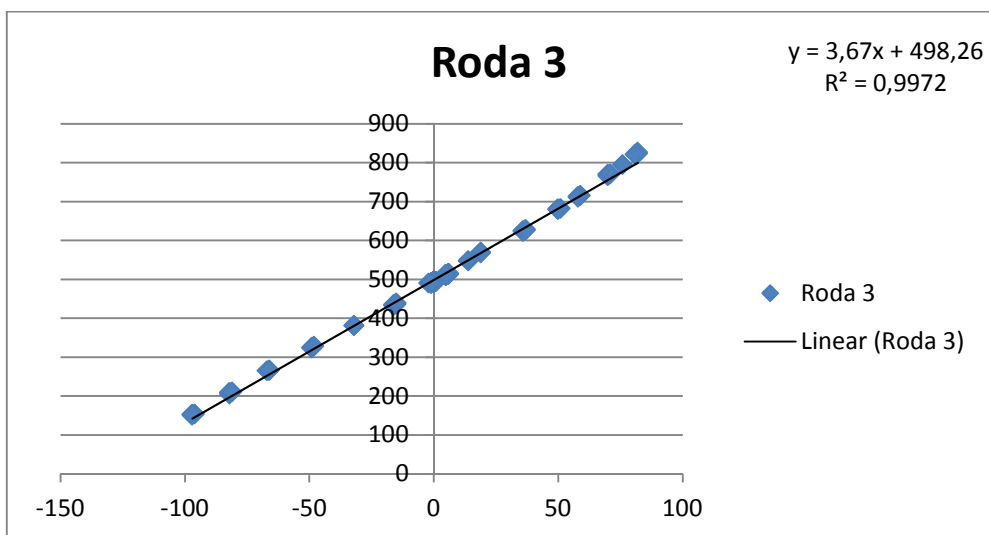


FIGURA 2.18 Regressão Linear com equação ajustada e específica para roda 3 com base na calibração do potenciômetro específico para esta roda.

Pela regressão linear da roda 3 é possível observar que a constante alinhamento da roda é de 498,26 e o fator de multiplicação do ângulo 3,67 e

considerando os dois termos da equação idealizada a roda 3 teve o comportamento próximo da ideal. Bem como a roda 4, que pode ser observado no gráfico da figura 2.19.

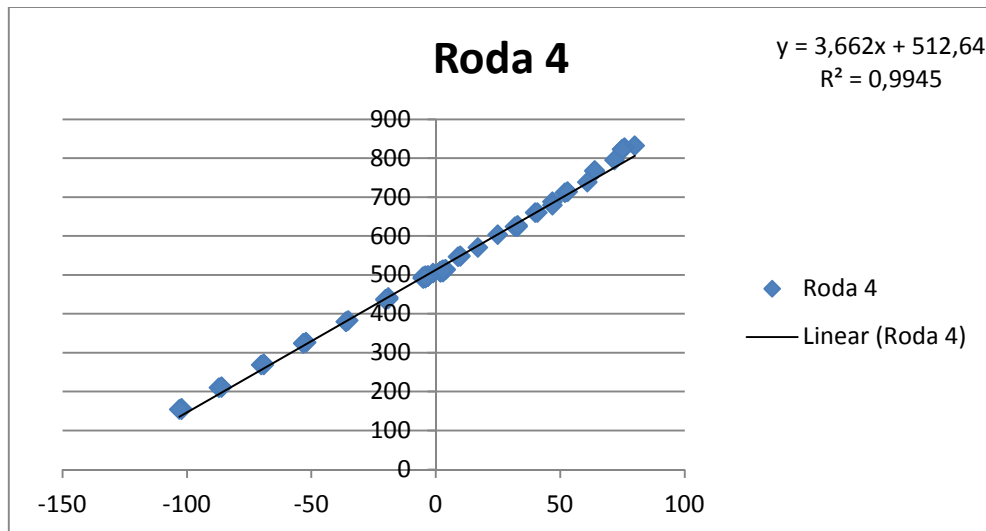


FIGURA 2.19 Regressão Linear com equação ajustada e específica para roda 4 com base na calibração do potenciômetro específico para esta roda.

É possível observar pelo  $R^2$  que as maiores variações ocorrem nas rodas 3 e 4 e são elas que possuem os cabos de ligação do potenciômetros mais longos. Com estes valores foi possível programar no software uma equação específica para cada roda. Sempre for necessário realizar a troca de um potenciômetro é recomendado que se faça uma nova calibração.

Com as equações ajustadas e específicas para cada potenciômetro uma nova análise das rodas foi realizada em paralelo com testes feitos em seis posições no sentido horário, seis no anti-horário e quatro repetições. Cada posição variou  $15^\circ$  a posição central foi considerada  $90^\circ$  e portanto a roda variou de  $0-180^\circ$ . Com as leituras feitas no CLP obteve uma regressão linear sem termo aditivo para relacionar a equação inicial padrão com as equações obtidas no ensaio de calibração ((Figura 2.20, 2.21, 2.22, 2.23).

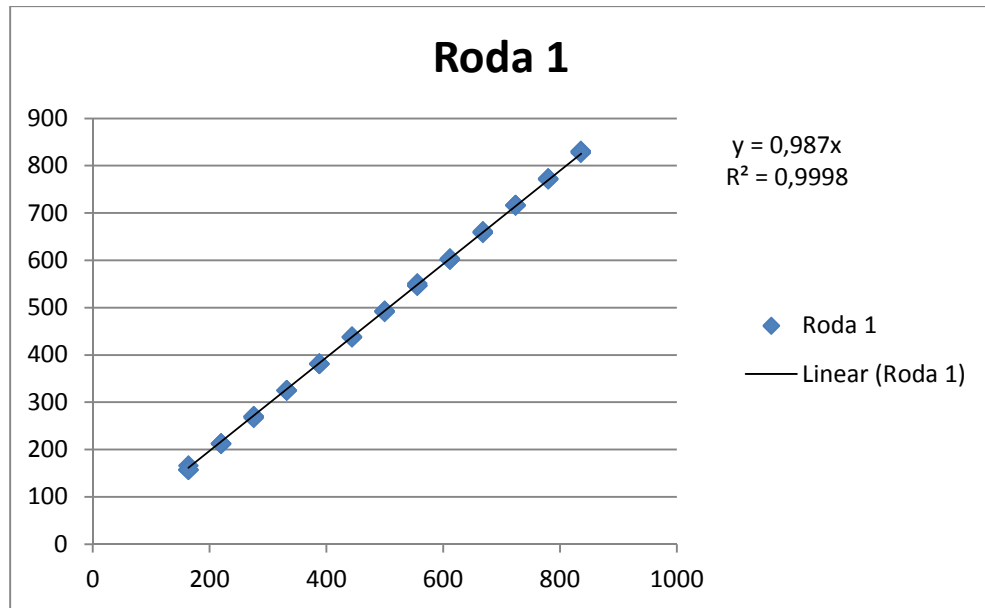


FIGURA 2.20 Modelo comparativo das equações ajustadas com a leitura real após inserir no programa as equações ajustadas da roda 1.

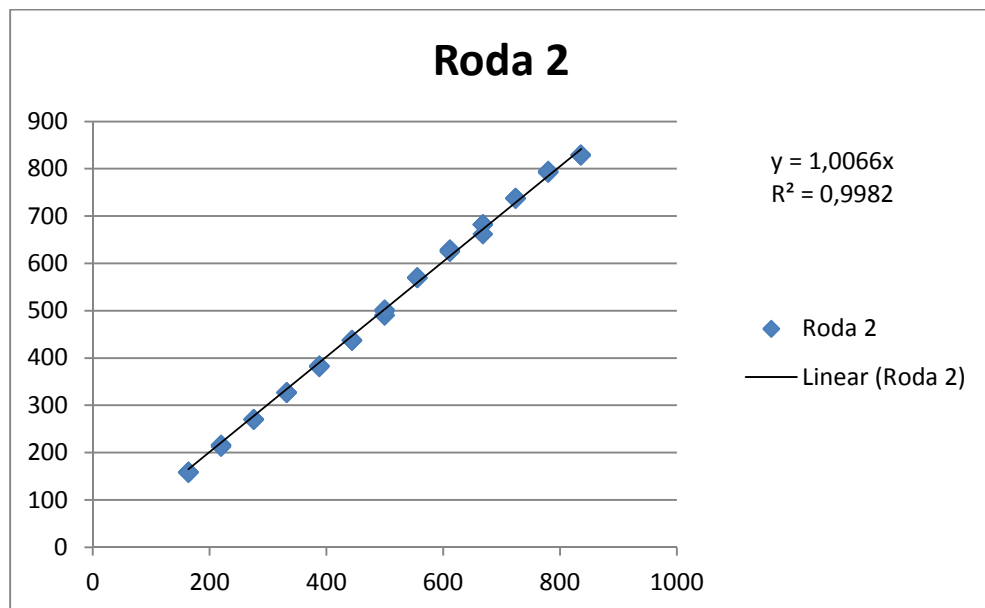


FIGURA 2.21 Modelo comparativo das equações ajustadas com a leitura real após inserir no programa as equações ajustadas da roda 1.

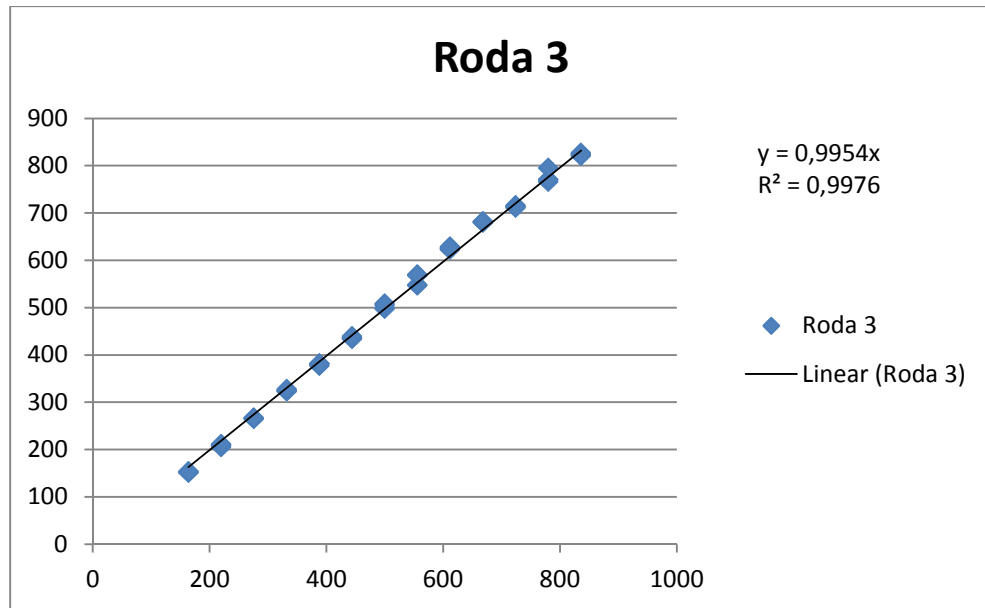


FIGURA 2.22 Modelo comparativo das equações ajustadas com a leitura real após inserir no programa as equações ajustadas da roda 1.

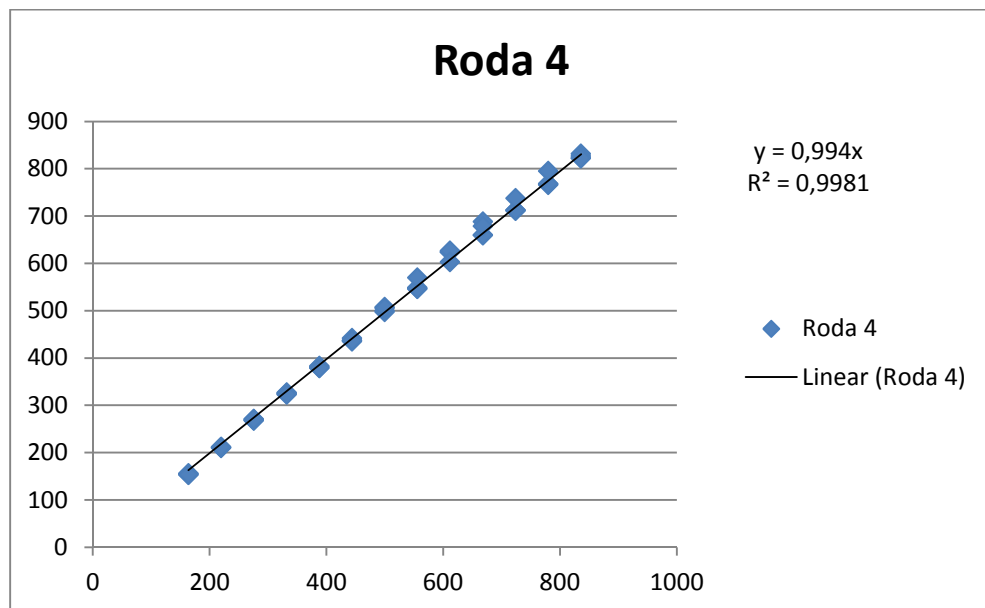


FIGURA 2.23 Modelo comparativo das equações ajustadas com a leitura real após inserir no programa as equações ajustadas da roda 1.

É possível observar que após as equações ajustadas todas as rodas seguem a mesma tendência da equação. O erro maior foi de 1,03% o que pode ser considerado desprezível neste caso.

Com a calibração dos potenciômetros validada outra etapa foi avaliar o a posição de parada de cada roda. Cada posição é um tratamento diferente e no programa foi implementado um fator de histerese. Este fator serviu para evitar o numero excessivo de manobras dos contadores que puderam variar +/- 15 centivolts. A calculadora analógica de cada roda variou no sentido anti-horário de 500 para 556, 612, 668, 724, 780 e 836 centivolts e no sentido horário de 500 para 444, 388, 332, 276, 220 e 164 centivolts.

O resultado da análise de variância para os tratamentos horário pode ser observada no Quadro 2.01. Cada roda foi considerada um bloco para facilitar a análise. O primeiro bloco é o modelo virtual que teoricamente deve ser seguido pelos outros. O mesmo foi feito para os tratamentos no sentido horário.

Quadro 2.01 Análise de variância do mecanismo de direção girando no sentido horário

FV	GL	SQ	QM	F
Tratamentos	5	1106251.50000	221250.30000	3545.6779 **
Blocos	4	1181.28333	295.32083	4.7327 **
Trat x Bloc	20	110.41667	5.52083	0.0885 **
Resíduo	90	5616.00000	62.40000	
Total	119	1113159.20000		

\*\* significativo ao nível de 1% de probabilidade

\* significativo ao nível de 5% de probabilidade

Os tratamentos, os blocos e a interação entre eles apresentaram diferenças significativas entre si estas podem ser observadas no Quadro 2.02. É possível observar que os tratamentos que neste caso representam as posições de giro da rodas são totalmente distintos entre si e que cada roda não difere do modelo virtual.

Quadro 2.02 Interação entre os Tratamentos x Blocos no sentido horário.

Trat.	Mod. Virt.	Bloco			
		Roda1	Roda 2	Roda 3	Roda 4
0°	164.00 fA	159.25 fA	158.50 fA	152.50 fA	154.75 fA
15°	220.00 eA	212.50 eA	215.00 eA	208.50 eA	211.00 eA
30°	276.00 dA	269.00 dA	270.00 dA	266.25 dA	269.50 dA
45°	332.00 cA	325.00 cA	327.00 cA	325.00 cA	325.00 cA
60°	388.00 bA	381.00 bA	382.50 bA	380.25 bA	380.75 bA
75°	444.00 aA	437.75 aA	437.25 aA	436.00 aA	437.75 aA

Teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade CV% = 2.65. A diferença média significativa (dms) para colunas foi de 16.2727 classificadas com letras minúsculas e a dms para linhas foi de 15.5618 classificadas com letras maiúsculas. As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si.

No Quadro 2.03 pode-se visualizar a análise de variância para a roda girando no sentido Anti-horário. Os tratamentos, os blocos e a interação entre eles apresentação diferenças significativas entre si.

Quadro 2.03 Análise de variância do mecanismo de direção girando no sentido antihorário

FV	GL	SQ	QM	F
Tratamentos	5	1027128.34167	205425.66833	2808.8131 **
Blocos	4	3993.00000	998.25000	13.6492 **
Trat x Bloc	20	2871.20000	143.56000	1.9629 *
Resíduo	90	6582.25000	73.13611	
Total	119	1040574.79167		

\*\* significativo ao nível de 1% de probabilidade

\* significativo ao nível de 5% de probabilidade

É possível observar no quadro 2.04 que os tratamentos que neste caso representam as posições de giro da rodas são totalmente distintos entre si e que cada roda não difere do modelo virtual. O fato de algumas rodas diferirem entre si pode estar ligado ao tempo de resposta dos sensores.

Quadro 2.04 Interação entre os Tratamentos x Blocos no sentido anti-horário

Trat.	Mod. Virt.	Bloco			
		Roda 1	Roda 2	Roda 3	Roda 4
105°	556.00 fAB	547.75 fB	569.75 fA	558.25 fAB	553.00 fAB
120°	612.00 eAB	602.50 eB	627.25 eA	625.75 eA	619.50 eA
135°	668.00 dAB	659.25 dB	677.00 dA	680.75 dA	671.75 dAB
150°	724.00 cAB	716.25 cB	737.75 cA	713.75 cB	718.75 cB
165°	780.00 bAB	772.00 bB	793.75 bA	775.50 bB	774.25 bB
180°	836.00 aA	829.25 aA	829.00 aA	824.00 aA	826.00 aA

Teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade CV% = 2.65 A diferença media significativa (dms) para colunas foi de 17.6171 classificadas com letras minúsculas e a dms para linhas foi de 16.8474 classificadas com letras maiúsculas. As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si.

Outra análise foi realizada levando em consideração a diferença entre a posição esperada por cada roda e a posição real. Foram analisadas as rodas movimentando em paralelo. O resultado é o modulo da diferença entre o valor da calculadora analógica menos valor lido em cada potenciômetro. Esta análise foi repetida para cada roda e os resultados podem ser observados nos Quadros 2.05 e 2.06

Quadro 2.05 Médias das diferenças entre posições esperadas e posição real para o deslocamento das rodas no Sentido horário

Posição	Sentido Horário			
	Roda1	Roda 2	Roda 3	Roda 4
0°	6.25 a	5.50 ab	11.50 a	9.25 a
15°	7.00 a	5.00 b	11.50 a	9.00 a
30°	7.00 a	6.00 ab	9.75 ab	6.50 a
45°	7.00 a	5.00 b	7.00 b	7.00 a
60°	7.50 a	5.50 ab	7.75 ab	7.25 a
75°	4.75 a	6.75 a	8.00 ab	6.25 a
dms	4.380	1.735	4.411	4.339
CV%	29.63	13.74	21.24	25.63

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si de Tukey ao nível de 5% de probabilidade.



Quadro 2.06 Médias das diferenças entre posições esperadas e posição real para o deslocamento das rodas no anti-horário

Posição	Sentido Anti-horário			
	Roda 1	Roda 2	Roda 3	Roda 4
105°	8.25 a	13.75 a	10.75 a	10.00 a
120°	9.50 a	11.75 a	13.75 a	12.00 a
135°	8.75 a	12.00 a	12.75 a	11.75 a
150°	7.75 a	13.75 a	10.25 a	12.25 a
165°	8.00 a	13.75 a	12.00 a	13.25 a
180°	6.75 a	7.00 b	12.00 a	10.00 a
dms	3.085	4.331	5.422	7.781
CV%	16.83	16.08	20.27	30.03

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si de Tukey ao nível de 5% de probabilidade.

Como esperado a maioria dos resultados relativos ao ângulo de esterçamento da rodas não apresentou diferença significativa entre as posições indicadas pelo CLP e a posição real. Isso indica que não ocorre erro significativo entre o que o programa CLP manda e o sistema obedece. Vale lembrar que existe uma diferença de histerese na ordem de +/-15 centivolts e não ocorreu posicionamento algum fora desta faixa.

Outra etapa no projeto de automação desta colhedora foi o diferencial eletrônico. Por este diferencial quando a colhedora fez curvas as rodas externas deslocaram numa trajetória maior que as internas. Com base na Geometria de Ackermann e análises gráficas quando foi dado o 1° pulso as rodas internas giraram 15° e reduziram 5% da sua velocidade em relação ao deslocamento em linha reta e as rodas externas giraram 15° e aumentaram 5% da sua velocidade em relação ao deslocamento em linha reta. Quando foi dado o 2° pulso as rodas internas giraram 39° e reduziram 17% da sua velocidade e as rodas externas giraram 21° e aumentaram 17% da sua velocidade. Quando foi dado o 3° pulso as rodas internas giraram 63° e reduziram 24% da sua velocidade e as rodas externas giraram 27° e aumentaram 24% da sua velocidade. Quando foi dado o 4° pulso as rodas internas giraram 83° e reduziram 18% da sua velocidade e as rodas externas giraram 37° e aumentaram 18% da sua velocidade. Observem que a diferença de velocidade aumenta à medida que a direção das rodas começa a girar e depois de diminui. Na Figura 2.24 é possível observar que a

distância para roda externa percorrer deve ser maior que a roda interna. Seria possível uma posição em que elas voltam para mesma velocidade e a colhedora giraria em seu centróide, no entanto esta hipótese não foi implementada.

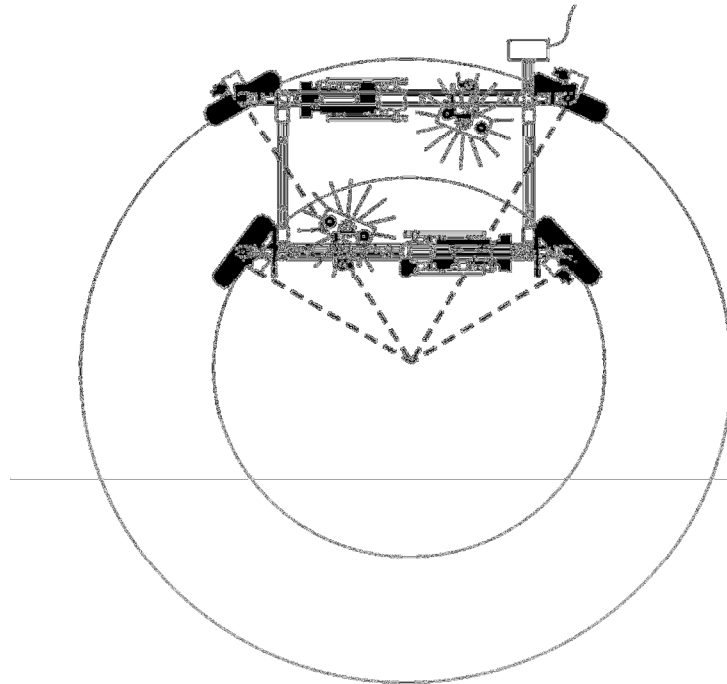


FIGURA 2.24 Percurso da rodas em curva.

Para que sistema de tração obtivesse este comportamento foi desenvolvido uma programação para o CLP do inversor de frequência. Pode-se observar na Figura 2.25, o primeiro passo da programação do inversor de frequência em que o comando de entrada X5 esta ligado as entrada multifunção do inversor de frequência. Esta entrada esta ligado ao botão11 do controle remoto, que foi responsável por ligar e desligar a máquina. Juntamente com o comando X5, foi colocado um comando de negação M1005. O comando especial M1005 está relacionado a falhas dos motores, dessa forma quando houve uma falha no motor o inversor desligou o motor para proteção própria (inversor).

Comando de entrada X1 foi ligado a uma entrada multifunção do inversor de frequência, essa entrada esta ligada ao botão 9 do controle remoto, que fez a inversão da direção das rodas da colhedora.

A entrada X0 esta ligada a uma entrada multifunção do inversor de frequência, que por sua vez esta ligada ao botão 10 do controle remoto, que fez a com que as rodas se movimentem em curva ou em paralelo. Este comando também aciona uma saída M50, que foi importante para definição da velocidade das rodas internas e externas da roda em curva. Usando lógica Booleana o comando M50 não permitiu que as rodas aumentassem a velocidade quando fizeram curvas, mesmo que fosse apertado os botões de aumento ou redução de velocidade. As entradas X3 e X4 foram ligadas a multifunção e estão relacionadas ao aumento ou redução da velocidade associadas aos botões 3 e 4 do controle remoto. E também para contagem de pulsos dos botões 1 e 2 do controle remoto responsável pela direção.

Quando a colhedora fez curvas os pulsos nas entradas X3 e X4 foram contados, usando um comando chamado CNT usado para fazer a contagem, os números de pulso foram nomeado por C0 e C1 para a entrada X3 e X4 respectivamente.

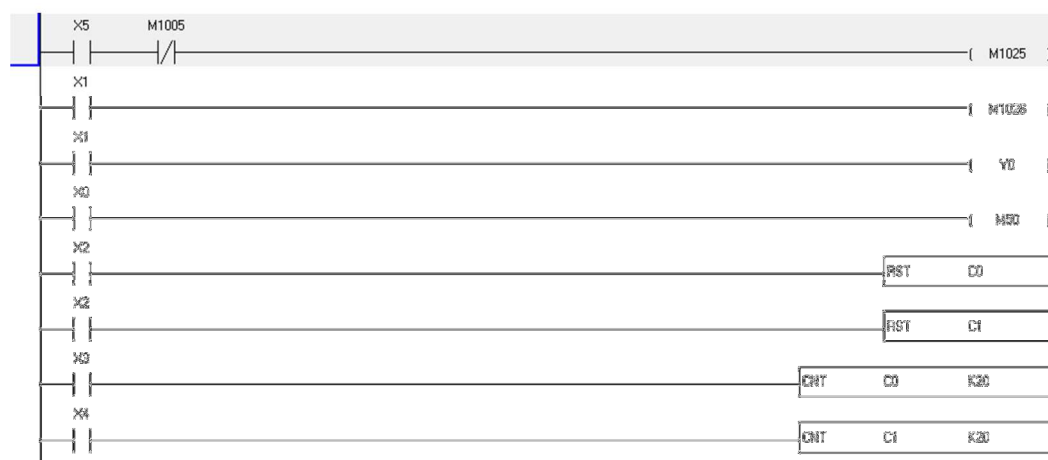


FIGURA 2.25 Início do algoritmo de programação do inversor de frequência para funcionamento.

A entrada X2 foi associada ao Botão 8 do controle remoto e quando foi ativado, fez com que os valores de C0 e C1 fossem resetados, para isso foi usado o comando RST. O resultado disso foi não haver diferença das velocidades das rodas quando ficam alinhadas com o chassi. Os contadores C2 e C3 foram responsáveis pela velocidade da colhedora quando está

alinhada. Nesta condição os comandos X3 e X4 são acionados pelos botões 3 e 4 da do controle remoto, respectivamente.

O comando de saída FREQ funcionou com valores de frequência em centiHetz, ou seja, quando temos um valor freqüência no CLP igual a 4000, temos 40,00 Hz de frequência no motor que move a roda. Para o sistema foi utilizado a velocidade mínima foi de 20,00 Hz.

Na Figura 2.26 observa-se parte do algoritmo que foi dedicado à definição da velocidade das rodas em movimento curvilíneo. Valores de K100 indicam o uso de 100% da freqüência do inversor, quando usado K95 indica que foi usado 95% da freqüência assim como K87 indica 87% da frequência e assim por diante. Isso resultou nas ampliações e reduções de velocidade das rodas sendo sempre feitas multiplicações por fatores para atingirem velocidades pré-estabelecidas quando em movimento curvilíneo.

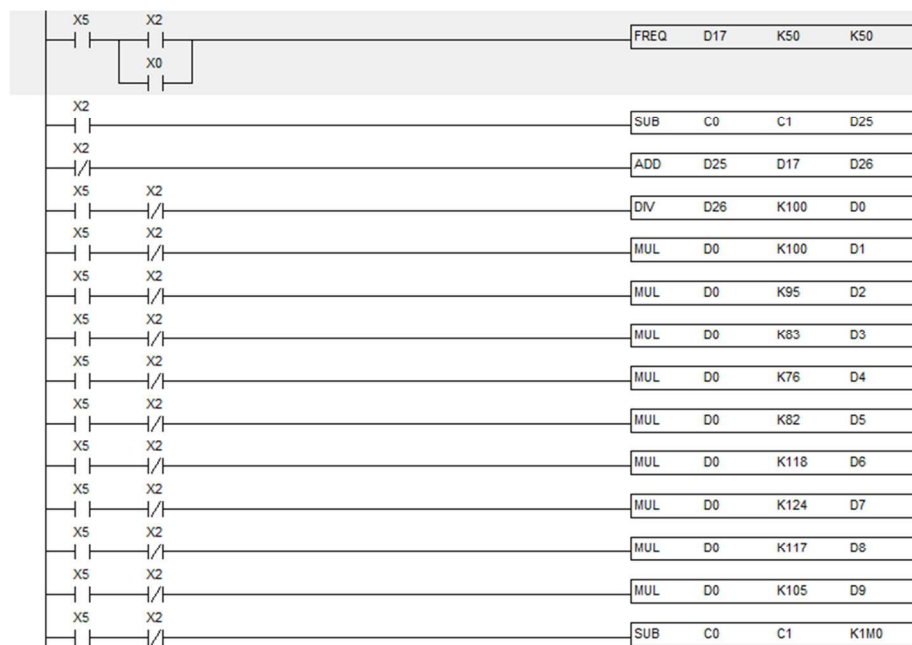


FIGURA 2.26 Programação do CLP integrado ao inversor de frequência.

O último comando da Figura 2.26 foi relacionado com um sistema binário com 4 variáveis, para definição da velocidade usada quando a colhedora esta em condição de curva relacionando com o contador de pulsos. O comando K1M0 trabalhou com lógica Booleana binária e conforme

o número do contador de pulsos C0 menos C1 ativou a sequência que pode ser observada no Quadro 2.07.

Quadro 2.07 Lógica binária do contador de pulso utilizando o comando K1M0

C0 - C1	M0	M1	M2	M3
0	0	0	0	0
1	1	0	0	0
2	0	1	0	0
3	1	1	0	0
4	0	0	1	0
-1	0	0	1	1
-2	1	0	1	1
-3	0	1	1	1
-4	1	1	1	1

Na Figura 2.27 é possível observar a lógica da programação que fez o efeito diferencial na rodas da colhedora. Conforme o valores do contador que relacionou os pulso dos botões 1 e 2 do controle remoto e com isso a direção da roda. É possível observar também que o comando X1 que indica o sentido de deslocamento da colhedora interfere se a roda vai estar do lado externo ou interno da curva. Esta lógica foi invertida para as rodas pares e impares da colhedora.

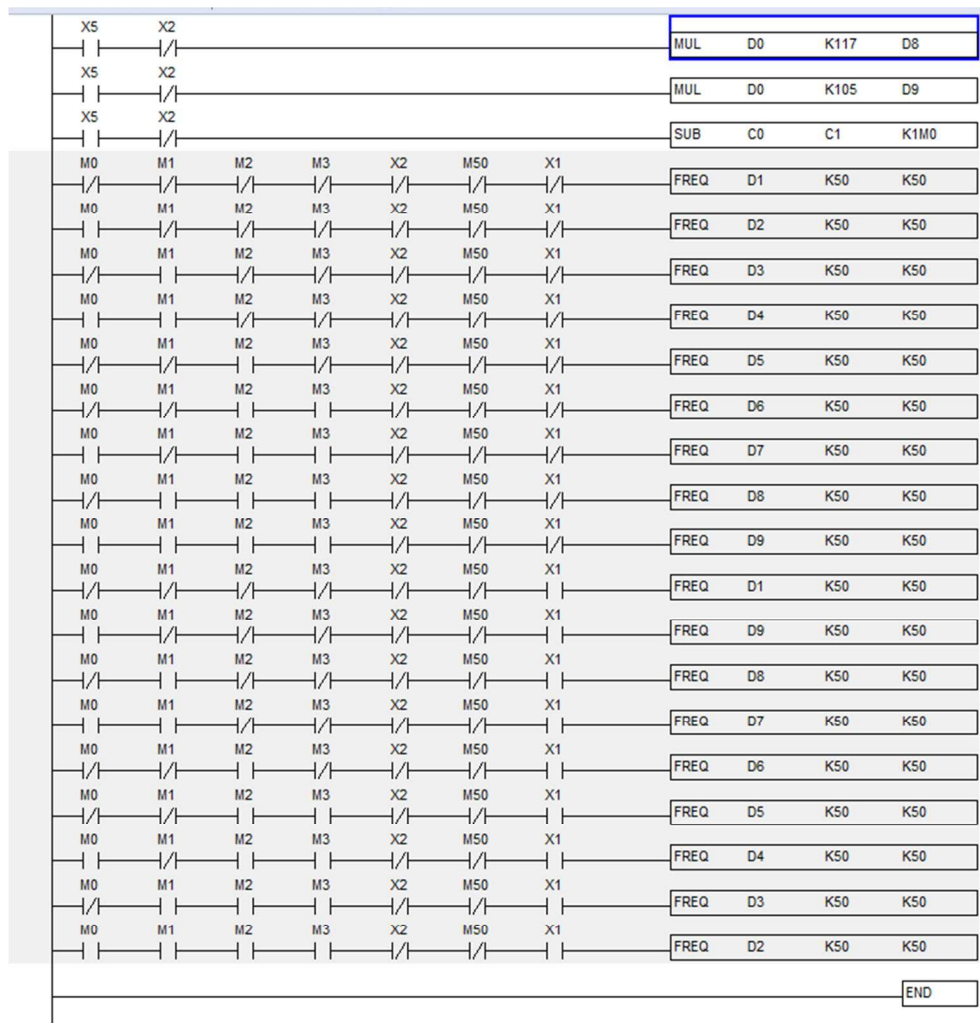


FIGURA 2.27 Algoritmo para o efeito diferencial nos inversores conforme a posicionamento da direção das rodas.

O comando X2 foi associado ao alinhamento das rodas e como pode ser observado o efeito diferencial só funcionou quando o alinhamento foi desligado. O comando M50 foi associado ao sistema das rodas em paralelo e quando esta acionada o efeito diferencial não funcionou, isso, permitiu que a colhedora se deslocasse em paralelo sem o efeito diferencial.

O CLP do inversor utilizado na colhedora possui memória de programação de 500 passos. Nesta programação foram utilizados 449 passos chegando próximo ao limite da programação. Em todos os testes realizados o inversor não apresentou falhas.

## 2.4. CONCLUSÃO

Com base nos resultados obtidos é possível concluir que:

- ✓ O controle remoto via rádio demonstrou ser eficaz com um alcance para comandar a colhedora a uma distância de até 150 metros com segurança;
- ✓ O uso do CLP para comandar o sistema de direção foi viável;
- ✓ O sistema de segurança funcionou, no entanto seriam necessárias mais entradas e saídas no CLP para melhorar a segurança;
- ✓ O uso de potenciômetros para posicionamento das rodas funcionou perfeitamente em nível de laboratório com erros menores 1,03%;
- ✓ Para da colhedora em campo se faz necessário a utilização de potenciômetros mais robustos;
- ✓ O uso de motores trifásicos permitiu manobras com o uso de dois contatores;
- ✓ As manobras dos motores de direção realizada pela interação entre o CLP e os potenciômetros tiveram erro abaixo dos 15 centivolts estabelecido como histerese;
- ✓ O diferencial eletrônico funcionou perfeitamente conforme programado no CLP do próprio inversor de frequência com diferenças pontuais positivas ou negativas de 5, 17, 23 e 18% das velocidades das rodas externas e internas quando fizeram curvas;
- ✓ O diferencial eletrônico utilizando inversor de frequência com CLP integrado apresentou potencial para ser usado em veículos de tração elétrica.

## 2.5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARALDI, Pietro Furian et al . Eficiência operacional na colheita mecanizada em lavouras de arroz irrigado. **Cienc. Rural**, Santa Maria , v. 43, n. 3, Mar. 2013.

BATTE, M. T.; EHSANI, M. R. The economics of precision guidance with auto-boom control for farmer-owned agricultural sprayers. **Computers and Electronics in Agriculture**. Amsterdam, v. 53, 28-44, 2006.

GARCIA, L. R., LUNADEI, L., BARREIRO, P. & ROBLA, J. I., A Review of Wireless Sensor Technologies and Applications in Agriculture and Food Industry: State of the Art and Current Trends. **Sensors**, 2009. Vol.9, p.4728-4750.

KEICHER, R.; SEUFERT, H. Automatic guidance for agricultural vehicles in Europe. **Computers and Electronics in Agriculture**. v. 25, n. 1-2, p. 169-194, 2000.

LANNA, G. B. M. & REIS, R. P., Influência da mecanização da Colheita na Viabilidade Econômico-Financeira da Cafeicultura No Sul de Minas Gerais. **Coffee Science**. Lavras, vol. 7, n. 2, p. 110-121, maio/ago. 2012

LENAERTS; B., MISSOTTEN; B.; BAERDEMAEKER; J.; SAEYS; W.; LiDaR sensing to monitor straw output quality of a combine harvester. **Computers and Electronics in Agriculture**. 85 (2012) p.40–44

MANHANI, G. G., Automatização de pulverizador pneumático visando à eficiência da aplicação e redução de impactos ambientais. 120p Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa MG, 2011.

MONTEIRO JUNIOR, M., NUNES, R. O., CELINSKI, V. G., Comparison of The Responses of Low Cost Electrical Soil Sensors, and a Arduino Microcontroller Platform. **Iberoamerican Journal of Applied Computing**. V. 2, N.1, Apr/2012 Ponta Grossa - PR

REID, J.F.; ZHANG, Q; NOGUCHI, N.; DICKSON, M. Agricultural automatic guidance research in North America. **Computers and Electronics in Agriculture**. vol. 25, n.1-2, p.155-167, 2000.

Santos, C. C. Sistema de monitoramento remoto de umidade e temperatura do solo para irrigação de Precisão. Universidade Federal do Ceará – UFC, 2008, 105p.

SLAUGHTER; D.C, GILES; D.K., DOWNEY, D.; Autonomous robotic weed control systems: A review. **Computers and electronics in agriculture**. vol 6 n 1. P. 63–78, 2008

TORII, T.. Research in autonomous agriculture vehicles in Japan. **Computers and Electronics in Agriculture**. vol 25, n. 1-2, p. 133-153, 2000.



XUE, J.;, ZHANG, L., GRIFT, T. E. Variable field-of-view machine vision based row guidance of an agricultural robot. **Computers and Electronics in Agriculture** 84 (2012) 85–91

## **CAPÍTULO 3 – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS E DESEMPENHO DINÂMICO DA COLHEDORA DE CAFÉ PARA REGIÕES MONTANHOSAS**

### **3.1. INTRODUÇÃO**

A colhedora de café para regiões montanhosas foi desenvolvida no Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. É uma máquina que visa atender a colheita de café em regiões montanhosas e tem como principal característica um chassi articulado por um mecanismo pantográfico que permite a mudança do seu centro de gravidade quando acionado. Outra peculiaridade é o sistema de direção nas quatro rodas que permite movimentos curvilíneos e também e também se deslocar de lado. Por ter sido projetada para regiões de risco de tombamento seus sistemas de velocidade, direção e controle de inclinação são controlados por controle remoto via rádio.

Um importante aspecto do conhecimento e aprimoramento de projetos são os ensaios realizados para verificar o funcionamento do que foi projetado. Por se tratar de uma colhedora que está em desenvolvimento, e ainda não é comercializada, foram necessárias algumas adaptações dos ensaios que já são realizados em tratores agrícolas para servir de referência na avaliação dinâmica da colhedora de café para regiões montanhosas.

Segundo Rodrigues et al (2007), dentre os motores para veículos elétricos tem-se os de corrente contínua ou corrente alternada. O motor elétrico de corrente alternada tem como vantagem melhor relação densidade potência, menor custo e pouca manutenção em comparação ao motor de corrente contínua. O uso de motores elétricos em veículos automotores vem se popularizando nos últimos anos. As principais vantagens são o melhor controle e o uso eficiente de energia.

Nesta colhedora o uso de motores elétricos foi devido a dois motivos principais o primeiro é o baixo custo e o segundo é facilidade de transmissão de potência. Devido à geometria da colhedora seria quase impossível uma

transmissão mecânica e muito elevado o custo de uma transmissão hidráulica. Uma vantagem em trabalhar com sistema elétrico é a capacidade de controle e neste projeto isso foi fundamental.

Quando se projeta um sistema de propulsão da colhedora um dos principais aspectos é o sistema de forças atuantes nas rodas. Segundo Barbosa (2005) os pneus tem importante papel na estabilidade, direção e esforço tratório no tratores agrícolas. Bainer et al (1963) citado por Monteiro (2011) descreveu as forças atuantes numa roda motriz que fornece um torque  $T$  e traciona uma força resistente  $R$ , e podem ser observadas na Figura 3.01. Segundo Zoz e Grisso (2003) existem três possibilidades de interação entre a roda e o solo sendo roda sólida sobre a superfície sólida, roda deformável sobre a superfície sólida e roda deformável sobre a superfície deformável.

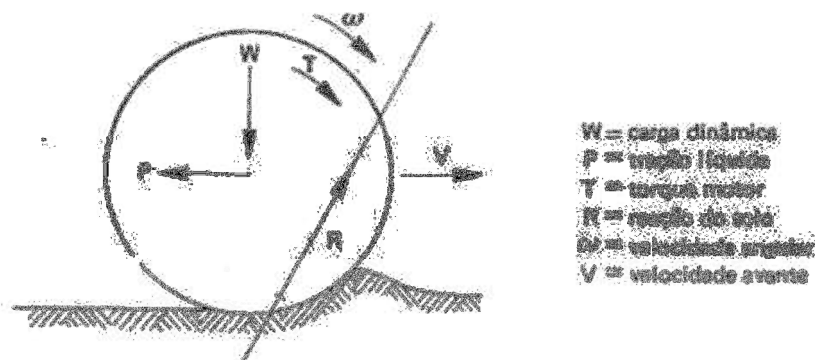


FIGURA 3.01 Forças aplicadas numa roda motriz (Bainer et al., 1963). Fonte: Monteiro 2011.

A colhedora de café definitivamente não é uma máquina projetada para tração, no entanto, devido ao porte das plantas de café e a sua interação com o sistema de derricha elas exercem uma resistência extra no conjunto de tração. Mialhe (1980) define que existem três possíveis maneiras de roda movimentar. A primeira é quando a roda é movida por uma força externa ao seu eixo. A segunda a roda movimentar quando um torque é aplicado no seu eixo sendo este torque suficiente apenas para movimentar a roda. Este sistema é conhecido como rodas autopropelidas. O terceiro caso seria as rodas motoras que seriam rodas autopropelidas e capazes de gerar força útil

de tração. Neste caso o torque aplicado excede o necessário para o rolamento da roda.

Outro aspecto de fundamental importância é estabilidade da colhedora de café. Estudos mostram que a crescente mecanização agrícola tem trazido como consequência o aumento de acidentes de trabalho, mesmo com as diversas melhorias realizadas no seu projeto para aumentar a eficiência, conforto e segurança nas operações. A maioria dos acidentes envolvendo tratores é fatal. Estima-se que de 85% desses acidentes, 70% são devidos ao tombamento lateral e 15% ao tombamento longitudinal para trás (FUNDACENTRO, 1979).

Estudos desenvolvidos na última década indicaram que entre 40 a 66% dos acidentes fatais tem sido devido a tombamento (SANDERSON et al., 2006). DEBIASI et al., (2004) estudando as causas dos acidentes de trabalho envolvendo conjuntos tratorizados, concluíram que os acidentes foram causados por atitudes e condições inseguras, representando 82 e 18%, respectivamente. Destacando-se entre as principais causas a operação do trator em condições para as quais não foi projetado e a perda de controle em aclives/declives.

O conhecimento do limite de estabilidade de tratores é de grande importância na segurança das operações agrícolas, a fim de se evitarem acidentes fatais, que ocorrem, principalmente, quando a instabilidade do trator provoca um tombamento lateral. Conforme Mialhe (1980), o estudo das forças em equilíbrio que agem sobre o chassi do trator ajuda na compreensão do desempenho dessas máquinas em sua utilização no campo. A análise do equilíbrio estático lateral de tratores agrícolas é importante para o estabelecimento de declividades limites dos terrenos para uso de máquinas agrícolas.

Para a colhedora de café em regiões montanhosas duas características são fundamentais. A primeira é que a máquina tenha o centro de gravidade mais baixo possível. E outra é o inédito mecanismo de articulação do chassi

que mantém o peso sobre os rodados sempre na vertical evitando o tombamento da colhedora.

Outra característica importante na avaliação da colhedora é o raio de giro. Para que seja possível fazer manobras com pouco espaço foi desenvolvido um sistema direcional que movimenta as quatro rodas em até 90° para a direita ou para esquerda. Respeitando os princípios da geometria de Ackerman as rodas devem realizar diferentes angulações em que o centro de viragem se dá no encontro de linhas perpendiculares a cada roda durante a curva.

Diversos estudos têm sido realizados em tratores agrícolas envolvendo medidas de patinagem, consumo de combustível, capacidade de tração, pressão de pneus, segurança e ergonomia (SPAGNOLO et al., 2012; SAFA et al., 2010; BAKKEN et al., 2009; FURLANI et al., 2010; MOLARI et al., 2012, FURTADO JUNIOR, 2013)

Objetivou-se com este trabalho avaliar a capacidade de tração dos rodados, o ângulo de inclinação máximo do terreno em que a colhedora de café para regiões montanhosas pode trabalhar e bem como o raio de giro e o consumo de combustível.

### **3.2. MATERIAL E MÉTODOS**

Os ensaios foram realizados no Laboratório de Mecanização Agrícola (LMA) da Universidade Federal de Viçosa (UFV). Por não existir na literatura uma metodologia de ensaio para colhedoras de café foram realizadas algumas adaptações e propostas para estas avaliações.

A primeira avaliação foi para simular a resistência ao deslocamento da colhedora que na prática ocorre devido ao arraste do cilindro derriçador nas plantas. O ideal seria aplicar uma resistência contra o movimento da colhedora nos cilindros derriçadores. No entanto, para não arriscar afetar a estrutura complexa dos cilindros foi desenvolvida uma barra de tração para fixação na estrutura do chassi da colhedora. A barra de tração foi fixada na parte inferior da estrutura visando minimizar a transferência de peso e foi

utilizada para medir o esforço de tração uma célula de carga marca Alfa Instrumentos<sup>®</sup>, modelo Z (Figura 3.02a), com capacidade de 50kN fixada na barra de tração e ligado por cabos e correntes a uma plataforma de arraste (Figura 3.02b). Nesta plataforma foram adicionados diferentes lastros que geraram cargas de tração com novos valores 4,4; 7,4; 13,4 e 18 kN.



(a)



(b)

FIGURA 3.02 (a) Detalhe da célula de carga. (b) Plataforma de arraste ligada a colhedora.

Para medir o consumo de combustível foi utilizado o medidor de fluxo da marca FLOWMATE M-III®, modelo LSF41C (Figura 3.03a) fixado no motogerador. Inicialmente o fluxometro foi devidamente calibrado e o volume do combustível determinado em litros por hora ( $Lh^{-1}$ ). Para medir a potência gerada pelo motogerador foi instalado um medidor universal de grandezas (MUG) modelo ELO.2160 (Figura 3.03(a)). Este medidor foi programado para ler e armazenar a corrente, tensão e o ângulo de fase em cada uma das três linhas fazendo a leitura a cada segundo. A potência requerida pela colhedora foi obtida usando a Equação 3.01.

$$Pd = \sqrt{3}VI \cos \phi \quad (\text{Eq. 3.01})$$

em que,

$Pd$  = Potência requerida pela colhedora (w);

$V$ = Tensão (v);

$I$ = corrente (A); e

$\cos\phi$  = Fator de potência.

Para medir a rotação das rodas foi utilizado um sensor indutivo Figura 3.03(b). Tanto este sensor quanto o fluxômetro emitiam sinal para m sistema de aquisição de dados da marca Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), modelo Spider 8®, que converteu e armazenou os arquivos em planilhas eletrônicas em um computador utilizando um software HBM Catman® 2.2.

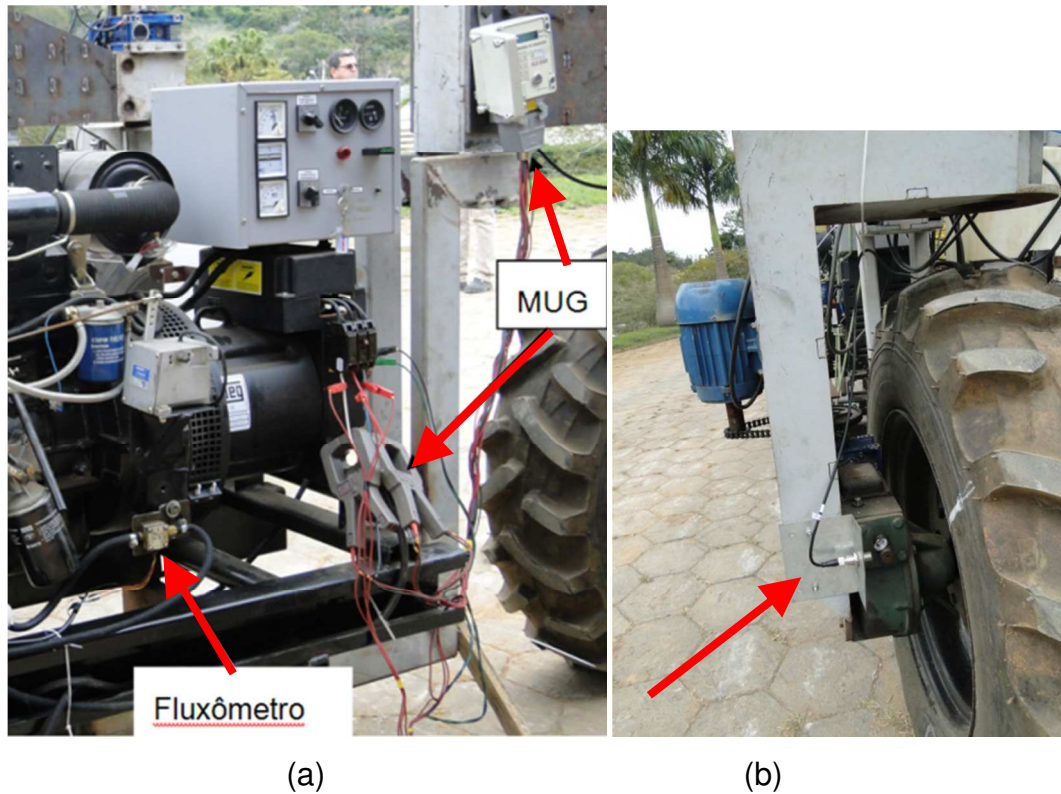


FIGURA 3.03 a) Detalhes do fluxômetro e do MUG b) Detalhes do sensor de rotação da roda.

Para a variação da velocidade da colhedora foram pré-estabelecidos quatro valores de frequência nos inversores de frequência que comandavam os motores de tração das rodas, sendo: 20, 30, 45, 60 Hz. Para a verificação da velocidade de deslocamento e referenciamento da patinação foram feitos ensaios de 2 minutos e medida a distancia percorrida pela colhedora sem carga na barra de tração.

Para as avaliações da colhedora de café em regiões montanhosas foi montado um experimento fatorial com 4 X 4 X 3. Sendo quatro cargas (4.4, 7.4, 13.4 e 18.0 kN) quatro velocidades (90, 136, 202, 275  $\text{mh}^{-1}$ ) e três repetições. Estes ensaios foram realizados nos dois sentidos de deslocamento da colhedora.

Foi avaliado o deslizamento das rodas utilizando a equação 3.02

$$s = \frac{(d_{sc} - d_{cc})}{d_{sc}} 100 \quad (\text{Eq. 3.02})$$



em que,

S= patinagem (%);

$d_{sc}$  = distancia percorrida sem carga (m); e,

$d_{cc}$  = distancia percorrida com carga (m).

Neste trabalho foi realizada uma simulação com base no projeto da colhedora de café desenhado empregando-se o Programa Computacional SolidWorks que fornece a densidade dos materiais e também o centro de gravidade da colhedora. Para estes cálculos não foi utilizado os sistema de nivelamento considerando assim como se fosse um trator rígido.

Nas análises foram feitas algumas considerações e simplificações no modelo semelhante às propostas por Khoury Junior *et al.* (2001). Não foram considerados o efeito giroscópio dos componentes do motor e o deslocamento dos líquidos nos reservatórios da colhedora. Não foram calculadas as reações do solo-pneu, considerou-se que a superfície de apoio dos rodados teria a mesma inclinação. Não foram calculados os efeitos nos tombamentos causados por um giro rápido na direção e não foram consideradas as irregularidades na pista, como ondulações, tocos, cupins e buracos de formigueiros.

A declividade do terreno é normalmente expressa em porcentagem e é calculada pela Equação 3.03.

$$D_t = \tan \alpha = \frac{z}{x} \quad (\text{Eq. 3.03})$$

sendo que,

$D_t$  = declividade do terreno (%);

x = distância horizontal (m); e,

z = distância vertical (m).

O tombamento lateral (Figura 3.04) ilustra a vista de trás da colhedora apoiada sobre um plano de apoio inclinado de ângulo  $\alpha$ .

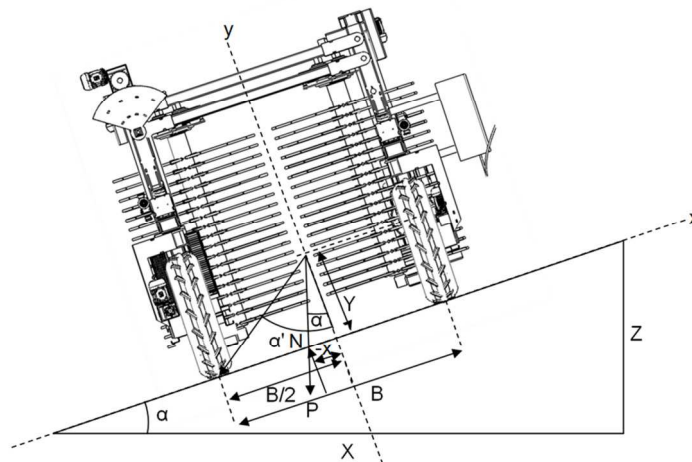


FIGURA 3.04 Diagrama de forças do tombamento lateral da colhedora.

Neste modelo, considera-se que o centro de gravidade da colhedora (CG) está localizado no plano médio da colhedora. Segundo MIALHE (1980) a declividade máxima do plano de apoio para equilíbrio estático lateral de tratores pode ser calculada pela Equação 3.04.

$$D_e = \tan \alpha' = \frac{B}{2Y} \quad (\text{Eq 3.04})$$

sendo que,

$D_e$  = declividade de equilíbrio estático (%);

$B$  = bitola do trator (m);

$y$  = cota vertical do centro de gravidade do trator (m); e,

$\alpha'$  = ângulo limite para o tombamento da colhedora (m).

Observe que  $\alpha'$  é diretamente proporcional a bitola da colhedora e inversamente proporcional a altura do centro de gravidade em relação ao solo. Neste caso o ângulo  $\alpha$  formado pelo vetor normal (N) e o vetor peso (P) é igual ao ângulo  $\alpha$  da inclinação do terreno. Sendo assim, o tombamento estático fica na iminência de ocorrer quando  $\alpha$  for igual  $\alpha'$ . Para efeito de

segurança o ângulo limite de inclinação dinâmica deve ser 50% do limite de inclinação estática.

A Equação 3.04, conforme MIALHE (1980), não pode ser aplicada à colhedora de café, quando o sistema de estabilidade for usado. Na Figura 3.05 observa-se que, quando o mecanismo de controle de inclinação articula o chassi da colhedora, a linha de simetria da colhedora desalinha com a linha da força normal. Isso faz com que a força peso fique sempre no ponto 0 do eixo x e desta forma a colhedora não tomba. É importante observar que para esta situação a bitola diminui o que aumenta o risco de tombamento caso o sistema de inclinação deixe de funcionar ou chegue ao seu limite de curso.

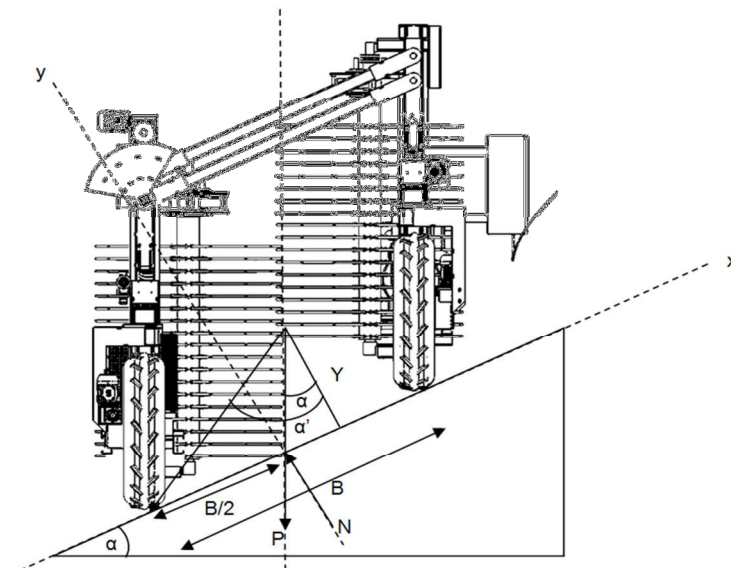


FIGURA 3.05 Diagrama de forças do tombamento lateral da colhedora utilizando a articulação do chassi.

Toda estrutura foi projetada para compensar uma inclinação de 100%, no entanto por questões de segurança, os ensaios serão realizados com inclinação máxima de 50%. Para verificar a estabilidade em terrenos inclinados foram realizados ensaios preliminares sob uma ponte rolante que sustentaria a colhedora em caso de falha de alguma peça. Neste ensaio todas as rodas foram colocadas na posição ortogonal e a colhedora se moveu-se de lado, subindo uma rampa com inclinação de 35%.

Outro ensaio foi realizado em superfície com um talude coberto por um gramado. Neste ensaio a colhedora deslocou-se com as quatro rodas direcionadas em paralelo, com um ângulo de  $45^\circ$  em relação ao sentido de deslocamento. À medida que a colhedora subiu o ângulo de inclinação do chassi foi corrigido utilizando um controle remoto que acionou o mecanismo de inclinação. A cada  $\pm 5^\circ$  as rodas foram alinhadas e se mediu a inclinação utilizando um inclinômetro. A colhedora deslocou-se por aproximadamente três metros para poder comprovar a estabilidade naquele terreno.

O ensaio para determinação do raio e espaço de giro da colhedora foi realizado de acordo com NBR 12566 (ABNT, 1992) com algumas modificações. Para a mensuração do raio de giro foram feitos quatro esterçamentos previamente definidos e comparados com os raios de giro simulados em um programa computacional (Figura 3.06).



FIGURA 3.06 Ensaio do raio de giro da colhedora de café.

O raio de giro é o menor círculo descrito por um ponto de intersecção do plano vertical médio que passa pela roda mais externa da colhedora. O espaço de giro atende aos mesmos conceitos do raio de giro, porém considerando o raio do ponto mais externo da colhedora, neste caso o painel

de comando elétrico. O parâmetro associado ao raio e ao espaço de giro é o índice de relação raio e espaço de giro (IRE) estimado pela Equação 3.05, conforme Mialhe (1996).

$$IRE = \left\{ \left[ \frac{(EGE+EGD)}{2(RGE+RGD)} \right] - 1 \right\} 100 \quad (\text{Eq.3.05})$$

em que,

IRE = índice de relação raio e espaço de giro, (%);

EGE = espaço de giro à esquerda, (m);

EGD = espaço de giro à direita, (m);

RGE = raio do espaço de giro à esquerda, (m); e,

RGD = raio do espaço de giro à direita, m.

Outra avaliação importante na colhedora é apresentar as mesmas características de manobrabilidade em curvas, tanto à esquerda como à direita. Mialhe (1996) propõe um índice que caracteriza a simetria de do raio de giro. O índice de simetria do raio de giro (ISrg) pode ser determinado por meio da Equação 3.06.

$$ISrg = \frac{(RGE-RGD)}{(RGE+RGD)} \times 100 \quad (\text{Eq. 3.06})$$

em que,

ISrg = índice de simetria do raio de giro (%);

RGD = raio de giro à esquerda, (m); e,

RGE = raio de giro à direita, (m).

### 3.3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A primeira avaliação foi o efeito das cargas e das velocidades em relação à patinagem das rodas. As cargas, as velocidades e a interação entre elas apresentam diferenças significativas. É possível observar no Quadro 3.01 a patinagem das rodas.

Quadro 3.01 Valores médios da patinagem em relação a diferentes cargas e velocidades

Carga (kN)	Velocidade 90 $\text{mh}^{-1}$	Velocidade 136 $\text{mh}^{-1}$	Velocidade 202 $\text{mh}^{-1}$	Velocidade 275 $\text{mh}^{-1}$
4.4	2.6578 dA	2.3426 dA	2.3164 cA	3.0853 cA
7.4	5.2049 cA	4.5388 cA	3.1050 cB	4.5372 bA
13.4	8.0842 bAB	7.1742 bB	4.9778 bC	8.6388 aA
18.0	11.6279 aA	9.2240 aB	7.9842 aC	9.2559 aB

Teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade  $CV\% = 9,27$  A diferença media significativa (dms) para colunas foi de 1.2126 classificadas com letras minúsculas e a dms para linhas foi de 1.216 classificadas com letras maiúsculas. As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si.

Devido ao peso de seis toneladas da colhedora existe uma tendência de patinagem abaixo de 3% quando está com baixa resistência ao deslocamento. A maior patinagem foi de 11,6 % e ocorre a uma velocidade  $90 \text{mh}^{-1}$  que foi a menor velocidade e uma maior carga de 18kN. É importante ressaltar que 18kN de capacidade de arraste é um valor expressivo para uma máquina que não foi projetada para tal função. Isso ocorre devido às elevadas reduções do mecanismo de tração.

Na Figura 3.07 apresenta-se a equação ajustada e a sua respectiva superfície de resposta para descrever a patinagem da colhedora, em função da carga aplicada no sentido contrario ao deslocamento e velocidade.

$$P_s = 1,4533 + 0,4979F^{**} - 0,0050V^{**} \quad (R^2 = 0,8435)$$

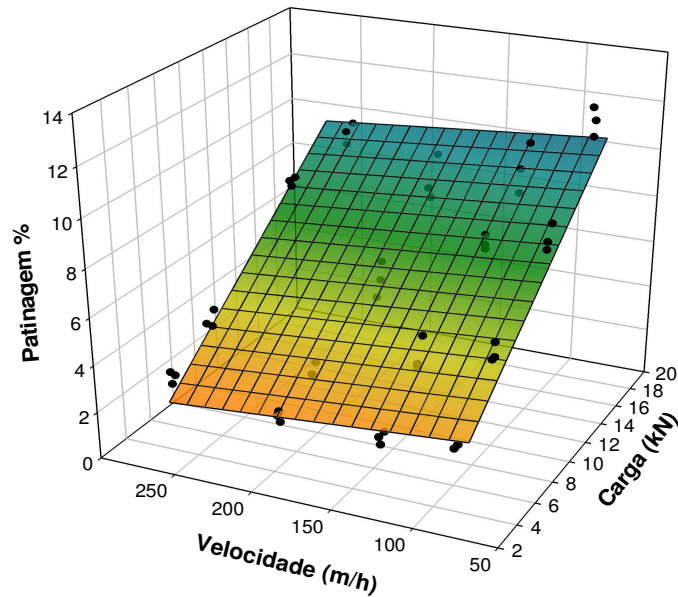


FIGURA 3.07 Superfície de resposta e equação ajustada da patinagem em função da velocidade e da carga aplicada. \*\* - Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.

Analisando a superfície de resposta pode ser observado que com aumento das cargas houve aumento da patinagem. Isso pode ser uma informação importante para o produtor de café, pois quanto maior a planta maior será a resistência que ao deslocamento da colhedora. As velocidades de trabalho desta colhedora são baixas e com isso existe uma dificuldade para fazer o ensaio, pois a plataforma de carga não desloca a uma velocidade constante. É possível observar que com o aumento da velocidade ocorre uma redução da patinagem para cargas mais elevadas. Isso pode ser atribuído neste caso pelo atrito estático e dinâmico da plataforma de carga.

Outra avaliação foi o efeito das cargas e das velocidades em relação à potência demanda pela colhedora. As cargas, as velocidades e a interação entre elas apresentam diferenças significativas. É possível observar no Quadro 3.02 a potência consumida pela colhedora.

Quadro 3.02 Valores médios da demanda de potência em relação a diferentes cargas e velocidades

Carga (kN)	Velocidade 90 mh <sup>-1</sup>	Velocidade 136 mh <sup>-1</sup>	Velocidade 202 mh <sup>-1</sup>	Velocidade 275 mh <sup>-1</sup>
4.4	1.2523 dD	1.5694 cC	2.0452 dB	2.3887 dA
7.4	1.5766 cC	1.9850 bB	2.5122 cA	2.8232 cA
13.4	2.0796 bC	2.2959 bC	3.5846 bB	4.3704 bA
18.0	2.5811 aD	3.2859 aC	4.6658 aB	5.6806 aA

Teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade CV% = 5.09 A diferença media significativa (dms) para colunas foi de 0.3145 classificadas com letras minúsculas e a dms para linhas foi de 0.3145 classificadas com letras maiúsculas. As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si.

Pode se observar nitidamente que com o aumento das cargas e das velocidades aumenta-se o consumo de energia. Durante este ensaios foram utilizados quatro motores que somam a potência de 5.9 kW é possível avaliar que mesmo na maior velocidade e na maior carga a demanda de potência foi de 5.68 kW. Portanto, os motores elétricos das rodas não utilizaram sua potência máxima.

A Figura 3.09 apresenta a equação ajustada e sua respectiva superfície de resposta para a demanda de potência da colhedora em função da carga aplicada no sentido contrário ao deslocamento e a velocidade.



$$P_d = -0,9098^{**} + 0,1742F^{**} + 0,0111V^{**} \quad (R^2 = 0,9131)$$

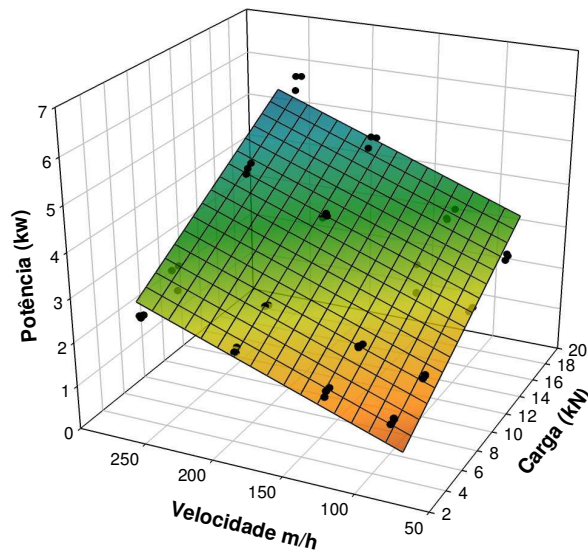


FIGURA 3.08 Superfície de resposta e equação ajustada da potência demandada em função da velocidade e da carga aplicada. \*\* - Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.

Como esperado a demanda de potência aumenta com o aumento de velocidade e com o aumento da resistência ao deslocamento da colhedora sendo estes dois parâmetros significativos na equação da potência requerida pela colhedora.

O consumo de combustível é fundamental na composição dos custos da colheita mecanizada. Por isso durante os ensaios foi monitorado o consumo que apresentou diferenças significativas para a variação da carga, da velocidade e a interação entre elas que podem ser observadas no Quadro 3.03.

Quadro 3.03 Valores médios do consumo de combustível em relação a diferentes cargas e velocidades

Carga (kN)	Velocidade 90 mh <sup>-1</sup>	Velocidade 136 mh <sup>-1</sup>	Velocidade 202 mh <sup>-1</sup>	Velocidade 275 mh <sup>-1</sup>
4.4	3.2881 cB	3.3247 cB	3.4095 dA	3.4553 dA
7.4	3.3702 bC	3.4055 bC	3.5222 cB	3.6827 cA
13.4	3.2231 dD	3.3488 cC	3.6140 bB	3.7478 bA
18.0	3.4610 aD	3.6237 aC	3.8203 aB	3.9810 aA

Teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade CV% = 0.64 A diferença media significativa (dms) para colunas foi de 0.0497 classificadas com letras minúsculas e a dms para linhas foi de 0.0497 classificadas com letras maiúsculas. As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si.

Para uma velocidade 275 mh<sup>-1</sup> o consumo variou de 3,46 a 3,98 Lh<sup>-1</sup>. Isso mostra que quando é aumentada a resistência ao deslocamento da colhedora aumenta-se também o consumo de combustível (Figura 3.10).

$$C_c = 2,9021^{**} + 0,0239F^{**} + 0,0022V^{**} \quad (R^2 = 0,8260)$$

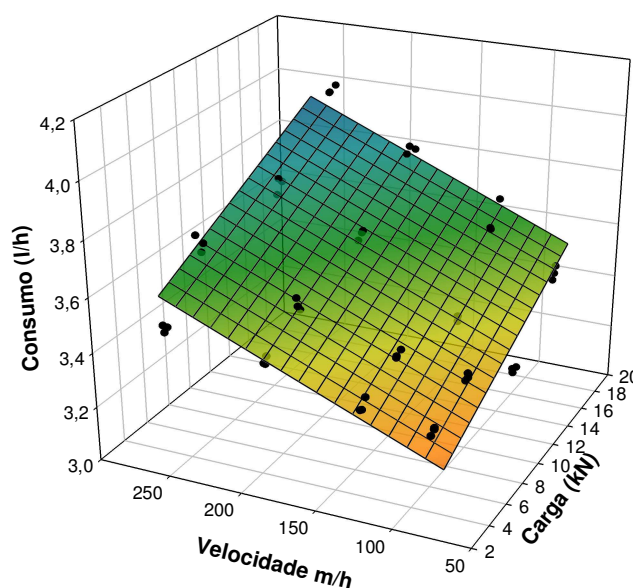


FIGURA 3.09 Superfície de resposta e equação ajustada da potência demandada em função da velocidade e da carga aplicada. \*\* - Significativo ao nível de 1% de probabilidade pelo teste t.

Pela equação de consumo de combustível pode-se observar que o primeiro termo da equação (2,9021) indica que o consumo de combustível

do motor quando não existe demanda de potência. É importante lembrar que durante a calibração do fluxômetro foram feitos ensaios e o valor médio de consumo do motogerador sem demanda de potência foi de  $2,88 \text{ Lh}^{-1}$ .

Segundo dados simulados no programa computacional SolidWorks o peso da colhedora é aproximadamente 5900kg, a bitola tem 2,20m, a altura do centro de gravidade  $Y = 1,57\text{m}$  (Figura 3.11), a distancia entre eixos de 4,90m. O ângulo  $\alpha'$  máximo para o tombamento lateral segundo a equação 3.04 é de  $35^\circ$  sendo que este limite é estático. Para o trafego da colhedora este valor deve ser  $17,5^\circ$ , ou seja, 50% do ângulo de limite estático na de acordo com Chudakov (1977) e Mialhe (1980). Em termos de porcentagem a colhedora poderá trafegar em inclinação de até 31% isso ainda sem utilizar o sistema de nivelamento transversal. Este valor ainda pode ser aumentado colocando-se lastros nas rodas o que abaixa o centro de gravidade.

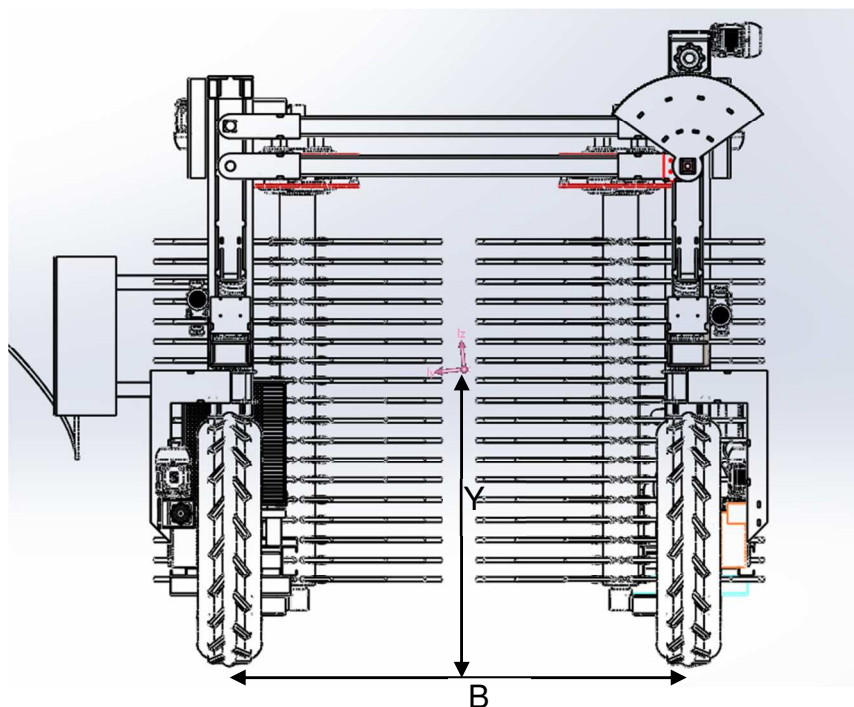


FIGURA 3.10 Localização do centro de gravidade da colhedora no modelo virtual.

Não foi realizado o ensaio real devido ao risco de tombamento da máquina de aproximadamente seis toneladas. No entanto com o sistema controle de inclinação acionado a colhedora manteve-se estável em terrenos com até 50% de inclinação. Na Figura 3.11 pode ser observada uma

seqüência de seis imagens com a inclinação variando de 0% a 35% de inclinação.

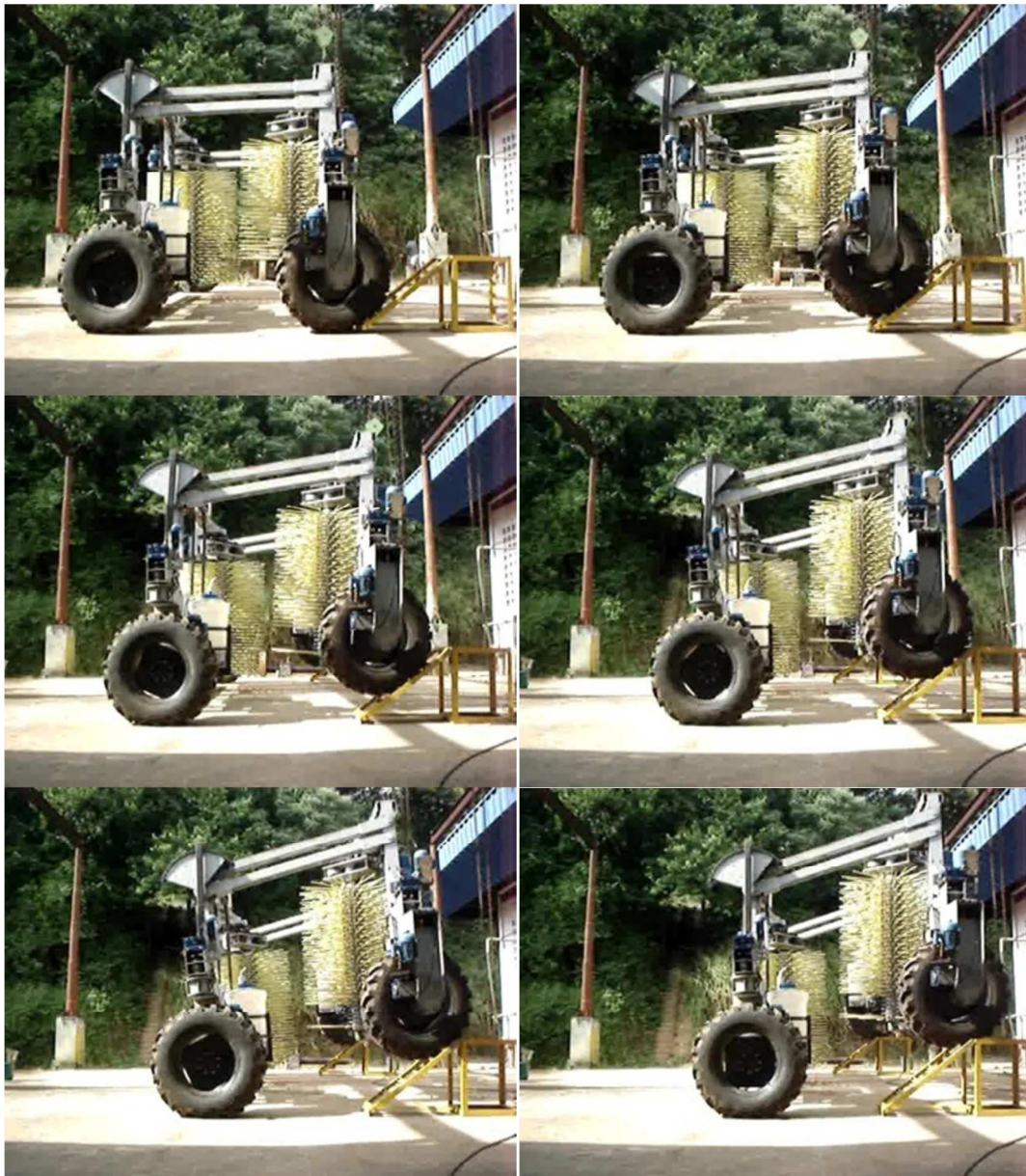


FIGURA 3.11 Ensaios realizados sob ponte rolante com as rodas no sentido ortogonal ao deslocamento da colhedora.

Observou-se que a colhedora permaneceu estável e o sistema de controle inclinação atendeu o propósito do projeto. Durante este ensaio o sistema de talha da ponte rolante acompanhou o movimento da colhedora sem ser tracionado podendo afirmar que o deslocamento foi estável e seguro.



Após verificar a estabilidade da colhedora em superfície inclinada o próximo ensaio foi em uma condição adversa mais próximo da realidade do campo. Como pode ser observado na Figura 3.12, a colhedora deslocou-se em um talude com superfície gramada com inclinação de 50% sendo limitada pelo mecanismo de segurança.



FIGURA 3.12 Colhedora deslocando em talude com 50% inclinação.

É possível observar que a colhedora permaneceu estável e se deslocou em um terreno com inclinação de 50%. Apesar de não correr risco tombamento a colhedora pode deslizar se o coeficiente de atrito estático entre pneu e solo for menor que 0,5.

Para finalizar os ensaios foi realizado o raio de giro da colhedora. No Quadro 3.04 podem ser observados os valores dos raios de giro e ângulos de esterçamento das rodas simulados em programas computacionais e os valores medidos em ensaios. Para o maior esterçamento das rodas os valores reais do raio de giro à esquerda e a direita (RGE e RGD), foram 3,71 e 3,74 respectivamente. Valores bastante próximos do simulados no programa computacional.

Quadro 3.04 Valores simulados do raio de giro e ângulos de esterçamento das rodas

Pulsos no controle remoto	Valores simulados em CAD				Valores Reais			
	Âng. Int.	Âng. ext.	RGD (m)	RGE (m)	Âng. Int.	Âng. Ext.	RGD (m)	RGE (m)
4,0	43,3	84,7	3,50	3,50	45,0	89,0	3,74	3,71
3,0	35,0	61,0	4,50	4,50	37,0	65,0	4,55	4,57
2,0	23,7	40,3	5,50	5,50	25,0	37,0	5,98	6,04
1,0	16,0	16,0	10,00	10,00	15,0	15,0	9,90	9,89

Observa-se no Quadro 3.05, que o índice de relação do raio de giro e espaço de giro (IRE) calculado variou de 15,4 a 5,8%. Em comparação com os tratores agrícolas (Mialhe, 1996) são valores considerados de deficiente a bom, respectivamente. O índice de simetria do raio de giro (ISrg) calculado variou de 0,05 a 0,5%, que podem ser considerado um índice ótimo.

Quadro 3.05 Valores de espaço de giro, índice de relação do raio de giro e espaço de giro e índice de simetria.

Pulsos no controle remoto	Valores Reais			
	EGD	EGE	IRE%	ISrg
4,0	8,67	8,525	15,44	0,30
3,0	10,27	10,33	12,96	0,20
2,0	13,26	13,06	9,49	0,49
1,0	20,90	21,00	5,87	0,05

É importante ressaltar que devido a arquitetura da colhedora existem varias partes que ficam externas às rodas diferentemente dos tratores agrícolas. Por isso, o IRE obteve valores elevados. No entanto o espaço de giro de 8,67 m para uma máquina que tem 4,90 m de entre eixos pode ser considerado excelente.

### 3.4. CONCLUSÃO

Com base nos resultados encontrados foi possível concluir que:

- ✓ A colhedora de café para regiões montanhosas realizando tração de 18kN não atingiu o limite de potência dos motores de tração;
- ✓ Os valores de até 18kN de capacidade de tração da colhedora de café é um indicativo da sua capacidade para vencer a resistência ao deslocamento impostas pelas plantas de café durante a colheita;
- ✓ A colhedora de café foi estável em terrenos com 50% de inclinação, superior a outras colhedoras no mercado;
- ✓ O mecanismo do chassi articulado é um sistema inédito em colhedoras de café;
- ✓ O conjunto motogerador atendeu a demanda de potencia;
- ✓ O menor raio de giro da colhedora foi 3,71m, baixo em relação ao comprimento da máquina que tem distancia entre eixos 4,90m.

### 3.5. REFERENCIA BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **Norma NBR – 12566**: Trator Agrícola – Determinação do Raio de giro e espaço de giro – Método de ensaio: Rio de Janeiro, 1992.

BAINER, R.; KEPNER, R. A. & BARGER, E. L. ***Principles of Farm Machinery***. New York. John Wiley & Sons. 1963. 571 p.

BAKKEN, A. K.; BRANDSAETER, L. O.; ELTUN, R.; HANSEN, S.; MANGERUD, K.; POMMERESCHE, R.; RILEY, H. Effect of tractor weight, depth of ploughing and wheel placement during ploughing in an organic cereal rotation on contrasting soils. ***Soil and Tillage Research***, v. 103, n. 2, p. 433-441, 2009. ISSN 0167-1987.

BARBOSA, J. A.; Vieira, L. B.; Gutemberg, P. D.; Moacir, S. J. Desempenho operacional de um trator agrícola equipado alternadamente com pneus radiais e diagonais. ***Eng. Agríc.,Jaboticabal***, v. 25, n. 2, ago. 2005.

CHUDAKOV, D. A. Fundamentos de la teoria y el cálculo de tractores y automóviles. **Moscow: Mir**, 1977.435p.

DEBIASI, H.; SCHLOSSER, J.F.; WILLES, J.A. Acidentes de trabalho envolvendo conjuntos tratorizados em propriedades rurais do Rio Grande do Sul, Brasil. **Ciência Rural**, Santa Maria. v.34, n.3, p.779-784, 2004.

FUNDACENTRO - **FUNDAÇÃO JORGE DUPRAT FIGUEIREDO DE SEGURANÇA E MEDICINA**. Manual de segurança, higiene e medicina do trabalhador rural. São Paulo: 1979. 84p.

FURLANI, C. E. A.; CORTEZ, J. W.; TOLEDO, A. D.; SILVA, R. P. D.; GROTTA, D. C. C.; REIS, G. N. D. Tractor performance as a function of speed and seeder s tire inflation pressure. **Ciência Rural**, v. 40, p. 1726-1731, 2010. ISSN 0103-8478.

FURTADO JUNIOR, M. R. Análise operacional de um trator agrícola em função da pressão interna dos pneus e inclinação da linha de tração. 126p Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa MG, 2013

KHOURY JUNIOR, J.K.; DIAS, G.P.; QUEIROZ, D.M.; PINTO, F.A.C. Determinação da estabilidade lateral de tratores agrícolas de pneus. **Engenharia na Agricultura**, v.9, p.226-241, 2001.

MIALHE, L.G. Máquinas Agrícola Ensaio & Certificação. Piracicaba, SP: **Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiroz**, 1996. 722p.

MIALHE, L. G. Máquinas motoras na agricultura. Vol. 2. São Paulo: EDUSP, 1980. v.2, 367p.

MOLARI, G.; BELLENTANI, L.; GUARNIERI, A.; WALKER, M.; SEDONI, E. Performance of an agricultural tractor fitted with rubber tracks. **Biosystems Engineering**, v. 111, n. 1, p. 57-63, 2012. ISSN 1537-5110.

MONTEIRO. L. A. Desempenho operacional e energético, segundo a norma OECD –CODE 2 de dois tratores agrícolas 4X2 TODA com motores de 132 kw em pista de concreto e solo agrícola. Botucatu – SP 85f. (Tese de doutorado) Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Ciências Agrônômicas 2011.

RODRIGUES, D. E.; M. M.; FERNANDES, H. C.; MODOLO, A. J. Caracterizações de um microtrator acionado com diferentes fontes de energia. **Engenharia na Agricultura, Viçosa, MG**, v.15, n.1, p.15-29, Jan./Mar., 2007.



SAFA, M.; SAMARASINGHE, S.; MOHSSEN, M. Determination of fuel consumption and indirect factors affecting it in wheat production in Canterbury, New Zealand. **Energy**, v. 35, n. 12, p. 5400-5405, 2010. ISSN 0360-5442.

SANDERSON, W.T.; MADSEN, M.D.; RAUTIAINEN, R.; KELLY, K.M.; ZWERLING, C.; TAYLOR, C.D.; REYNOLDS, S.J.; STROMQUIST, A.M.; BURMEISTER, L.F.; MERCHANT, J.A. Tractor overturn concerns in Iowa: perspectives from the Keokuk county rural health study. **Journal of Agricultural Safety and Health**, v.12, n.1, p.71-81, 2006.

SPAGNOLO, R. T.; VOLPATO, C. E. S.; BARBOSA, J. A.; PALMA, M. A. Z.; BARROS, M. M. D. Fuel consumption of a tractor in function of wear, of ballasting and tire inflation pressure. **Engenharia Agrícola**, v. 32, p. 131-139, 2012. ISSN 0100-6916.

ZOZ, F., GRISSO, R.D. **Traction and tractor performance**. St Joseph: Asae. 2003. 46p.

## CONCLUSÕES GERAIS

Este trabalho foi desenvolvido pela necessidade da cafeicultura da região montanhosa em elevar a qualidade do café, em aumentar a lucratividade dos produtores e em amenizar o trabalho na colheita de café, tendo como objetivo projetar, construir e avaliar uma colhedora de café para lavouras em regiões montanhosas.

O projeto conceitual e construtivo da colhedora de café para regiões montanhosas foi descrito. Pode-se concluir que foi possível, ainda que em nível de protótipo, a construção de uma colhedora idealizada na Universidade Federal de Viçosa com finalidade de atender as regiões onde outras colhedoras não têm acesso.

Para atender às necessidades econômicas do projeto foi desenvolvido um sistema de controle e automação sem precedentes. Foi possível concluir que o emprego de um sistema de controladores lógicos programáveis em uma colhedora é viável possibilitando seu controle a distancia, via controle remoto. O inédito sistema de controle de direção permitiu manobras convencionais, utilizando duas rodas direcionais, ainda, manobras utilizando quatro rodas para fazer curvas ou locomover em paralelo. Também foi possível o efeito de um mecanismo diferencial nas rodas obtido por meio eletrônico. Neste trabalho foram usados componentes de baixa confiabilidade devido a falta de recursos financeiros, porém, é importante ressaltar que novos trabalhos sejam realizados procurando elevar o nível de confiabilidade dos componentes eletrônicos para que a colhedora possa trabalhar em campo.

Procurou-se validar o projeto proposto realizando ensaios na colhedora em nível de laboratório. Pode-se concluir que a colhedora atendeu perfeitamente aos objetivos propostos. Apresentando estabilidade em terrenos com até 50% de declividade, um raio de giro que permitiu manobras com reduzido espaço e um consumo de combustível compatível à atividade, além de uma capacidade de tração suficiente para superar os limites impostos nos ensaios.

Como conclusões deste trabalho tem-se:

- ✓ Os conceitos desenvolvidos e projetados são passíveis de manufatura ainda que em nível de protótipo;
- ✓ O projeto virtual da colhedora de café possui características específicas que permite a estabilidade em terrenos inclinados;
- ✓ O projeto virtual permitiu visualizar antecipadamente diversas falhas que foram corrigidas antes da fabricação das peças;
- ✓ O controle remoto via rádio demonstrou ser eficaz com um alcance para comandar a colhedora a distancia uma distancia de até 150 metros com segurança;
- ✓ O uso do CLP para comandar o sistema de direção foi viável;
- ✓ O uso de potenciômetros para posicionamento das rodas funcionou perfeitamente em nível de laboratório com erros menores que 1,03%;
- ✓ O uso de motores trifásicos permitiu manobras com o uso de dois contatores;
- ✓ As manobras dos motores de direção realizada pela interação entre o CLP e os potenciômetros tiveram erro abaixo dos 15 centivolts estabelecido como histerese;
- ✓ O diferencial eletrônico funcionou perfeitamente conforme programado no CLP do próprio inversor de frequência com diferenças pontuais positivas ou negativas de 5, 17, 23 e 18% das velocidades das rodas externas e internas quando fizeram curvas;
- ✓ O diferencial eletrônico utilizando inversor de frequência com CLP integrado apresentou potencial para ser usado em veículos de tração elétrica;
- ✓ A colhedora de café para regiões montanhosas realizando tração de 18kN não atingiu o limite de potencia dos motores de tração;
- ✓ Os valores de até 18kN de capacidade de tração da colhedora de café é um indicativo da sua capacidade para vencer a resistência ao deslocamento impostas pelas plantas de café durante a colheita;
- ✓ A colhedora de café foi estável em terrenos com 50% de inclinação, superior a outras colhedoras no mercado;

- ✓ O mecanismo do chassi articulado é um sistema inédito em colhedoras de café;
- ✓ O conjunto motogerador atendeu a demanda de potência;
- ✓ O menor raio de giro da colhedora foi 3,71m, baixo em relação ao comprimento da máquina que tem distancia entre eixos de 4,90 m.