UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

METODOLOGIA DE PROJETO DE SUSPENSÃO PANTOGRÁFICA PARA CORTE DE BASE DE CANA-DE-AÇÚCAR

GUILHERME RIBEIRO GRAY

CAMPINAS

FEVEREIRO DE 2008

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

METODOLOGIA DE PROJETO DE SUSPENSÃO PANTOGRÁFICA PARA CORTE DE BASE DE CANA-DE-AÇÚCAR

Dissertação de Mestrado submetida à banca examinadora para obtenção do título de Mestre em Engenharia Agrícola, na área de concentração em Máquinas Agrícolas.

GUILHERME RIBEIRO GRAY

ORIENTADOR: PAULO S. GRAZIANO MAGALHÃES

CAMPINAS

FEVEREIRO DE 2008

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Т

G791m	Gray, Guilherme Ribeiro Metodologia de projeto de suspensão pantográfica para corte de base de cana-de-açúcar / Guilherme Ribeiro GrayCampinas, SP: [s.n.], 2008.
	Orientador: Paulo Sergio Graziano Magalhães Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.
	 Simulação por computador. 2. Máquinas agrícolas. Colheita. 4. Agricultura - mecanização. I. Magalhães, Paulo Sergio Graziano. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. III. Título.

Título em Inglês: Project methodology of pantographic suspension for sugar cane base cuter

Palavras-chave em Inglês: Simulation, Harvesting-aid, Agricultural machines Área de concentração: Máquinas Agrícolas

Titulação: Mestre em Engenharia Agrícola.

Banca examinadora: Carlos Eduardo Silva Volpato, Oscar Antonio Braunbeck Data da defesa: 22/02/2008

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Agrícola

Este exemplar corresponde à redação final da **Dissertação de Mestrado** defendida por **Guilherme Ribeiro Gray**, aprovada pela Comissão Julgadora em 22 de fevereiro de 2008, na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas.

Prof. Dr. Paulo Sérgio Graziano Magalhães FEAGRI/UNICAMP

Prof. Dr. Carlos Eduardo Silva Volpato - Membro Titular UFLA/Lavras-MG

Prof. Dr. Oscar Antonio Braunbeck FEAGRI/UNICAMP

Faculdade de Engenharia Agrícola Unicamp

Aos meus país, pela vída e empenho para mínha formação pessoal e profíssional

Dedico

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Doutor Paulo Graziano Magalhães pela orientação e incentivo durante o desenvolvimento desta pesquisa e acima de tudo pela amizade e apoio.

Ao Professor Doutor Oscar Braunbeck pelos conselhos e ajuda durante o desenvolvimento do projeto.

Aos funcionários e colegas da FEAGRI, em especial ao pessoal da Seção de Protótipos (José Maria, Luiz, Chicão) pelas sugestões e colaboração durante a construção do protótipo, e ao Leandro pelas sugestões e colaboração na montagem da instrumentação.

Aos colegas que auxiliaram de alguma forma no desenvolvimento do projeto, em especial ao Eduardo Pita, José Leonardo, Domingos Cerri, Efraim Albrecht, Bizuti e Nara.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP pelo auxílio financeiro para o desenvolvimento da pesquisa.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq pela bolsa de mestrado concedida.

À Faculdade de Engenharia Agrícola da UNICAMP pelo acolhimento e pela infraestrutura cedida durante o desenvolvimento da pesquisa.

A todas as pessoas que tornaram possível este trabalho,

Meus sinceros agradecimentos.

vi

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOSvi						
LISTA DE FIGURASix						
LI	LISTA DE TABELASxi					
RF	RESUMO xii					
AF	BSTRA	CTxiii				
1	INTR	INTRODUÇÃO1				
	1.1	OBJETIVOS				
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA6					
	2.1	Cultura da cana-de-açúcar no Brasil e sua importância sócio- econômica				
	2.2	COLHEITA MECANIZADA DA CANA-DE-AÇÚCAR7				
	2.3	AUXÍLIO MECÂNICO PARA COLHEITA DE CANA-DE-AÇÚCAR9				
	2.4	CORTE BASAL				
	2.5	Perdas e qualidade da matéria prima em colheita mecanizada15				
	2.6	MODELO DINÂMICO DE SIMULAÇÃO PARA MECANISMO DE CORTE BASAL				
3	MAT	ERIAL E MÉTODOS 19				
	3.1	Considerações iniciais				
	3.2	PROJETO INICIAL DO MECANISMO				
	3.3	MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÕES VIRTUAIS				
	3.4	RIGIDEZ DA MOLA				
	3.5	PROJETO FINAL E CONSTRUÇÃO DO MECANISMO				
	3.6	Ensaios em laboratório para avaliação do mecanismo proposto23				
		3.6.1 Caracterização do local do ensaio				

		3.6.2	Parâmetros experimentais	25
		3.6.3	Preparação do solo	26
		3.6.4	Aquisição dos dados	28
		3.6.5	Calibração dos sensores	30
4	RESU	ULTADOS E	DISCUSSÃO	32
	4.1	Simulações	VIRTUAIS	32
	4.2	Construçã	O DO MECANISMO	36
		4.2.1	Rigidez da mola	36
	4.3	Calibração	DOS SENSORES	37
		4.3.1	Calibração da célula de carga	37
		4.3.2	Calibração do transdutor de deslocamento la potenciométrico	inear 38
	4.4	ENSAIOS EM	CAIXA DE SOLO PARA AVALIAÇÃO DO MECANISMO PROPOSTO	39
5	CON	CLUSÕES		44
6	REC	OMENDAÇÕ	DES PARA TRABALHOS FUTUROS	45
RF	EFERÊ	NCIAS BIBL	IOGRÁFICAS	46
AF	PÊNDI (CE 1 – Progra	ama de simulação do mecanismo em MATLAB	49
AF	PÊNDI	CE 2 – Anális	es de solo	67

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Visão esquemática das principais funções de uma colhedora de cana picada1
Figura 2: Vista lateral do auxílio mecânico10
Figura 3: Vista panorâmica do UNIMAC-CANA11
Figura 4: Vista frontal do UNIMAC-CANA11
Figura 5: Força para o corte basal de um colmo de cana-de-açúcar (KROES & HARRIS, 1996)
Figura 6: Mecanismo de corte de base. (a) Modelo computacional; (b) Protótipo20
Figura 7: Esquema do mecanismo pantográfico20
Figura 8: Aparato experimental para o ensaio de carga-deformação da mola22
Figura 9: Protótipo montado no carro porta-ferramentas na caixa de solos24
Figura 10: Fluxograma de acionamento do carro porta-ferramentas
Figura 11: Unidade de acionamento do carro porta-ferramentas25
Figura 12: Interface homem-máquina do sistema microprocessado para controle do carro porta-ferramentas
Figura 13: Superfície do leito de solo preparado para a realização dos ensaios27
Figura 14: Diagrama da montagem do sistema de aquisição de dados
Figura 15: Célula de carga fixada no patim, vista lateral (a) e elevação (b)28
Figura 16: Montagem dos transdutores de deslocamento para medir a distância entre o perfil do solo e o patim (S1) e para levantamento do perfil do solo (S2)29
Figura 17: Sensor indutivo para medir a velocidade de deslocamento do carro porta- ferramentas
Figura 18: Calibração dos transdutores potenciométricos

Figura 19: Modelo mecânico do mecanismo com os sistemas de referência inercial e
móveis
Figura 20: Reação do solo para uma velocidade de deslocamento de 0,14 m.s ⁻¹ 34
Figura 21: Reação do solo para uma velocidade de deslocamento de 0,42 m.s ⁻¹ 35
Figura 22: Gráfico do ensaio de carga-deformação da mola utilizada no protótipo36
Figura 23: Curva de calibração da célula de carga37
Figura 24: Curva de calibração do transdutor potenciométrico de 150 mm de curso 38
Figura 25: Curva de calibração do transdutor potenciométrico de 450 mm de curso 39
Figura 26: Ensaio com velocidade de 0,14 m.s ⁻¹ 40
Figura 27: Ensaio com velocidade de 0,42 m.s ⁻¹ 40
Figura 28: Erro de medida provocado pelo ponto de contato do patim com o solo,
experimento (a) e esquema explicativo (b)41
Figura 29: Classificação do solo de acordo com o triângulo de classificação textural 68
Figura 30: Curva de compactação do solo
Figura 31: Penetrógrafo eletrônico automático PNT-200071
Figura 32: Resistência do solo à penetração na camada de 0 a 100 mm71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades físicas do solo da caixa de solo
Tabela 2: Propriedades das barras do mecanismo. 33
Tabela 3: Dimensões do mecanismo
Tabela 4: Resultados da simulação da força de reação normal do solo sobre o patim 35
Tabela 5: Resultados do erro (afastamento ou afundamento do patim no solo) para uma
velocidade de 0,14 m.s ⁻¹
Tabela 6: Resultados do erro (afastamento ou afundamento do patim no solo) para uma
velocidade de 0,42 m.s ⁻¹
Tabela 7: Resultados da análise granulométrica. 67
Tabela 8: Densidade do solo das amostras coletadas na caixa de solo. 70

Metodologia de projeto de suspensão pantográfica para corte de base de cana-de-açúcar

RESUMO

O Brasil, apesar de líder mundial de produção de cana-de-açúcar, possui baixos índices de mecanização da colheita. A colheita da cana-de-açúcar envolve cinco operações básicas, que são o corte dos colmos na base e no ponteiro, a alimentação dos colmos para o interior da colhedora, a retirada das folhas e a picagem do colmo que é opcional, porém ainda hoje há uma carência de processos para efetuar estas operações de forma eficiente. O corte de base utilizado nas colhedoras convencionais é composto de discos duplos posicionados na entrelinha, entretanto não é adaptado para o sistema de plantio no sulco, e como não apresenta recursos de flutuação independente para cada disco implica na movimentação de grande quantidade de solo. A ausência de um mecanismo flutuante provoca aumento dos índices de impurezas na matéria prima, que implicam na redução da qualidade tecnológica da matéria-prima fornecida para moagem e perdas de cana no campo, além de requerer alta potência para cortar e movimentar o volume de solo. Diante do exposto, a presente pesquisa teve por objetivo projetar, simular, construir e avaliar em caixa de solo uma suspensão pantográfica para o cortador basal de cana-de-açúcar para ser aplicado em sistema semi-mecanizado (auxílio mecânico) de colheita. As simulações foram realizadas utilizando o programa computacional Matlab[®] permitindo a obtenção da rigidez da mola da suspensão pantográfica e sua deformação na montagem de forma que haja a flutuação do mecanismo de corte basal sobre o perfil do solo. Tal condição pôde ser obtida na medida em que a força de interação patim-solo fosse mínima e não nula. A suspensão pantográfica projetada foi construída e montada em caixa de solo para avaliação em perfil de solo senoidal com amplitude entre 25 mm e 50 mm e distância entre sulcos de 1,5 m. Os resultados demonstraram que o mecanismo projetado realiza o seguimento do perfil do solo de forma satisfatória com erro médio de 8,5 mm e 9,1 mm para as velocidades de deslocamento da colhedora de 0,14 m.s⁻¹ e 0,42 m.s⁻¹ respectivamente.

PALAVRAS-CHAVE: simulação; auxílio mecânico; máquinas agrícolas.

Project methodology of pantographic suspension for sugar cane base cuter

ABSTRACT

In spite of been the world leader in sugar-cane production, Brazil have low indexes of harvester mechanization of sugar-cane. The sugar-cane harvesting involves five simple operations, that are the cut of the stems in the base and in the top, feeding of the stems for the interior of the harvester, remove the leaves and the cutting the stem in billets which is optional. However today there is a lack of processes to make these operations in an efficient way. The base cut used in the conventional harvesters is made of double disks positioned in the inter row, however it is not adapted for the furrow planting system used in Brazil, and since it does not present capability of independent flotation for each disk it implicates in the movement of a great amount of soil. The absence of this mechanism increasing the indexes of mineral material in the raw material, which implicates in the reduction of the technological quality of the raw material supplied for grinding and cane losses in the field, besides requesting high power to cut and to move the soil volume. This research project had for objective to design, to simulate, to build and to evaluate in soil bin a pantographic suspension of a sugar-cane base cutter to be used in a harvester semimechanized system (mechanical-aid). The simulations were accomplished using the computational program Matlab[®] allowing the determination of the suspension spring stiffness and its initial deformation in order to guarantee the flotation of the mechanism on the soil profile. Such condition can be obtained when soil-skidder interaction force is maintained in a minimum but never null. The suspension projected was built and mounted in soil bin for evaluation in a soil sine wave profile amplitude of 25 mm and 50 mm and length of 1,5 m. The results shows that the designed mechanism accomplishes its objectives satisfactory with errors between 8,5 mm and 9,1 mm for the harvester forward of 0.14 m.s^{-1} and 0.42 m.s^{-1} respectively.

KEYWORDS: simulation; harvesting-aid; agricultural machines.

1 INTRODUÇÃO

O Brasil é o maior produtor mundial de cana-de-açúcar e o primeiro país do mundo a implantar, em larga escala comercial, um combustível renovável alternativo ao petróleo. Hoje o etanol é reconhecido mundialmente pelas suas vantagens ambientais, sociais e econômicas, vantagens essas que estão despertando o interesse de países desenvolvidos por essa tecnologia. Somente na safra 2006/07 o Brasil produziu mais de 420 milhões de toneladas de cana-de-açúcar, obtendo US\$ 8,5 bilhões em divisas com as exportações de 19 milhões de toneladas de açúcar e 3 bilhões de litros de álcool (PROCANA, 2007).

De acordo com Ripoli & Mialhe (1987) a colheita da cana-de-açúcar processou-se historicamente sendo caracterizada pelas operações de corte dos colmos e seu carregamento nos veículos de transporte realizados manualmente em sua totalidade. Um primeiro passo da mecanização foi a introdução do carregamento mecânico dos colmos inteiros por meio de garra hidráulica (BRAUNBECK & BANCHI, 1988). Na década de 1950 surgiu na Austrália o princípio mecânico de colheita atualmente utilizado no Brasil, com a colheita de cana picada, visando apenas o aproveitamento dos colmos, e combina a operação de colheita com a de carregamento dos colmos. Segundo Magalhães & Braunbeck (1998) trata-se de um equipamento, Figura 1, que corta uma fileira de cana por vez, utiliza veículo que trafega paralelamente à colhedora para receber a matéria-prima, separa boa parte das folhas e ponteiros lançando-os ao solo da área colhida.



Figura 1: Visão esquemática das principais funções de uma colhedora de cana picada.

Apesar de ser líder mundial em produção, o Brasil apresenta baixos índices de mecanização da colheita de cana-de-açúcar, enquanto em alguns países produtores, como Estados Unidos e Austrália, esse patamar é de 100%. De um modo geral a colheita da cana-de-açúcar envolve cinco operações muito simples, que são o corte dos colmos na base e no ponteiro, a alimentação dos colmos para o interior da colhedora, a retirada das folhas e a picagem (opcional). Entretanto, ainda hoje existe uma carência preocupante de processos para efetuar essas operações eficientemente.

O corte de base, se realizado manualmente, apresenta problemas ergonômicos que afastam a mão-de-obra dos canaviais e continuam a gerar tensões entre produtores e sindicatos de cortadores. O corte de base mecanizado é composto de discos duplos posicionados na entrelinha, porém não é adaptado para o sistema de plantio no sulco (predominante no Brasil), e como não apresenta recursos de flutuação independente para cada disco implica na movimentação de grande quantidade de solo, introduzindo certos inconvenientes, tais como, aumento dos índices de impurezas na carga, que implicam na redução da qualidade tecnológica da matéria-prima fornecida para moagem e perdas de cana no campo, além de requerer alta potência para cortar e movimentar o volume de solo.

O corte dos ponteiros freqüentemente não é realizado; no caso da colheita mecanizada isso ocorre por deficiência dos mecanismos responsáveis por essa função, e no corte manual porque prejudica a produtividade do cortador.

A limpeza dos colmos de cana-de-açúcar foi historicamente resolvida por meio da queima, mas na medida em que a legislação impede essa prática, verifica-se o aumento dos custos pelo baixo rendimento no corte manual e pela baixa eficiência e altas perdas no corte mecânico. Deve-se considerar que, dependendo das condições do canavial e das opções feitas para operação das colhedoras, com relação ao nível de impurezas, qualidade do corte de base e velocidade de deslocamento, a soma das perdas visíveis e invisíveis de matéria-prima estará, na maioria dos casos, na faixa de 5 % a 10 %. Considerando os custos já incorridos na produção da cana até o momento da colheita assim como o impacto dessas perdas na demanda de áreas para plantio, torna-se inaceitável esse nível de perdas.

Em relação ao processo de alimentação das colhedoras disponíveis no mercado, o próprio sistema de corte de base realiza a alimentação dos colmos de cana-de-açúcar para

o interior da máquina. Nesta operação os colmos são submetidos a esforços de flexão que freqüentemente provoca a quebra dos mesmos ou a remoção das raízes das plantas em canaviais deitados.

O tráfego intenso dos equipamentos de colheita e o transporte nas entrelinhas de plantio representam, também, uma restrição importante a este sistema de colheita. Já de longa data os especialistas em solos orientam no sentido de conservar a estrutura do solo para conseguir manter os níveis de produtividade elevados. A colheita mecânica praticada atualmente não está alinhada com essa recomendação.

Outro ponto desfavorável, de acordo com De Beer et al. (1995), é que muitas usinas não podem utilizar todo o potencial dessas colhedoras. Fatores como tamanho da fazenda, layout do talhão, espaçamento das fileiras no plantio, pedras, falhas no gerenciamento e manutenção, problemas de logística, treinamento de operadores, recepção da matéria-prima na indústria, alto custo de aquisição e principalmente áreas com topografia inclinada atuam contra um desempenho econômico aceitável das colhedoras de cana picada.

A evolução lenta da colheita mecânica no Estado e no país permite concluir, mesmo sem abordar detalhes técnicos, que as soluções tecnológicas disponíveis atualmente não são suficientemente competitivas para atrair os usuários, ou seja, existem limitadores que restringem sua implantação. As principais limitações da colheita mecanizada nas áreas produtivas de cana-de-açúcar no Brasil são: o aumento dos índices de impureza na carga, que implicam na redução da qualidade tecnológica da matéria-prima fornecida para moagem; perdas de cana no campo; áreas com declive acima de 12 % que não permite uma boa operacionalidade das colhedoras; e altos investimentos necessários para a mecanização o que a inviabiliza para pequenos produtores.

A colheita sem queima prévia e o correspondente transporte da matéria-prima deve receber especial atenção em função dos custos envolvidos e a necessidade de desenvolvimento tecnológico. Por questões econômicas, ergonômicas, sociais e ambientais, atualmente a colheita mecanizada vem se mostrando como a única opção para a cana-de-açúcar. Esta concepção de colheita, no entanto, está sofrendo modificações em função da entrada em foco do aproveitamento do palhiço para aplicações ainda não

3

consolidadas comercialmente, tais como geração de energia e cobertura vegetal para agricultura convencional ou orgânica. Assim, surge a necessidade de desenvolvimento de equipamentos para a colheita da cana-de-açúcar sem queima prévia, com custo acessível aos produtores e que mantenha grande parte da mão-de-obra empregada, o que não é possível, atualmente, com a mecanização total da colheita.

Atualmente existem esforços realizados pelos usuários e fabricantes de equipamentos para adaptar as colhedoras de cana picada a essa nova realidade, porém o sucesso tem sido parcial e tudo indica que os princípios utilizados por esses equipamentos precisam ser reformulados para enfrentar as novas exigências da colheita integral da planta.

Diante do exposto torna-se pertinente a discussão de novas propostas que tornem a colheita da cana crua e inteira tanto ou mais atraente que a colheita da cana queimada, como forma de consolidar sua implantação sem a pressão da lei ou da população.

Nesse sentido foi iniciado, na FEAGRI/UNICAMP, o desenvolvimento de uma alternativa tecnológica orientada à colheita de cana-de-açúcar, sem queima prévia, capaz de operar em terrenos declivosos e que minimiza o impacto do desemprego no meio rural provocado pela colheita mecanizada convencional. O equipamento, denominado auxílio mecânico (ou UNIMAC-Cana), auxilia a colheita manual realizando as operações de corte de base, corte dos ponteiros, remoção das folhas e condução dos colmos até a caçamba armazenadora, deixando para o homem as funções de manuseio dos colmos após o corte de base passando pelo despontamento até a unidade de despalhamento.

O sistema de corte basal de uma colhedora de cana-de-açúcar é um item de grande importância tendo em vista que influencia diretamente a qualidade da cana fornecida para a indústria. Magalhães & Braunbeck (1998) relatam que o mecanismo de corte de base das colhedoras convencionais, composto de discos duplos posicionados na entrelinha, não é adaptado para o sistema de plantio no sulco (predominante no Brasil), e como não apresenta recursos de flutuação independente para cada disco acaba, para poder cortar o colmo rente a superfície, cortando também grande quantidade de solo, que é encaminhada ao interior da colhedora, sendo transportada junto com a carga para a usina ou ficando aderida a colhedora, causando danos consideráveis aos seus componentes. No UNIMAC-Cana, diferentemente das colhedoras convencionais de cana-deaçúcar, a frente de corte será montada em um mecanismo pantográfico que possibilitará o seguimento do perfil do solo e os colmos serão cortados na base e afastados do solo mantendo sua posição original, vertical ou inclinada, que reduzirá a contaminação dos colmos com solo, o abalo das soqueiras e as perdas de cana.

1.1 Objetivos

- Dimensionar utilizando recursos de simulação dinâmica o sistema de corte basal flutuante que permita o seguimento do perfil do solo.
- Construir o protótipo do sistema de corte basal projetado e integrá-lo ao auxílio mecânico à colheita de cana-de-açúcar.
- Avaliar experimentalmente, em caixa de solo, o funcionamento do modelo físico (protótipo) para validação do seu desempenho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Cultura da cana-de-açúcar no Brasil e sua importância sócio-econômica

O Brasil é um dos maiores produtores agrícolas e também se destaca como um dos principais fabricantes de máquinas e implementos agrícolas mundiais. Nestes dois mercados o Brasil possui grande representatividade, o que o torna um país de referência em nível mundial sobre tendências e conceitos de tecnologias agropecuárias.

O agronegócio sucroalcooleiro movimenta cerca de R\$ 40 bilhões por ano, com faturamentos diretos e indiretos, o que corresponde a aproximadamente 2,35% do PIB nacional, além de ser um dos setores que mais emprega no país, com a geração de 3,6 milhões de empregos diretos e indiretos, e a congregação de mais de 72 mil agricultores (PROCANA, 2005).

Para se ter uma idéia do potencial deste mercado, basta citar que mais de 50 mil empresas brasileiras são beneficiadas pelo alto volume destinado a investimentos, compras de equipamentos e insumos e contratação de serviços por parte das usinas de açúcar e álcool, volume este que ultrapassou R\$ 4 bilhões/ano. Outro indicador da importância social do agronegócio sucroalcooleiro é o recolhimento de impostos, que a cada ano proporciona mais de R\$ 12 bilhões aos cofres públicos (PROCANA, 2007).

No levantamento realizado pela CONAB (Companhia Nacional de Abastecimento) em agosto de 2007 a produção nacional de cana-de-açúcar destinada à indústria sucroalcooleira na safra 2006/2007 ficou em 473,16 milhões de toneladas, e a área ocupada, atualmente, com essa cultura em 6,92 milhões de hectares. Segundo entidades representativas dos produtores de cana-de-açúcar existem aproximadamente 50.000 fornecedores independentes, responsáveis por 27% de toda a cana produzida no país, o que seria equivalente a aproximadamente 125 milhões de toneladas.

A crescente demanda por combustíveis limpos está fazendo com que o setor sucroalcooleiro busque alternativas para aumentar a produção de etanol. A magnitude necessária para a expansão da cultura da cana-de-açúcar exige, além da ampliação das fronteiras com instalação de novas unidades industriais, o aproveitamento das áreas próximas às plantas industriais existentes.

É de amplo conhecimento que a produção de açúcar e álcool irá aumentar exponencialmente nos próximos anos devido às perspectivas de crescimento do consumo de etanol no mercado interno e externo, e de açúcar, sobretudo no mercado internacional. Outro aspecto, que deve contribuir para a expansão na produção de cana-de-açúcar, é o aproveitamento do bagaço para geração de energia elétrica com venda no mercado às distribuidoras de energia. De acordo com a revista Idea News (2006) 107 novas usinas entrarão em funcionamento entre 2006 e 2010, ou seja, 32 % do total de usinas em operação no Brasil em 2005. A área ocupada por cana-de-açúcar deve crescer em 50 % até a safra 2010/2011.

2.2 Colheita mecanizada da cana-de-açúcar

Dentro do ciclo operacional da cana-de-açúcar, a etapa da colheita pode ser considerada como uma das mais importantes, pois dela depende a qualidade da matériaprima entregue nas usinas, a compactação do solo, a qualidade regional do ar, as emissões, a oferta de postos de trabalho agrícola e os custos de produção.

Logo após a segunda guerra mundial, em 1945, aumentou muito a escassez de mão-de-obra para a colheita da cana-de-açúcar na Austrália. Por este motivo, vários fornecedores inventaram colhedoras para colher suas próprias lavouras de cana-de-açúcar. As primeiras máquinas produzidas pelos irmãos Toft colhiam cana inteira e a deixavam pronta para ser carregadas em montes de 750 a 1000 kg (NEVES, 2003).

Durante os dez anos seguintes, os irmãos Toft produziram uma série de colhedoras de cana inteira de uma e duas linhas. Em 1968 esta mesma empresa lança na Austrália sua primeira colhedora de cana picada, a CH200.

Segundo Furlani Neto (1991), no Brasil, a introdução das primeiras colhedoras automotrizes para a colheita de cana-de-açúcar em escala comercial deu-se no Estado de São Paulo em 1973, estendendo-se a seguir ao Rio de Janeiro e Alagoas.

Também na década de 1970 a Massey Ferguson começou a fabricar a sua colhedora de cana picada com todos os sistemas de processamento de cana movidos por mecanismos mecânicos, por correntes de elos, sendo acionados por motor de 8 cilindros em "V", embreagem e correias de transmissão. Essa concepção de máquina tinha muitos problemas mecânicos ocasionando muitos embuchamentos (travamento das partes móveis das máquinas pelo acúmulo de material vegetal) reduzindo a sua disponibilidade para a operação no campo. No Brasil essa colhedora foi introduzida nos anos 1980 pela usina São Martinho, localizada no município de Pradópolis/SP, em sua versão MF-201, mas devido aos inúmeros problemas mecânicos foi abandonada e a usina retornou ao corte manual nesse período.

De acordo com Furlani Neto et al. (1996) a queima prévia do canavial para facilitar o corte da cana-de-açúcar, constitui-se uma prática tradicional, visando a eliminação de folhas e palhas. De fato, esta operação atua como um dispositivo de prélimpeza, que aumenta a eficiência das colheitas manual e mecanizada. No caso do corte manual, o fogo inibe a presença de animais peçonhentos, ao mesmo tempo que reduz o risco de cortes causados pelas folhas da cana. Já na colheita mecanizada, a eliminação da palha acarreta a diminuição do material trabalhado pela máquina e, conseqüentemente, menores esforços mecânicos e embuchamento nas colhedoras.

A partir de 1975 surge a necessidade de se colher cana verde na Austrália e a Toft passou a dedicar esforços para alcançar este desafio. Em 1985 a Toft, já com o nome Austoft, lança a série 7000 a qual permanece até os dias atuais com a nova marca Case New Holland (CNH). Nos EUA, a Cameco, atualmente John Deere, lançava em 1994 a colhedora CH 2500 com um projeto similar ao da Austoft, com as mesmas características de funcionamento e processamento de cana de açúcar.

Também na década de 90, a Copersucar desenvolveu um protótipo de uma cortadora de cana inteira de duas linhas, baseado no modelo da colhedora tipo *Soldier* produzido na Louisiana/USA, para ser testado em cana comercial nas condições dos canaviais nacionais. Segundo Neves (2003) a máquina é um triciclo autopropelido que abre o aceiro cortando a base, a ponteira das canas e transportando-as por intermédio de correntes até a descarga traseira em leiras perpendiculares às linhas de canas. O operador

pula 2 ruas e corta outras 2 aleirando-as atrás da cortadora. Depois vem cortando as ruas remanescentes descarregando-as lateralmente sobre as esteiras cortadas anteriormente, realizando no final, leiras de 4 ruas para serem carregadas posteriormente por carregadeiras convencionais.

Após vários testes realizados durante 9 safras (no período de 1990 a 1998) em unidades cooperadas a equipe técnica do CTC da Copersucar, concluiu que a Cortadora trabalha com resultados satisfatórios em cana crua com produtividade até 70 Mg.ha⁻¹ com canas eretas e em terreno com até 8 % de declividade, e que a máquina não é indicada para o corte de cana queimada. Estes dados da eficiência do protótipo, limitaram o universo de utilização do equipamento em 18,5 % da área de cana comercial das unidades então cooperadas (600.000 ha).

2.3 Auxílio mecânico para colheita de cana-de-açúcar

Com o avanço da produção torna-se inevitável, cada vez mais, o uso da mecanização, porém, para que isso ocorra há a necessidade de se desenvolver equipamentos mais adequados aos produtores. Segundo Ripoli et al. (1990) é extraordinário o valor econômico que está em jogo e que se perde a cada safra, com a queima da palhada, que poderia ser aproveitada como fonte energética nas caldeiras das unidades produtoras, na medida que o bagaço de cana-de-açúcar expande seu uso energético em outras atividades industriais como cerâmica e cítrica, além de seu uso como matéria-prima para fabricação de papel, papelão, corrugados, conglomerados e ração após receber processos de hidrólise.

Neste contexto é que surgiu o conceito de colheita da cana-de-açúcar, sem queima prévia, que visa o aproveitamento integral da planta, envolvendo operações adicionais para a retirada das folhas e a disposição adensada de colmos e palhiço para o transporte. Esta abordagem tem implicações profundas nos processos convencionais de colheita, tanto manual quanto mecânica (mecanização total), implicações estas associadas com perdas de cana, contaminação da cana e palhiço com impurezas minerais, altos investimentos para a colheita e a recuperação do palhiço.

9

Assim, tornou-se pertinente a discussão de novas propostas para a colheita da cana crua inteira. Nesse sentido é que Braunbeck & Magalhães (2004) propõem uma alternativa tecnológica orientada à colheita de cana-de-açúcar, sem queima prévia, que opere em terrenos declivosos e que minimize o impacto do desemprego no meio rural provocado pela colheita mecanizada convencional. O equipamento, denominado auxílio mecânico, auxilia a colheita manual realizando as operações de corte de base, corte dos ponteiros, remoção das folhas e condução dos colmos até a caçamba armazenadora, deixando para o homem as funções de manuseio dos colmos após o corte de base passando pelo despontamento até a unidade de despalhamento.

O auxílio mecânico é composto essencialmente por uma frente de corte, uma célula de trabalho, uma unidade de limpeza e uma carreta de descarga vertical, conforme mostrado na Figura 2.



Figura 2: Vista lateral do auxílio mecânico.

A frente de corte, com largura de quatro ou seis fileiras, inclui disco flutuante para o corte basal de cada fileira, e conjunto de transportadores de correntes que conduzem o material até a célula de trabalho. A frente de corte tem como funções efetuar o corte de base e o transporte da massa integral de cana sobre plano inclinado, sem separação entre as fileiras. A unidade é acionada por motor de combustão interna que servirá de fonte de potência para os circuitos elétricos que acionam os vários dispositivos da máquina, entre eles o sistema de corte basal. A velocidade de deslocamento varia entre 250 e 500 m.h⁻¹. As Figuras Figura 3 e Figura 4 ilustram o auxílio mecânico durante a operação.



Figura 3: Vista panorâmica do UNIMAC-CANA.



Figura 4: Vista frontal do UNIMAC-CANA.

2.4 Corte basal

A colheita mecanizada da cana-de-açúcar utiliza o processo de corte inercial da cana-de-açúcar. Este processo requer que a faca atinja os colmos com velocidade acima de um valor mínimo e na medida que essa velocidade aumenta, até um certo valor, a qualidade do corte melhora e a energia de corte diminui. Velocidades tangenciais elevadas melhoram o desempenho do corte, mas tornam a faca mais vulnerável ao impacto com corpos estranhos, como pedras e tocos, além de acelerar o processo de desgaste pelo atrito com o solo.

Kroes & Harris (1996) quantificaram a força necessáriaa para o corte dos colmos de cana-de-açúcar, conforme reproduzido na Figura 5.



Figura 5: Força para o corte basal de um colmo de cana-de-açúcar (KROES & HARRIS, 1996).

Filippini Filho et. al. (2004) também realizaram ensaios para obter a força e a energia necessária para o corte inercial da cana-de-açúcar utilizando uma faca oscilante. As forças máximas de corte registradas oscilaram entre 300 e 500 N e a energia mecânica requerida para o corte de um colmo de cana com diâmetro de 29 mm foi de aproximadamente 13 J. Considerando que a velocidade de deslocamento das colhedoras seja da ordem de 1,7 m.s⁻¹ e que existam, em média, de 10 a 15 colmos m⁻¹, calcula-se que a potência necessária exclusivamente para o corte de colmos seja de 332 W.

A interação com o solo desgasta as facas e prejudica seu desempenho de corte. Kroes & Harris (1994), mostram os tipos de danos provocados pelo disco cortador basal. Estes provocam perdas pelos cortes múltiplos e pelas trincas no rebolo inferior, aumentando a probabilidade desse rebolo ser perdido no extrator primário. As facas gastas propagam danos à soqueira e podem reduzir a produção da safra seguinte, por aumentar sua exposição ao ataque de pragas e doenças ou por destruir ou remover as gemas responsáveis pela brotação da soqueira.

Novais (1977) ao avaliar danos causados pelo formato da lâmina, número de lâminas no cortador e diferentes velocidades tangenciais do disco cortador basal concluiu que a lâmina retangular produz maior qualidade no corte da cana. Este aumento na qualidade de corte melhorou com o aumento do número e com o aumento da velocidade periférica da lâmina. Também concluiu que, a qualidade do corte está relacionado com a ocorrência e etapas dos cortes puros (limpos), porém observou que o corte por rasgamento apresentou menor qualidade em comparação aos demais tipos de corte.

Gupta & Oduori (1992) em trabalho com diferentes velocidades de rotação e ângulos de afiação das facas concluíram que a combinação ótima desses parâmetros em termos de qualidade de corte surge com velocidade de 800 rpm, ângulo oblíquo de 35 graus e ângulo de inclinação de 27 graus. Os autores revelam ainda que as velocidades abaixo de 600 rpm tendem a quebrar os colmos em sua base e que velocidades maiores que 800 rpm aumentam significativamente o poder de corte.

Kroes & Harris (1994) testaram os efeitos de quatro formatos de lâminas em um cortador basal de cana-de-açúcar. Eles concluíram que a lâmina Standard Austoft, com bordas cortantes nas duas laterais, apresentou pequena diferença na qualidade do corte em relação às duas espessuras testadas. A lâmina trapezoidal, com bordas cortantes em apenas uma lateral, melhorou a qualidade do corte para altas taxas de alimentação; porém os colmos sofreram colapso quando o topo frontal da lamina foi afiado. A lâmina com borda cortante arredondada deslocou o colmo para fora da região de corte da lâmina. Os mesmos autores observaram também que, quando a lâmina perde o fio, há uma tendência do colmo ser empurrado para o lado ou sofrer colapso. Eles também classificaram os modos e a severidade dos danos observados durante experimentos e testes de campo, chegando a

conclusão que os danos a base do colmo, aumentaram com a velocidade de corte abaixo de 500 rpm ou acima de 600 rpm, constatando também que o aumento na velocidade de alimentação também aumenta a ocorrência de danos.

A operação das facas de corte com alta velocidade tangencial apresenta o inconveniente de seu rápido desgaste e a contaminação da matéria prima colhida com impurezas minerais, caso se permita o contato freqüente das facas o solo. Para minimizar esta contaminação tornam-se necessários recursos de flutuação que mantenham as facas próximas, mas sem contato direto com o solo.

Os cortadores rígidos atualmente empregados nas colhedoras comerciais, tornam necessário o corte em profundidade para conseguir uma melhor varredura dos colmos próximos à superfície do solo.

Segundo Braunbeck (1999) o grave problema da contaminação da cana colhida pode ser resolvido através do emprego de ferramentas tecnológicas como modelagem virtual combinada com técnicas de otimização de sistemas mecânicos que visam soluções de engenharia alternativas e mais arrojadas. Volpato et al. (2002) relatam que a existência das perdas no corte da cana reside no fato de o mecanismo cortador basal estar rigidamente acoplado à estrutura da colhedora, razão pela qual não consegue acompanhar o perfil do terreno, ignorando os sulcos e os camalhões. Assim sendo, o corte de cana rente ao solo, localizadas no fundo do sulco, farão com que haja a necessidade de alta potência para cortar e movimentar o volume de solo. Essa condição incorpora quantidade da ordem de 3 a 5 kg de solo por tonelada de matéria-prima, além de não promover corte homogêneo em função das facas não manterem o gume afiado pelo contanto com o solo, provocando danos às soqueiras com reflexos nos ciclos posteriores.

De acordo com Garson (1992) e Garson & Armstrong (1993) um caminho efetivo para reduzir a quantidade de solo presente na cana entregue para moagem na indústria, o consumo de combustível das colhedoras e os danos à base da cana seria a utilização de controle automatizado de altura do mecanismo de corte basal.

Lopes et al. (2002) por meio de estudo teórico seguido de validação experimental, também demonstrou as vantagens decorrentes do uso de sistema de controle alternativo para o controle de altura da plataforma de corte de colhedoras.

Desta forma, Neves et al. (2001) projetaram e testaram com sucesso um novo dispositivo flutuante que permite o acompanhamento do perfil do solo buscando o aprimoramento do corte de base. Conforme testes realizados em campo com colhedoras equipadas com o corte de base flutuante durante a safra de 2000/2001, mostrou-se que o índice de impureza mineral na carga, a quantidade de soqueiras arrancadas e de perdas visíveis (tocos remanescentes) no campo são menores quando a colhedora trabalha equipada com o conjunto de corte basal flutuante. Também neste sentido, Volpato (2001) desenvolveu um mecanismo articulado de barras de sustentação de um conjunto de discos cortadores de base. O mecanismo projetado acompanha a superfície do perfil de solo com base na força de interação no ponto de contato disco-solo, com o objetivo de evitar o corte e o recolhimento de solo durante a colheita.

2.5 Perdas e qualidade da matéria prima em colheita mecanizada

De acordo com Neves et al. (2001) o sistema atualmente disponível para colheita de cana picada, sem queima prévia, apresenta varias barreiras tecnológicas, entre elas cita o sistema rígido de corte de base que introduz certos inconvenientes, tais como, aumento dos índices de impurezas na carga, que implicam na redução da qualidade tecnológica da matéria-prima fornecida para moagem e perdas de cana no campo.

Scandaliaris et al. (1983) verificaram as perdas e as impurezas na matéria-prima causada pela colheita tanto manual quanto mecânica. Eles concluíram que na colheita de cana picada (queimada) as perdas no campo (100%) se dividiram em cana agregada ao ponteiro (12%), tocos (18%), rebolos (32%) e colmos (38%). Na cana sem queimar os resultados foram semelhantes com a diferença para maiores perdas de rebolos (38%), seguidas por colmos (34%).

Henkel et al. (1979) verificando as perdas de cana no campo, em função do disco cortador basal, para a colhedora Toft 6000 concluíram que a quantidade de cana deixada diminui para a posição do disco cortador basal mais baixa, que a quantidade de cana inteira deixada no campo foi alta quando o corte foi feito acima ou ao nível do solo, especialmente para o corte da cana deitada, com perdas de até 8,3 Mg.ha⁻¹. Os autores destacam também que as colhedoras modernas de cana-de-açúcar têm potência suficiente

para possibilitar o corte abaixo do nível do solo e existe incentivo para operar nessa condição já que o rendimento da cana aumenta com o corte abaixo do nível do solo pelo fato de melhorar o recolhimento de colmos deitados.

Ridge & Dick (1987) realizaram ensaios para avaliar diversos modelos de colhedoras australianas, em termos de eficiência de remoção de matéria estranha em colmos com e sem queima prévia. Os autores concluíram que o mecanismo de corte basal foi a principal fonte de impurezas minerais encontrada na matéria-prima.

A quantidade de impureza mineral incorporada à matéria-prima varia com a posição mais ou menos ereta dos colmos e com a quantidade de folhas de cada variedade. Ridge & Dick (1988) destacam que a redução do nível de impureza mineral na cana colhida mecanicamente teve uma alta prioridade no programa de trabalho do BSES (*Bureau of Sugar Experiment Stations*) nos anos de 1987 e 1988 na Austrália. Os autores consideram que o processamento da cana com impureza mineral gera custo adicional na indústria de 0,62 a 0,95 A\$/tonelada de cana processada e verificaram que o teor de impurezas da matéria-prima entregue na indústria depende do teor de folhas e do diâmetro dos colmos o que torna certas variedades de diâmetro pequeno e alto teor de folhas inadequadas para a colheita sem queima prévia.

O volume de solo alimentados pelo cortador de base junto com os colmos pode ser elevado. Ridge e Dick (1988) avaliaram a capacidade de rejeição de solo dos cortadores de disco convencionais submetidos em laboratório à vazões de solo equivalentes a operar o cortador de base a 25 e 50 mm de profundidade. Apesar do cortador de base ter rejeitado entre 83 e 93% do solo e que os rolos alimentadores tenham rejeitado de 3 a 16% do mesmo, o teor final de impureza mineral na matéria-prima permaneceu em torno de 1,5%. Os mesmos autores testaram também o suporte de facas tipo "spider" (aranha ou pé de galinha) como recurso para reduzir o teor de impureza mineral na matéria-prima – os resultados desta alteração não foram conclusivos.

Segundo Ridge (1990) para minimizar a presença de solo na matéria-prima são necessárias alterações nas práticas culturais existentes (preparo do solo, plantio, largura entre fileiras, etc) ou mudanças no projeto do disco cortador basal. O autor destaca os fatores relacionados ao corte basal que contribuem para elevar os níveis de contaminação

da matéria-prima, estes são: ação de corte e movimentação de solo (efeito aração) das sapatas dos levantadores helicoidais (pirulitos); excessivo ângulo dos colmos promovido pelo anteparo localizado antes do corte basal e excessivo fluxo de solo no cortador basal quando o corte é realizado abaixo do nível do solo.

A deficiência no controle da altura de corte de base das colhedoras, além de contaminar os colmos com impureza mineral quando operado abaixo do nível do solo, provoca também perdas de matéria-prima quando o corte é elevado. Ometto (1994) apresenta perdas na forma de tocos deixados pelo cortador de base nessas condições. Essas perdas atingiram 1,17 % (1,26 Mg.ha⁻¹) na cana queimada e 1,44 % (1,43 Mg.ha⁻¹) na cana sem queimar, de um total de aproximadamente 5 % de perdas totais visíveis.

Uma análise mais abrangente dos trabalhos desenvolvidos sobre corte de base e alimentação de colmos, nos último 40 anos, mostra que existem limitações intrínsecas nos princípios mecânicos utilizados que impedem reduzir os níveis de contaminação e perdas. São necessárias portanto, de acordo com Braunbeck (1999), alterações de projeto orientadas especificamente para os problemas de contaminação e perdas e não apenas mudanças na operação dos equipamentos ou na sistematização dos terrenos.

Com esta visão a John Deere, instalou em suas máquinas, dispositivo para o controle automático de altura de corte basal. Este dispositivo foi avaliado por Salvi et al. (2005) analisando a altura de corte e as impurezas na matéria prima para a colhedora de cana picada operando com e sem o dispositivo e com dois operadores distintos. O uso do dispositivo auxiliou na manutenção da altura de corte, principalmente para operadores com menos habilidade/experiência. Não houve diferença quanto a impurezas enviadas com a matéria prima utilizando ou não o dispositivo e constatou-se que a operação não está sob controle.

Também trabalhando com o controle da altura de corte basal das colhedoras de cana-de-açúcar, Schembri et al. (2000), utilizaram sensores ultra-sônicos para medir distância da estrutura da colhedora ao solo. Segundo os autores o sistema mantém a altura do corte de base incorreta quando o perfil do solo muda significativamente.

17

2.6 Modelo dinâmico de simulação para mecanismo de corte basal

De acordo com Dought (1998 apud VOLPATO et al., 2005) a modelagem das equações de movimento para um mecanismo de quatro barras consiste de um sistema de equações não-lineares das relações cinemáticas (deslocamentos, velocidades e acelerações) e dinâmicas (forças e momentos) do mecanismo. Santos (2000) afirma que o uso de modelagem matemática no projeto de mecanismos é prática comum que permite o desenvolvimento de sistemas mecânicos com a redução de custos e tempos de projeto, e a otimização das características de desempenho. Esse uso abraça todos os aspectos do projeto e, em particular, o movimento. Através do estabelecimento de hipóteses simplificadas e da aplicação de leis físicas apropriadas, as equações de movimento são obtidas para representar os aspectos relevantes do comportamento do sistema mecânico a ser estudado.

Com o objetivo de simular, otimizar e construir um mecanismo articulado utilizado no corte basal de cana-de-açúcar, para avaliação do desempenho de flutuação, Volpato et al. (2005) modelaram o comportamento do mecanismo por meio das análises cinemática e dinâmica pelo método de Newton-Euler, conforme proposto por Santos (2000).

A partir da modelagem matemática do mecanismo Volpato et al. (2005) desenvolveram um programa utilizando o programa computacional MATLAB que permite determinar a força normal de reação do perfil no ponto de contato com o objetivo de procurar a flutuação do mecanismo sobre o perfil, com afastamentos ou afundamentos mínimos. Os resultados da comparação entre as simulações com o modelo desenvolvido e os resultados da avaliação experimental permitiram concluir que o mecanismo de quatro barras representa um recurso construtivamente simples e robusto para sustentação do cortador de base e o modelo desenvolvido se apresentou satisfatório para a simulação da força de interação entre o disco de corte e o perfil do solo.

18

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 Considerações iniciais

A unidade de corte e alimentação de cana-de-açúcar que será utilizada no UNIMAC-Cana será sustentada por um mecanismo pantográfico (quatro barras) que permitirá sua flutuação sobre o perfil do solo.

Inicialmente, o mecanismo de quatro barras foi pré-dimensionado virtualmente, em função das características operacionais da colheita de cana-de-açúcar em sistema de cana crua e inteira, para o corte de uma linha, e das condições de colheita encontradas (interações máquina-solo). A partir deste pré-dimensionamento, foi feita uma análise dinâmica do mecanismo e realizadas simulações utilizando-se o programa computacional Matlab[®] 6.5.

O programa em Matlab permitiu o dimensionamento da suspensão pantográfica através do cálculo da constante da mola de suspensão envolvendo a força de interação solo-patim no ponto de apoio, a qual surge da solução do sistema de equações diferenciais não lineares.

O mecanismo dimensionado foi construído em escala real, e avaliado experimentalmente em caixa de solo com perfil de solo senoidal. Neste procedimento foram utilizados equipamentos eletrônicos para obtenção e registro da força normal de reação do solo e do deslocamento do mecanismo.

3.2 Projeto inicial do mecanismo

O projeto inicial do mecanismo de corte de base foi realizado em computador utilizando-se o programa para desenho mecânico Solid Edge[®] V17. O mecanismo é composto por dispositivos flutuantes, independentes para cada fileira de cana, sendo cada um composto por um mecanismo pantográfico (quatro barras) independente e uma faca de corte que realiza o corte inercial da base da cana-de-açúcar. A Figura 6 mostra o mecanismo a unidade de corte e alimentação com o sistema de flutuação pantográfico e a Figura 7 apresenta o esquema do mecanismo de quatro barras.



Figura 6: Mecanismo de corte de base. (a) Modelo computacional; (b) Protótipo.



Figura 7: Esquema do mecanismo pantográfico.

As barras que constituem o mecanismo foram pré-dimensionadas em função das características operacionais do UNIMAC-CANA e do projeto da frente de corte e alimentação e suas propriedades obtidas por meio do programa Solid Edge V17.

3.3 Modelagem matemática e simulações virtuais.

De uma maneira geral, o processo de modelagem matemática do mecanismo seguiu os seguintes passos:

1°. Descrição do modelo físico do sistema contendo os aspectos relevantes para o estudo desejado, com suas hipóteses e simplificação;

2°. Obtenção das equações que descrevem matematicamente o comportamento dinâmico do sistema;

3°. Resolução das equações resultantes numericamente com o objetivo de estimar o comportamento do sistema;

Na primeira etapa da modelagem foi selecionado o equacionamento proposto por Volpato (2001) para solucionar o problema em questão, tendo como objetivo que o mecanismo realize o corte basal da cana-de-açúcar ao nível do solo e ao mesmo tempo, seja capaz de acompanhar a superfície do solo, flutuando sobre a mesma.

Para se atingir essa meta o programa em Matlab realiza a modelagem matemática pela análise cinemática e dinâmica do mecanismo obtendo-se o conjunto de equações que descrevem o seu movimento e as forças de reação, e, posteriormente, a resolução numérica do sistema físico. Este programa foi adaptado para as condições específicas do projeto e está apresentado no APÊNDICE 1.

Como saída do modelo tem-se as reações nas articulações das barras do mecanismo e a reação do perfil no ponto de contato com o patim. Como resultado se procurou a flutuação do mecanismo sobre o perfil do solo, e que a estrutura de sustentação do mecanismo de corte basal conseguisse fazer com que o mesmo mantivesse contato, o mais contínuo possível com o perfil do solo. Esse resultado foi obtido na medida em que a magnitude da força vertical de interação entre o mecanismo e o perfil do solo fosse mínima, e não nula, durante o movimento do cortador sobre as irregularidades do perfil.

3.4 Rigidez da mola

Após a conclusão das simulações virtuais verificou-se se a mola a ser utilizada na construção do protótipo possuía a rigidez de acordo com a especificada.

Para a realização dos ensaios de carga-deformação foi utilizado um aparato experimental composto por uma unidade hidrostática acionada por motor elétrico que aplicava uma carga de tração na mola, sendo que esta carga era medida por meio de uma célula de carga com capacidade para 50 kN e sensibilidade de 2 mV.V⁻¹. Além disso, foi fixado na extremidade da mola um transdutor de deslocamento linear potenciométrico que permitia medir a deformação da mola. A aquisição dos dados de carga e deformação foi realizada utilizando o sistema de aquisição de dados MGC-Plus da HBM. A Figura 8 ilustra o aparato experimental.



Figura 8: Aparato experimental para o ensaio de carga-deformação da mola.

Desta forma foram feitas 5 repetições do ensaio de carga-deformação onde o sistema de aquisição de dados armazenava os dados de carga e deslocamento a cada

segundo. Com os dados obtidos foi possível gerar um gráfico da deformação em função da carga aplicada e a partir dele obter a rigidez da mola.

3.5 Projeto final e construção do mecanismo

Para avaliar a qualidade do funcionamento do mecanismo projetado foi construído, no Laboratório de Protótipos da FEAGRI/UNICAMP, o protótipo do cortador de base em escala real.

Assim, para detalhar todas as peças que fazem parte do mecanismo de corte de base foi utilizado o programa de desenho computacional Solid Edge[®].

3.6 Ensaios em laboratório para avaliação do mecanismo proposto

Com os dados obtidos experimentalmente em caixa solo foi possível avaliar o funcionamento do mecanismo projetado. A avaliação consistiu na comparação entre a trajetória real do patim e a trajetória ideal definida pelo perfil do solo verificando a ocorrência de afastamentos ou afundamentos do patim no solo. Além disso, foi medida a reação do solo no patim permitindo avaliar também a magnitude dessa interação patim-solo.

3.6.1 Caracterização do local do ensaio

Os ensaios em condições de laboratório foram realizados em caixa de solo a qual apresenta dimensões de 15 m de comprimento, 2 m de largura e 1,5 m de profundidade. O protótipo do cortador de base foi montado no carro porta-ferramentas sobre a caixa de solo, conforme apresentado na Figura 9. As funções do carro porta-ferramentas para com o cortador basal são de posicionamento, sustentação, tração e controle.


Figura 9: Protótipo montado no carro porta-ferramentas na caixa de solos.

O carro porta-ferramentas é tracionado por cabo de aço montado em tambor rotativo acionado por transmissão hidrostática com velocidade continuamente variável cuja bomba de deslocamento variável está acoplada a um motor diesel estacionário, com potência de 22 kW (30 cv), sendo que o fluxograma do sistema descrito pode ser observado na Figura 10. A unidade de acionamento pode ser observada na Figura 11. O carro porta-ferramentas é controlado por uma série de sensores que garantem sua total automação.



Figura 10: Fluxograma de acionamento do carro porta-ferramentas.



Figura 11: Unidade de acionamento do carro porta-ferramentas.

Para o acionamento das válvulas hidráulicas que permitem controlar o sentido e a velocidade de deslocamento do carro porta-ferramentas foi desenvolvido um sistema microprocessado que comanda as válvulas de acordo com o comando do operador realizado através da interface homem-máquina (Figura 12). Além disso, este sistema lê dois sensores de fim de curso e interrompe o deslocamento do carro-porta ferramentas caso estes sejam acionados e também faz a leitura do sensor de velocidade mostrando-a em um visor digital.



Figura 12: Interface homem-máquina do sistema microprocessado para controle do carro porta-ferramentas.

3.6.2 Parâmetros experimentais

Durante os ensaios foram utilizados os seguintes parâmetros experimentais:

- a. Tipo de perfil do solo
 - ➤ Senoidal.
- b. Amplitude do perfil
 - \blacktriangleright Entre 25 mm e 50 mm.
- c. Velocidades de deslocamento
 - > 0,14 m.s⁻¹ que corresponde a velocidade de projeto de deslocamento do auxílio mecânico de 0,5 km.h⁻¹
 - > 0,42 m.s⁻¹; velocidade três vezes superior a velocidade de projeto.

3.6.3 Preparação do solo

A metodologia para preparação do solo na caixa de solo foi adaptada de Bianchini (2002). Desta forma, uma camada de solo de aproximadamente 200 mm foi preparada para a execução dos ensaios. Esta camada foi preparada pela sobreposição de camadas de solo de aproximadamente 50 mm que sofriam a seguinte seqüência de operações:

- Distribuição de uma camada de solo de aproximadamente 50 mm, com o auxílio de uma lâmina niveladora fixada ao carro porta-ferramentas.
- Compactação da camada de solo por meio de rolo compactador também tracionado pelo carro porta-ferramentas.
- 3. Escarificação da camada recém-compactada para facilitar a adesão entre as camadas subseqüentes.
- 4. Sobre cada camada escarificada era realizado o umedecimento para manter o solo próximo da umidade desejada para a compactação adequada.

As etapas descritas acima foram realizadas com todas as camadas até se formar um leito de solo de aproximadamente 200 mm, sendo que na preparação das duas últimas camadas, com o auxílio de um perfil senoidal construído em madeira, foi colocado o solo de forma que este reproduzisse as ondulações desejadas. O aspecto final da camada de solo preparada com as ondulações pode ser observado na Figura 13.



Figura 13: Superfície do leito de solo preparado para a realização dos ensaios.

O solo utilizado foi analisado para permitir a caracterização do ambiente dos ensaios. Assim, foram realizadas análises para determinar a granulometria, a umidade ótima de compactação, a densidade do solo do leito de ensaios e a resistência à penetração. As análises foram realizadas no Laboratório de Solos da FEAGRI/UNICAMP e os resultados estão resumidos na Tabela 1. Os dados completos destas análises estão apresentados no APÊNDICE 2.

Textura do solo	Franco argilo-arenoso
Granulometria	
Areia (0,05-2.0 mm)	55,7 %
Silte (0,002-0.05 mm)	11,0 %
Argila (<0,002 mm)	33,3 %
Proctor Normal	
Umidade ótima	17,3 %
Densidade máxima	$1,72 \text{ Mg m}^{-3}$
Densidade do solo	1,57 Mg m ⁻³
Índice de cone (camada 0 a 100 mm)	1,88 MPa - CV 21,6 %
Umidade	12,7 %

Tabela 1: Propriedades físicas do solo da caixa de solo.

O valor do índice de cone apresentado na Tabela 1 está dentro da faixa obtida por Bianchini (2002) em levantamento de campo para um canavial de quarto corte em colheita mecanizada sem queima prévia que variaram entre 1,77 MPa e 4,48 MPa.

3.6.4 Aquisição dos dados

Os dados registrados e coletados durante os ensaios foram: força de interação do patim com o perfil do solo; a distância entre o perfil e o patim; a distância entre o carro porta-ferramentas e o perfil do solo; e os pulsos gerados pelo cabeçote indutivo. A Figura 14 apresenta o diagrama da montagem do sistema de aquisição de dados.



Figura 14: Diagrama da montagem do sistema de aquisição de dados.

A força de interação entre o patim e o perfil foi medida utilizando-se uma célula de carga da marca GEFRAN, modelo TU-K1M, com capacidade de 10 kN e sensibilidade de 2 mV/V, fixada no extremo frontal inferior do mecanismo de seguimento do perfil do solo, conforme mostrado na Figura 15.



Figura 15: Célula de carga fixada no patim, vista lateral (a) e elevação (b).

A distância entre o perfil do solo e o patim foi medida por meio de um transdutor de deslocamento linear do tipo potenciométrico da marca GEFRAN, modelo PCM-450-E, com capacidade de até 450 mm, fixado na extremidade frontal do mecanismo, próximo da célula de carga, conforme apresentado na Figura 16.

Além dos sensores mencionados anteriormente foi necessário montar um transdutor de deslocamento linear para o levantamento do perfil do solo por onde o patim se deslocava. Para isso também foi utilizado um transdutor da marca GEFRAN, modelo PCM-450-E, que foi adaptado em uma roda que ficava em contato permanente com o solo. A outra extremidade do transdutor foi fixada em ponto fixo do carro porta-ferramentas de forma que a leitura obtida correspondesse aos desníveis do perfil do solo. Esta montagem pode ser observada na Figura 16.



Figura 16: Montagem dos transdutores de deslocamento para medir a distância entre o perfil do solo e o patim (S1) e para levantamento do perfil do solo (S2).

O sensor indutivo utilizado para medir a velocidade de deslocamento foi fixado ao carro porta-ferramentas (Figura 17) e era sensibilizado por uma roda dentada com 22 dentes, solidária à roda do carro. Este sinal era enviado ao sistema de aquisição de dados para ser posteriormente convertido em velocidade de deslocamento do protótipo, considerando o diâmetro da roda que era de 210 mm.



Figura 17: Sensor indutivo para medir a velocidade de deslocamento do carro portaferramentas.

Os sensores descritos anteriormente foram conectados ao sistema de aquisição de dados SPIDER 8, e este conectado a um computador portátil que armazenava os dados dos ensaios.

Para a aquisição dos dados de todos os sensores foi utilizada uma taxa de 400 Hz e foram realizadas 10 repetições para cada velocidade de deslocamento do carro portaferramentas.

3.6.5 Calibração dos sensores

3.6.5.1 Calibração da célula de carga

Este ensaio teve como objetivo obter a curva de calibração da célula de carga utilizada para medir a reação do solo no patim. Com todo o sistema montado e utilizando o sistema de aquisição de dados SPIDER 8 colocou-se massas conhecidas de 0 a 180 kg sobre a célula de carga. Foram feitas três repetições desse procedimento. Em cada ponto de calibração eram coletados dados por 10 segundos a uma freqüência de 400 Hz, e posteriormente, calculava-se a média desses dados. Com essas informações para cada uma das três repetições foi possível determinar a curva de calibração da célula de carga.

3.6.5.2 Calibração dos transdutores de deslocamento linear do tipo potenciométrico

A calibração dos transdutores potenciométricos foi realizada utilizando-se o sistema de aquisição de dados Spider 8 da HBM. Para cada deslocamento conhecido (medido por meio de um paquímetro), conforme mostrado na Figura 18, anotava-se o valor da resistência correspondente. Com os valores de deslocamento e resistência pôde-se determinar a curva de calibração do sensor potenciométrico. Esta equação foi utilizada no programa de aquisição de dados durante os ensaios para converter os valores lidos para milímetros.



Figura 18: Calibração dos transdutores potenciométricos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Simulações virtuais

A primeira etapa antes de realizar as simulações virtuais foi adaptar o modelo para as condições específicas do mecanismo proposto e incluir as características físicas do mecanismo observando os sistemas de coordenadas impostos pelo modelo. A Figura 19 mostra o modelo vetorial do mecanismo proposto e os sistemas de referência inercial e móveis.



Figura 19: Modelo mecânico do mecanismo com os sistemas de referência inercial e móveis.

Com os sistemas de coordenadas definidos, utilizando o programa computacional Solid Edge V17, foi possível obter os valores das variáveis apresentadas na Tabela 2 e na Tabela 3.

Barra	Massa [kg]	Momento de Inércia Iz [kg.m ²]	Comprimento [mm]
L ₂	8	0,17	600
L_3	384	115,56	577
L_4	6	0,36	600

Tabela 2: Propriedades das barras do mecanismo.

Tabela 3: Dimensões do mecanismo.

Variável	Dimensão	Eixo e	
	[mm]	Sistema de referência	
$L1_{\rm XI}$	428	X_{I}	
$L1_{\rm YI}$	-378	Y _I	
L2	600	X_2	
L3	577	X_3	
L4	600	X_4	
X_{CG3}	317	X_3	
Y _{CG3}	-154	Y ₃	
X_{P3}	-737	X_3	
Y_{P3}	-211	Y ₃	
$R5_{XI}$	0	X _I	
$R5_{\rm YI}$	0	Y _I	

Estes dados, foram inseridos no programa de simulação para a obtenção da força normal de reação do perfil do solo no patim. O perfil do solo utilizado nas simulações possuía uma condição geométrica que é considerada severa durante a colheita da cana-deaçúcar. Com estas condições estabelecidas foram realizadas diversas simulações variandose a rigidez (constante elástica) da mola e sua deformação inicial, até que se obtivesse como resultado a flutuação do mecanismo sobre o perfil do solo com afastamentos e afundamentos mínimos. Esta condição foi obtida analisando a magnitude da força normal da reação do solo no patim. Desta forma obteve-se que a rigidez da mola deveria ser de 50000 N.m⁻¹ e sua deformação inicial na montagem do mecanismo deveria ser de 0,18 m.

A Figura 20 apresenta o resultado final da simulação para uma velocidade de deslocamento da máquina de $0,14 \text{ m.s}^{-1}$ e a Figura 21 para uma velocidade de $0,42 \text{ m.s}^{-1}$.



Figura 20: Reação do solo para uma velocidade de deslocamento de 0,14 m.s⁻¹.



Figura 21: Reação do solo para uma velocidade de deslocamento de 0,42 m.s⁻¹.

As forças mínima, média e máxima e a amplitude da força para as duas velocidades simuladas estão apresentadas na Tabela 4.

Velocidade	R s _{min}	R s _{médio}	R s _{max}	Amplitude
[m.s ⁻¹]		[N	۰۰۰۰۰ [۱	
0,14	288,8	393,0	530,4	241,6
0,42	232,3	392,6	607,5	375,2

Tabela 4: Resultados da simulação da força de reação normal do solo sobre o patim.

Analisando a Tabela 4 pode-se observar que a amplitude da força de reação do solo aumenta com a velocidade, porém o valor mínimo da força é menor na velocidade

maior. Em termos do acompanhamento do perfil do solo, observa-se desempenho adequado tendo em vista que em nenhum momento a reação do solo foi nula, caracterizando que não houve afastamentos do perfil do solo.

4.2 Construção do mecanismo

Após a construção e montagem do mecanismo foi realizada uma verificação das dimensões onde se concluiu que todos os parâmetros do protótipo estavam de acordo com a especificação do projeto.

4.2.1 Rigidez da mola

Para verificar se a mola utilizada na construção do protótipo estava de acordo com o especificado no projeto, ou seja, possuir uma rigidez de 50000 N.m⁻¹.

A Figura 22 mostra a variação da deformação em função da carga e a equação da reta onde o seu coeficiente angular é a constante de rigidez da mola.



Figura 22: Gráfico do ensaio de carga-deformação da mola utilizada no protótipo.

Desta forma observa-se que a constante de rigidez da mola foi de 49650 N.m⁻¹, próximo dos 50000 N.m⁻¹ especificado no projeto.

4.3 Calibração dos sensores

4.3.1 Calibração da célula de carga

Os resultados do ensaio de calibração da célula de carga podem ser observados na Figura 23. A curva de calibração obtida indica uma linearidade do sensor com um r^2 de 0,998. Esta linearidade indica que o funcionamento do sensor é adequado para medir a força da reação do solo no patim.

A curva de calibração estática (Equação 1) para a célula de carga foi:

 $y = 463,600 \cdot x + 0,640 \pm 0,043$ (erro provável) Equação 1

Sendo que x representa o sinal dado em $mV.V^{-1}$ e y a força em kgf.



Figura 23: Curva de calibração da célula de carga.

4.3.2 Calibração do transdutor de deslocamento linear potenciométrico

4.3.2.1 Transdutor utilizado para o levantamento do perfil do solo

Com os valores de deslocamento e resistência pode-se determinar a curva de calibração do sensor, conforme apresentado na Figura 24. Devido à linearidade da curva $(r^2 = 1)$ a Equação 2 pôde ser utilizada no programa de aquisição de dados para possibilitar o cálculo do deslocamento em função das ondulações do solo.

 $y = 29,322x + 0,175 \pm 0,540$ (erro provável) Equação 2

Sendo que x representa o sinal dado em k Ω e y o deslocamento em mm.



Figura 24: Curva de calibração do transdutor potenciométrico de 150 mm de curso.

4.3.2.2 Transdutor utilizado para medir o deslocamento do patim

A Figura 25 apresenta a curva de calibração obtida com o transdutor potenciométrico de 450 mm de curso útil. Observa-se que a curva apresenta linearidade $(r^2 = 1)$, portanto a Equação 3 pôde ser utilizada no programa de aquisição de dados para possibilitar o cálculo do deslocamento do patim.

Sendo que x representa o sinal dado em k Ω e y o deslocamento em mm.



Figura 25: Curva de calibração do transdutor potenciométrico de 450 mm de curso.

4.4 Ensaios em caixa de solo para avaliação do mecanismo proposto

Para a avaliação do mecanismo proposto foi realizado o levantamento do perfil do solo simultaneamente às medidas do deslocamento do patim e da reação do solo no patim. Isto foi necessário pois o perfil do solo não era uma onda senoidal perfeita tendo em vista que este foi preparado manualmente com o auxílio de uma fôrma com uma distância de 1,5 m entre sulcos e amplitude entre 0,025 m e 0,05 m.

Em seguida foram realizadas 10 repetições para cada velocidade deslocando-se o protótipo ao longo das cinco ondas de solo. A partir dos resultados obtidos foram gerados os gráficos mostrados na Figura 26 (velocidade = $0,14 \text{ m.s}^{-1}$) e na Figura 27 (velocidade = $0,42 \text{ m.s}^{-1}$).



Figura 26: Ensaio com velocidade de 0,14 m.s⁻¹.



Figura 27: Ensaio com velocidade de 0,42 m.s⁻¹.

Comparando a força de reação do solo obtida experimentalmente com a força simulada no Matlab[®] nota-se que o comportamento de ambas são semelhantes com pontos de máximo bastante próximos. Observa-se que há uma defasagem das ondas experimental e simulada em alguns pontos. Esta defasagem ocorre devido ao fato de que as ondas experimentais não possuírem uma distância entre sulcos perfeitamente iguais e no caso do modelo foi inserido um solo senoidal. Outro fato que pode-se observar nos gráficos é que os pontos de mínimo da força obtida experimentalmente fica em torno de 10 a 15 N e no caso da força simulada estes valores ficam em torno de 280 a 330 N. Esta diferença está no fato de o modelo não considerar o atrito nas articulações e nas roldanas do mecanismo e devido às forças de grande magnitude envolvidas do mecanismo este atrito se torna significativo tornando o movimento do mecanismo do protótipo bastante amortecido. Este fato pode ser solucionado incorporando o atrito no modelo ou ainda minimizando o atrito no protótipo fazendo o uso de rolamentos e lubrificação nas articulações e roldanas.

Ainda analisando os gráficos da Figura 26 e da Figura 27 nota-se que quando o patim está se deslocando na parte da subida do sulco praticamente não há afastamentos do solo. O mesmo não ocorre quando o patim percorre a descida do sulco, onde se observa afastamentos do solo. Porém analisando-se com mais detalhes a ocorrência deste fenômeno notou-se que o mesmo ocorria devido a uma defasagem entre o ponto de contato patim-solo na situação de descida do sulco e o ponto de medida do deslocamento. Tal fato pode ser melhor observado por meio da Figura 28.



Figura 28: Erro de medida provocado pelo ponto de contato do patim com o solo, experimento (a) e esquema explicativo (b).

Durante os ensaios, fazendo uma análise do comportamento do protótipo, observou-se que tais afastamentos não ocorriam.

Observando-se os valores médios, máximo e mínimo do erro (afastamento, valores negativos; e, afundamento, valores positivos), tanto para a velocidade de 0,14 m.s⁻¹ (Tabela 5) quanto para a velocidade de 0,42 m.s⁻¹ (Tabela 6) nota-se que os valores máximos ficam entre 5 e 8 mm, ou seja, o patim afunda no solo no máximo com esta magnitude, evidenciando o bom funcionamento do protótipo tendo em vista que estas variações são resultado de acomodação do solo por onde o patim passa. Já no caso dos valores mínimos (afastamento do solo) observa-se ocorrência de valores maiores, entre 33 e 42 mm. Este fato não pode ser interpretado como um afastamento do solo uma vez que isso ocorreu devido à diferença entre o ponto de contato patim-solo e ponto de medida dos deslocamentos.

Velocidade média = 0,14 m.s ⁻¹				
Donotioão	Média	Desvio Padrão	Máximo	Mínimo
Kepetiçao	[mm]			
1	-8.46	11.67	8.04	-33.49
2	-7.92	11.37	7.82	-33.17
3	-8.31	11.68	7.83	-36.11
4	-7.70	11.46	7.77	-34.10
5	-9.66	11.39	5.76	-34.31
6	-7.97	11.43	7.29	-33.52
7	-8.28	11.50	7.25	-32.96
8	-8.51	11.69	7.50	-34.38
9	-8.90	11.52	6.05	-33.99
10	-8.90	11.52	6.05	-33.99
Média	-8.46	-	7.14	-34.00
DP	0.58	-	0.86	0.88

Tabela 5: Resultados do erro (afastamento ou afundamento do patim no solo) para uma velocidade de $0,14 \text{ m.s}^{-1}$.

Velocidade média = $0,42 \text{ m.s}^{-1}$				
Donotioão	Média	Desvio Padrão	Máximo	Mínimo
Kepetiçao		[mm]		
1	-9.07	10.73	5.47	-34.43
2	-9.68	10.86	5.64	-34.68
3	-8.24	10.78	5.77	-34.85
4	-9.46	11.13	7.37	-34.44
5	-8.92	10.72	5.50	-34.06
6	-9.38	11.23	5.66	-39.75
7	-9.23	11.24	5.87	-37.69
8	-8.80	11.24	5.83	-35.59
9	-9.41	11.22	5.82	-37.36
10	-8.99	10.76	5.82	-34.81
Média	-9.12		5.87	-35.77
DP	0.41		0.54	1.87

Tabela 6: Resultados do erro (afastamento ou afundamento do patim no solo) para uma velocidade de $0,42 \text{ m.s}^{-1}$.

De forma geral, nota-se que o afastamento médio para a velocidade de $0,14 \text{ m.s}^{-1}$ foi de 8,46 mm e para a velocidade de $0,42 \text{ m.s}^{-1}$ foi de 9,12 mm.

5 CONCLUSÕES

- O protótipo construído com base nos resultados das simulações realizou de forma satisfatória o seguimento do perfil do solo.
- O mecanismo proposto permitiu afastamentos e afundamentos mínimos para as velocidades de 0,14 m.s⁻¹ e 0,42 m.s⁻¹, demonstrando que é adequado para ser utilizado no UNIMAC-Cana.
- A suspensão pantográfica (mecanismo de quatro barras) representa uma solução adequada para a sustentação da unidade de corte e alimentação do auxílio mecânico para a colheita de cana-de-açúcar uma vez que possui estrutura robusta e é de fácil construção.
- O modelo utilizado nas simulações utilizando o Matlab[®] mostrou-se adequado uma vez que permitiu o dimensionamento da mola do mecanismo por meio da simulação adequada do seu comportamento dinâmico e da obtenção da força de interação entre o perfil do solo e o patim.
- A metodologia empregada neste projeto (simulação, construção e avaliação) mostrou-se adequada, pois não foram necessárias adaptações ou modificações após a construção do protótipo apresentando resultados simulados e experimentais muito próximos.

6 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A experiência adquirida durante o desenvolvimento do presente trabalho mostrou que a suspensão pantográfica da forma que foi proposta permite o seguimento do perfil do solo de forma satisfatória em baixas velocidades. Sugere-se avaliar o sistema em velocidades maiores, correspondentes à utilização do mecanismo em sistemas mecanizados de colheita, incorporando ao modelo o efeito do amortecimento. Além disso, sugere-se também a realização da otimização do mecanismo tendo em vista que a reação do contato entre o patim e o perfil do solo pode ser minimizada melhorando as condições de flutuação em solos menos compactados. Finalmente recomenda-se a avaliação funcionamento do mecanismo em condições reais de campo durante a colheita da cana-de-açúcar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIANCHINI, A. Desenvolvimento teórico experimental de disco de corte dentado passivo para corte de palhiço em cana-de-açúcar. Campinas, SP. FEAGRI/UNICAMP, 2002. 241 p. (Tese de Doutorado)

BRAUNBECK, O. A. Proposta brasileira de colheita mecanizada. In: Anais do I Seminário Soluções e Novidades na Mecanização da Cana-de-Açúcar. Ribeirão Preto, março 1999. p. 56-60.

BRAUNBECK, O. A.; BANCHI, A. D. Carregamento contínuo: redução de impurezas minerais. **Boletim Técnico Copersucar.** São Paulo, n.43, p.35-42, julho 1988.

BRAUNBECK, O. A.; MAGALHÃES, P.S.G. Colheita sustentável com aproveitamento integral de palha. **Visão Agrícola**, Esalq-USP, v. 1, n. 1, p. 72-78, 2004.

CONAB. Acompanhamento da Safra Brasileira - Cana-de-Açúcar Safra 2007/2008, segundo levantamento, agosto/2007. Companhia Nacional de Abastecimento. Brasília: Conab, 2007. Disponível em www.conab.gov.br. Acesso em 12 de novembro de 2007.

DE BEER, A. G.; HUDSON, C.; MEYER, B.; SEIGMUND, B. Green cane harvesting and trash management. In: INTERNATIONAL SOCIETY OF SUGARCANE TECHNOLOGISTS, 22., 1995, Cartagena. **Proceedings...** Colombia, 1995. v.1, p.133-149.

DOUGTH, S. Mechanics of machines. New York: John Wiley & Sons, 1988. 320 p.

FILIPPINI FILHO, G.; RODRIGUES, D. V. M.; BRAUNBECK, O.A. Força e energia necessária para o corte inercial da cana-de-açúcar com facas oscilantes. In: XXXIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 2004, São Pedro - SP. Anais. São Pedro - SP: SBEA, 2004. v. 1. p. 1-4.

FURLANI NETO, V. L. A Colheita de cana Crua (Sem Queima) no Brasil. Piracicaba, **ESALQ/USP**,1991.31p.

FURLANI NETO, V.L.; RIPOLI, T.C.; VILA NOVA, N.A. Colheita mecânica: perdas de matéria-prima em canaviais com e sem queima prévia. **Revista STAB**. Vol.14 nº6 jul-ago/1996.

GARSON, C.A. Control of harvester base cutter height. **Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists**, Towsville, v.1, p. 156-162, 1992.

GARSON, C.A.; ARMSTRONG, M. Ultrasonic base cutter height control: a report on 1992 season experiments. **Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists**, Bundaberg, v.1, p. 52-59, 1993.

GUPTA, C.P., ODUORI, M.F. Design of the revolving knife-type sugarcane basecuter. **American Society of Agricultural Engineers**. Vol. 35(6): Nov/Dec 1992. p 1747-1752.

HENKEL, C.R.; FUELLING, T.G.; RIDGE, D.R. Effect of basecutter setting on dirt in the cane supply and cane left in the field. **Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists.** 1979. p.19-25.

IDEA News. Ainda há capacidade para fabricar mais usinas? **Revista IDEA News.** ANO 6, no.68. p.6-20. Ribeirão Preto, 2006.

KROES, S., HARRIS, H.D. Efects of cane harvester basecutter parameters on the quality of cut. **Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists.** 16: 169-177 1994.

_____. Cutting force and energy during na impact cut of sugar cane Stalks. **CIGR Ag. Eng. Conf.** Madrid. 96A-035 1996.

LOPES, G.T.; MAGALHÃES, P.S.G.; NÓBREGA, E.G.O. Optimal header height control system for combine harvesters. **Byosistems Engineering**, Londres, v. 81, n. 3, p. 261-272, 2002.

MAGALHÃES, P.S.G; BRAUNBECK O. A. Colheita de cana-de-açúcar: atualidade e perspectiva. In: Anais Congresso de Ingeniería Rural y Mecanización Agraria en el Ambito Latinoamericano. La Plata - Argentina, 1998. p. 262-273.

NEVES, J.L.M. **Avaliação de perdas invisíveis em colhedoras de cana-de-açúcar picada e alternativas para sua redução.** Campinas, SP. FEAGRI/UNICAMP, 2003. 223 p. (Tese de Doutorado)

NEVES, J.L.M.; MARCHI, A.S.; PIZZINATO, A.A.S.; MENEGASSO, L.R. Comparative testing of floating and a conventional fixed base cutter. In: INTERNATIONAL SOCIETY OF SUGAR CANE TECHNOLOGISTS CONGRESS, 24., Brisbane, 2001. **Proceedings....** Mackay: The ISSCT Congress Organising Committee, 2001. v. 2, p. 257-262.

NEVES, J. L. M.; MAGALHÃES, P. S. G.; MORAES, E. E.; ARAUJO, F. V. M. Avaliação de perdas invisíveis na colheita mecanizada em dois fluxos de massa de canade-açúcar. **Engenharia Agrícola**, v. 26, p. 787-794, 2004.

NOVAIS, R. G. Establishing optimum standards for the lower cutting device of the sugar cane harvester. **Proceedings of International Society of the Sugar Cane Technologists**. 16: 2011-2021 1977

OMETTO, M.C. Desempenho da colhedora Engeagro. **Revista STAB**. V-12(3), p.21-24, 1994.

PROCANA. **Conheça o setor** – Um mercado de R\$ 40 bilhões. Disponível na Internet em: www.procana.com.br. Acesso em 15 de setembro de 2005.

_____. **Conheça o setor** – Os impressionantes números do setor (safra 2006/07). Disponível na Internet em: www.procana.com.br. Acesso em 12 de novembro de 2007.

RIDGE, D. R. Minimizing the problem of soil in chopper harvester cane. I.T.S.S.C., 1990. p.315-323.

RIDGE, D.R.; DICK, R.G. A new method for testing cane harvester performance. **Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists.** 1987. p.87-92.

_____. Current research on green cane harvesting and dirt rejection by harvesters. **Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists.** 1988. p.19-25.

RIPOLI, T. C.; MIALHE, L. G. Colheita manual vs. colheita mecanizada da cana-deaçúcar. **Revista STAB.** Piracicaba, v.5, n.3, p.27-37, jan/fev. 1987.

RIPOLI, T.C.; MIALHE, L. G, BRITO, J. O. Queima de Canavial: O desperdício não mais Admissível. **Álcool & Açúcar**, São Paulo, (54):18-23, jul/ago, 1990.

SALVI, J. V.; MATOS, M. A.; MILAN, M. Avaliação do desempenho de dispositivo de corte de base basal de colhedora de cana-de-açúcar. **Engenharia Agrícola**, v. 27, p. 701-209, 2005. DOI: 10.1590/S0100-69162007000100014.

SANTOS, I.F. **Dinâmica de sistemas mecânicos: modelagem, simulação, visualização e verificação.** São Paulo: Ed. Makron Books, 2000. 272 p.

SCANDALIARIS, J.; MURO, E. ; MARIOTTI, J. Comparative evaluation of harvesting systems. . In: INTERNATIONAL SOCIETY OF SUGAR CANE TECHNOLOGISTS CONGRESS,18., 1983, La Havana. **Proceedings...** Cuba: The Executive Committee of The ISSCT, 1983. v.1, p. 475-487.

SCHEMBRI,M.G.; MCKENZIE,N.J.; CONNOR,A.; EVERITT,P.G. Further advances in automating base cutter height control. In: AUSTRALIAN SOCIETY OF SUGAR CANE TECHNOLOGISTS CONFERENCE, 22. 2000. Bundaberg. **Proceedings...** Brisbane: D.M.Hogart, 2000. p. 92-97.

VOLPATO, C.E.S. **Otimização de um cortador de base flutuante para seguimento do perfil de solo em colhedoras de cana-de-açúcar.** Campinas, SP. FEAGRI/UNICAMP, 2001. 204 p. (Tese de Doutorado)

VOLPATO, C.E.S.; BRAUNBECK, O.A.; BORGES, P.H.M.; OLIVEIRA, C.A.A. Desenvolvimento e avaliação de um protótipo de cortador de base para colhedoras de cana-de-açúcar. In: XXXI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 2002, Salvador - BA. **Anais**. Salvador - BA : SBEA, 2002. v. 1. p. 1-4.

VOLPATO, C.E.S.; BRAUNBECK, O.A.; OLIVEIRA, C.A.A. **Modelo dinâmico de simulação e otimização da força normal de reação do solo para um mecanismo de corte basal.** Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v. 25, n. 2, p. 436-446, 2005.

APÊNDICE 1 – PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO MECANISMO EM MATLAB

Programa principal: Simula4Barras (entrada de dados) % Programa "SIMULA 4 BARRAS": % Resolve o sistema de nove equações X = M / b considerando as seguintes % incógnitas: % F122x ;F122y ;F232x ;F232y ;F144x ;F144y ;F344x ; F344y e Teta2PP % Este programa analisa o movimento em contato com o perfil de apoio e % livre(sem contato com o perfil). clc ; clear all format bank load AcSolo ; % Carrega Matriz de Coef. e Termo independente 8 % rp3x; rp3y : Posiçao da ponta com relaçao a origem da base 3, % representada na base 3. % rsy: Altura do perfil com relação a sua linha neutra % r6yi: Posiçã "r6y" relativa ao perfil de Apoio na Linha Neutra - [m] global t x rsy r6yi xp3 yp3 Ams DS Vmaq Amaq Teta2 Teta3 Teta4 Ppt xi eq_Malha_Solo eq_Malha global r1x r1y r2 r3 r4 TT2 TT3 TT4 r1i r22 r2i r33 r3i r44 r4i cp km m2 m3 m4 § _____

% Construcao da caixa de texto, onde sera definidos os valores para os % parametros do modelo.

scnsize = get(0,'ScreenSize'); title1 = ' GEOMETRIA DO MECANISMO PANTOGRAFICO '; prompt1 = { 'Comprimento da Barra Acionadora L2 [m]', 'Comprimento da Barra Acopladora L3 [m]','Comprimento da Barra Seguidora L4 [m]',' Posicao "x" da Articulaçao "A" (L1x)[m]','Posicao "y" da Articulaçao "A" (L1y) [m]', 'Cota "x" do cg da Barra 3 na base B3 [m]','Cota "y" do cg da Barra 3 na base B3 [m]','Cota "x" da Ponta de Apoio da Barra 3 no Perfil, na base B3 [m]','Cota "y" da Ponta de Apoio da Barra 3 no Perfil, na base B3 [m]','Posicao "x" do Eixo da Roldana [m], na base inercial','Posicao "y" do Eixo da Roldana [m], na base inercial'}

lines= 1;

def1 = { '0.60' , '0.577' , '0.60' ,'0.428' , '-0.378' ,'0.317', '0.154','-0.737','-0.211','0','0' };

entrada = inputdlg(prompt1,title1,lines,def1);

r2 =str2num(char(entrada(1)));% Comprimento da Barra Acionadora L2 [m] =str2num(char(entrada(2)));% Comprimento da Barra Acopladora L3 [m] r3 =str2num(char(entrada(3)));% Comprimento da Barra Seguidora L4 [m] r4 r1x =str2num(char(entrada(4)));% Posicao "x" da Articulaçao "A" [m], na % base inercial rly =str2num(char(entrada(5)));% Posicao "y" da Articulaçao "A" [m], na % base inercial x3cm =str2num(char(entrada(6)));% Cota "x" do cg da Barra 3, na B3 [m] y3cm =str2num(char(entrada(7)));% Cota "y" do cg da Barra 3, na B3 [m] xp3 =str2num(char(entrada(8)));% Cota "x" da Ponta de Apoio da Barra 3 % no Perfil, na base B3 [m] yp3 =str2num(char(entrada(9)));% Cota "y" da Ponta de Apoio da Barra 3 % no Perfil, na base B3 [m] r5x =str2num(char(entrada(10)));% Posicao "x" do Eixo da Roldana [m], na % base inercial r5y =str2num(char(entrada(11)));% Posicao "y" do Eixo da Roldana [m], na % base inercial

title2 = 'PROPRIEDADES INERCIAIS DO MECANISMO'; prompt2 = { 'Massa da Barra L2 [kg]','Massa da Barra L3 [kg]','Massa da Barra L4 [kg]','Momento de Inercia Iz de Massa da Barra L2 [kg m2]','Momento de Inercia Iz de Massa da Barra L3 [kg m2]','Momento de Inercia Iz de Massa da Barra L4 [kg m2]', 'Constante Elastica da Mola [N / m]','Deformaçao da Mola na Montagem [m]','Constante de amortecimento [N s / m]'}

50

```
lines= 1;
def2 = { '8', '384','6','.17','115.56','.36','50000','0.18', '800' };
entrada = inputdlg(prompt2,title2,lines,def2);
```

m2=str2num(char(entrada(1))); % Massa da Barra L2 [kg] m3=str2num(char(entrada(2))); % Massa da Barra L3 [kg] m4=str2num(char(entrada(3))); % Massa da Barra L4 [kg] I2zz=str2num(char(entrada(4))); % Momento de Inercia Iz de Massa da Barra

```
% L2 [kg m2]
```

I3zz=str2num(char(entrada(5)));% Momento de Inercia Iz de Massa da Barra
% L3 [kg m2]

I4zz=str2num(char(entrada(6))); % Momento de Inercia Iz de Massa da Barra
% L4 [kg m2]

km=str2num(char(entrada(7))); % Constante Elastica da Mola [N / m]
DeltaMont=str2num(char(entrada(8))); % Deformaçao da Mola na Montagem [m]
cp=str2num(char(entrada(9))); % Constante de amortecimento [N s / m]

prompt3 = { 'Velocidade de Avanço da Colhedora [m/s]', 'Aceleraçao de Avanço [m/s2]','Incremento de Tempo da Simulaçao [s]', 'Amplitude da Onda senoidal do perfil de Apoio [m]','Distancia entre Sulcos [m]','Numero de Ondas simuladas','Coeficiente de Atrito faca-solo. [decimal]','Posicionamento em altura do Cortador de Base [m]'};

title3 = 'CONDIÇOES OPERACIONAIS '; lines= 1; def3 = {'0.42', '0', '0.01','0.05', '1.5', '2.5', '0.4', '-0.7'}

entrada = inputdlg(prompt3,title3,lines,def3);

DS=str2num(char(entrada(5))); %Distancia entre Sulcos [m]

51

OS=str2num(char(entrada(6))); %Numero de Ondas simuladas mi=str2num(char(entrada(7))); %Coeficiente de Atrito faca-solo. [decimal] r6yi=str2num(char(entrada(8))); %Posicionamento em altura do Cortador de % Base [m]

8

```
Teta2i = 0*pi/180 ; Teta2Pi = 0.001 ; Teta2PPi= 0;
Teta2 = Teta2i ; Teta2P = Teta2Pi ; Teta2PP = Teta2PPi;
Teta3i = 90*pi/180; Teta3Pi = 0.001 ; Teta3PPi = 0 ;
Teta3= Teta3i ; Teta3P = Teta3Pi ; Teta3PP = Teta3PPi ;
```

```
Teta4i = 180*pi/180 ; Teta4Pi = 0.001; Teta4PPi = 0 ;
Teta4 = Teta4i ; Teta4P = Teta4Pi ; Teta4PP = Teta4PPi ;
Teta43i = [Teta3i;Teta4i] ;
V23i = [Teta2Pi ; Teta3Pi ; Teta4Pi ] ;
```

8

F122x = 5; F122y = 5; F122z = 0 ; F232x = 5 ; F232y = 5 ; F232z = 0 ; F144x = 5; F144y = 5; F144z = 0 ; F344x = 5 ; F344y = 5 ; F344z = 5 ;

```
% POSICIONAMENTO INICIAL DO MECANISMO ANTES DE INICIAR A SIMULAÇÃO
 % Compatibilização dos ângulos Teta2, Teta3, Teta4 e das cotas x e y do
 % perfil para iniciar o movimento
 % Devem ser satisfeitas as equações dos Loops 1 e 2 alem da equação do
 % perfil.
 T = 0;
 Angsi = [ Teta2i ; Teta3i ; Teta4i ; xi ]
                                                     ;
 Angs = fsolve('MALHA_SOLO', Angsi );
 Teta2 = Angs(1) ; Teta3 = Angs(2) ;Teta4 = Angs(3) ; xi =
Angs(4)
        ;
 Teta43i = Angs(2:3)
                                                              ;
 rsy = Ams * sin(2*pi * x / DS )
                                                              ;
 ModLBOo = eval(ModLBO)
                                                              ;
% ========== Dados para a Iteração no Tempo
                                              _____
    Dx = Vmaq * Dt ; % Delta "x" da Simulação
    TTS= (OS * DS - x ) / Vmaq \ ; % Tempo Total Simulado
    NPS = floor(TTS / Dt) ; % Número de Pontos Simulados
8
% Monta coordenadas do perfil para grafico
j=0
                                 ;
for t = 0 : Dt : OS * DS / Vmaq
j = j + 1 ; x = Vmaq * t ;
XS(j) = x
            ;
YS(j) = r6yi + Ams * sin(2*pi* x/DS) ; % Cota " y1 " da onda do
                       % perfil, no sistema global de referencia
end
 Ppt0i = eval(Ppti)
                                                          ;
 x = xi
                                                          ;
   % =INICIO DA SIMULAÇAO - Iterações no Tempo
                                              _____
```

```
53
```

```
for N = 1 : NPS
                                  ;
  t = N * Dt
                                  ;
   x = x + Dx
                ; % Cota "x" do ponto de contato ponta-solo
                      Reação do Solo
8 ============
                                     _____
% Entra perfil de solo e lei de comportamento mecânico
if eval(Ppti(2)) > eval(Perfil(2))
       Rs = 0 ;
else
      Rs = 100e3* norm(eval(Perfil-Ppti)) ;
end
%_____
% == COSENOS DIRETORES DA TANGENTE À TRAJETÓRIA DO PONTO DE CONTATO ==
AngTg = atan2(eval(Vpti(2)), eval(Vpti(1)))
                                                         ;
8
8 ##
      SOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES
                                                ####
% INCOGNITAS:F122x F122y F232x F232y F144x F144y F344x F344y Teta2PP
X = eval(M) \setminus eval(b)
                                                        ;
Teta2PP = X(9)
                      ;
Teta2P = Teta2P + Teta2PP * Dt
                              ;
Teta2 = Teta2 + Teta2P * Dt ;
% =TETA3 e TETA4 correspondentes ao TETA2 determinado na linha anterior =
Teta43= fsolve('MALHA_4BARRAS', Teta43i,optimset('Display','off')) ;
Teta3 = Teta43(1) ; Teta4 = Teta43(2)
                                   ;
Teta43i = Teta43
                                        ;
```

```
54
```

```
% ===
          Armazena Dados para os Gráficos =========
MecPlotR1X(N,1:3) = eval(XR1graf) ; MecPlotR1Y(N,1:3) = eval(YR1graf) ;
MecPlotX(N, 1:7) = eval(Xgraf); MecPlotY(N, 1:7) = eval(Ygraf);
RsG(N) = Rs
                                                  ;
Rs
 8
 % === Grafico do Perfil e do Mecanismo ao longo da Simulaçao =======
figure(1)
plot(XS,YS)
                             ;
hold on
       ;
plot(eval(XR1graf), eval(YR1graf),'r*') ;
axis equal ; % Desenha a Barra 1
plot(eval(Xgraf), eval(Ygraf))
                            ;
axis equal ; pause(.1) ;
hold off
  end % FIM DA ITERAÇÃO NUMÉRICA
  DD(1) = fix(Vmaq*100)/100 ; DD(2) = fix(cp) ; DD(3) = km ;
RsG(1) = 0
                            ;
figure(2)
plot (XS(j-NPS+1:j),RsG)
```

Programa auxiliar: AcSolo

```
% SIMULAÇÃO DO PROCESSO DE ACOMPANHAMENTO DE UM PERFIL RÍGIDO (Mecanismo
% Solto sobre o Perfil)
```

% MATRIZ "M" e TERMO "b" APLICANDO AS EQUAÇÕES DE: NEWTON + EULER clc;clear all; %Monta 9 Equações Lineares nas 9 Incognitas: % F122x ; F122y ; F232x ; F232y; F144x; F144y ; F344x ; F344y ; Teta2PP; % xp3; yp3 : Posiçao da ponta com relaçao a origem da base 3, % representada na base 3. % rsy : Altura do perfil com relaçao a sua linha neutra % [r5x ; r5y ; 0] ; % Posição roldana cabo % r6yi: Posição (altura) "r6y" relativa ao perfil de Apoio na Linha % Neutra - [m] % r6y : Altura da origem da Bi na articulaçao fixa da barra 4 relativa a % linha neutra do perfil % rsyp : Velocidade vertical da ponta de apoio : Distancia horizontal da origem do sistema inercial fixo ate a 8 X % ponta de contato do acoplador com o solo. % Teta2m : Corresponde à posição angular média da Barra-2 que inicia o % movimento na altura média do perfil do solo. 8_____ syms m2 m3 m4 mca Rs CDtq q mi k km cp snT2 snT3 snT4 csT2 csT3 csT4 t syms r1x r1y r1 r2 r3 r4 r5x r5y x x2cm y2cm x3cm y3cm x4cm y4cm xp3 yp3 syms rsy r6yi xo Teta2 Teta2m Teta2P Teta2PP Teta3 Teta3P Teta3PP syms Teta4 Teta4P Teta4PP Vmaq Amaq AngTg CDtgx CDtgy syms Lmi ModLBO ModLBOo DeltaMont Ams DS dba mia Pptx0i Ppty0i syms F122x F122y F122z F232x F232y F232z F144x F144y F144z F344x F344y syms F344z syms I2xx I2xy I2xz I2yx I2yy I2yz I2zx I2zy I2zz; % Tensor de Inercia da % Barra Acionadora syms I3xx I3xy I3xz I3yx I3yy I3yz I3zx I3zy I3zz; % Tensor de Inércia do % Acoplador syms I4xx I4xy I4xz I4yx I4yy I4yz I4zx I4zy I4zz; % Tensor de Inércia da % Barra Seguidora MATRIZES DE TRANSFORÇÃO DE COORDENADAS ୫**୫**୫୫୫୫୫୫୫୫୫୫୫ 응응응응응응응 % Base 2 - B2 - Gira com a Barra Acionadora (Origem na Articulação Fixa % da Barra) % Base 3 - B3 - Gira com a Barra Acopladora (Origem na Articulação % Inferior da Barra) % Base 4 - B4 - Gira com a Barra Seguidora(Origem na Articulação Fixa da % Barra)

56

TT2=[cos(Teta2) sin(Teta2) 0;-sin(Teta2) cos(Teta2) 0; 0 0 1];% Bi--> B2
TT3=[cos(Teta3) sin(Teta3) 0;-sin(Teta3) cos(Teta3) 0;0 0 1];% B2--> B3
TT4=[cos(Teta4) sin(Teta4) 0;-sin(Teta4) cos(Teta4) 0; 0 0 1];% Bi--> B4
Teta34=Teta4-(Teta2+Teta3) ;% Base-4 local referenciada à Base-3
TT34=[cos(Teta34) sin(Teta34) 0;-sin(Teta34) cos(Teta34) 0; 0 0 1];%B3>B4

%%%POSIÇÃO DAS ORIGENS DAS BASES LOCAIS, CG's das PEÇAS e PONTO DE %%%CONTATO %% rli = [rlx ; rly ; 0] ; % Origem da Base 2 na Bl r22 = [r2; 0; 0]; % Origem das Bases 3 na B2 r2i = TT2.'* r22; r33 = [r3 ; 0 ; 0] r3i = TT2.'* TT3.' * r33 ; r44 = [r4 ; 0 ; 0] ; %Origem da Base 4 na B4 r4i = TT4.'* r44 ; r5i = [r5x ; r5y ; 0] ; % Posição roldana cabo rp3 = [xp3 ; yp3 ; 0] ; % Coordenadas da Ponta Relativas à Base-3 rpi = TT2.' * TT3.' * rp3 : % Posição a qualquer tempo do Ponto de Contato (Base-I) Ppti = [Vmaq * t ; 0 ; 0] + r1i + r2i + rpi ;

r2cm2 = [x2cm ; y2cm ; 0] ; % C.G. da Barra Acionadora na Base-2 r3cm3 = [x3cm ; y3cm ; 0] ; % C.G. da Barra Acopladora na Base-3 r4cm4 = [x4cm ; y4cm ; 0] ; % C.G. da Barra Seguidora na Base-4

% PERFIL: Senoidal % Posição Vertical do Perfil no ponto de contato (Base-I) rsy = Ams * sin(2*pi * x / DS) ; xo=Vmaq*t; % Posiçao Artic. superior Barra 1, Relativo a origem inercial yp =r6yi + rsy ; % Cota "y" do perfil relativa a origem inercial Perfil = [x ; yp ; 0] ; % Coordenadas Inerciais do perfil Rop = [x - xo ; yp ; 0] ; % Vetor posiçao de um ponto do perfil com % relaçao a artic. fixa da Barra 4.

%_

% Grafico do mecanismo
XR1graf = xo + [0 , r1i(1) , 0] ; % Coord. X das Articulações
% Superior e Inferior da Barra 1 fixa

```
YR1graf = [ 0 , r1i(2) , 0 ] ; % Coord. Y das Articulações Superior e
                              % Inferior da Barra 1 fixa
Xgraf = xo + [0, r1i(1), r1i(1) + r2i(1), r1i(1) + r2i(1) + rpi(1),
r1i(1) + r2i(1), r1i(1) + r2i(1) + r3i(1), 0]
Ygraf = [0, r1i(2), r1i(2) + r2i(2), r1i(2) + r2i(2) + rpi(2),
r1i(2) + r2i(2), r1i(2) + r2i(2) + r3i(2), 0];
<del>ا</del>ه _____
      % Equaçao Rotina Malha-Solo
eqq1 = r1i + r2i + r3i - r4i ; % Malha 1
                                       ; % Malha 2
eqq2 = r1i + r2i + rpi - Rop
eq_Malha_Solo = subs([ eqq1(1:2) ; eqq2(1:2) ]) ;
oo _____
% Equaçao Rotina Malha
        A = r1i + r2i + r3i - r4i
                                             ;
        eq Malha = A(1:2)
                                              ;
00
      Velocidades e Aceleraçoes Angulares Absolutas das Bases Locais
8
             %%%% Velocidades Angulares Absolutas %%%%%
Omega22 = [0 ; 0 ; Teta2P ]; % Vel. Ang. Abs. da Barra 2 e da Base-2
Omega33 = [0; 0;(Teta2P+Teta3P)]; % Vel. Ang. Abs. da Barra 3 e da Base-3
Omega44 = [0 ; 0 ; Teta4P ]; % Vel. Ang. Abs. da Barra 4 e da Base-4
             %%%% Acelerações Angulares Absolutas %%%%%%%
Omega2P2 = [0; 0; Teta2PP ] ; % Acel. Ang. Abs. da Barra 2 e da Base-2
Omega3P3=[0;0;(Teta2PP+Teta3PP)];% Acel. Ang. Abs. da Barra 3 e da Base-3
Omega4P4=[0;0;Teta4PP] ; % Acel. Ang. Abs. da Barra 4 e da Base-4
           VELOCIDADES DAS ORIGENS DAS BASES LOCAIS e CG's das PECAS
8
Voi=[Vmaq; 0; 0]; % Vel.da Origem da Base 1 na Base Inercial (Base-1)
Va2= TT2 * Voi
                ;% Vel. da Origem da Base-2 na (Base-2)
V2cm2=Va2+cross(Omega22,r2cm2);%Vel.lin.abs c.g. Barra Acionadora(Base-2)
Vb2=Va2+cross(Omega22,r22) ;% Vel. Origem da Bases-3 na (Base-2)
```

```
58
```

```
% _____
                 ACELERAÇÕES LINEARES ABSOLUTAS DOS CG'S das PEÇAS
00
%___
Aoi = [ Amaq ; 0 ; 0 ] ;% Acel. cg. da máquina
                                                              (Base-1)
Aa2 = TT2 * Aoi
                         ;% Acel. Origem Base-2 na
                                                               (Base-2)
Ab2 = Aa2 + cross(Omega2P2, r22) + cross(Omega22, cross(Omega22, r22));
% Ac. lin. Abs. Origem Bases 3 na (Base-2)
Ab3 = TT3 * Ab2 ;% Ac. lin. Abs. Origem Bases 3 na
                                                      (Base-3)
Ao4 = TT4 * Aoi ;% Ac. lin. Abs. Origem Base 4 na (Base-4)
A2cm2 = Aa2 + cross(Omega2P2, r2cm2) + \dots
cross(Omega22,cross(Omega22,r2cm2)); % Ac.lin. Abs c.g. barra Acionadora
                                   % (Base-2)
A3cm3a = cross(Omega3P3,r3cm3)
                                            ;
A3cm3b = cross(Omega33, cross(Omega33, r3cm3));
A3cm3= Ab3 + A3cm3a + A3cm3b;% Ac.lin. Abs c.g. barra Acopladora(Base-3)
A4cm4a = cross(Omega4P4, r4cm4)
                                                  ;
A4cm4b = cross(Omega44, cross(Omega44, r4cm4))
                                                 ;
A4cm4 = Ao4 + A4cm4a + A4cm4b; %Ac.lin. Abs. cg. barra Seguidora (Base-4)
```

%		
00	FORÇAS Z	ATUANTES SOBRE as PEÇAS
olo		
P2i	= [0 ; -m2*g ; 0]	;% Peso Barra Acionadora na (Base-I)
P3i	= [0 ; -m3*g ; 0]	;% Peso Barra Acopladora na (Base-I)
P4i	= [0 ; -m4*g ; 0]	;% Peso Barra Seguidora na (Base-I)
P22	= TT2 * P2i	;% Peso Barra Acionadora na (Base-2)
P33	= TT3 * TT2 * P3i	;% Peso Barra Acopladora na (Base-3)
P44	= TT4 * P4i	;% Peso Barra Seguidora na (Base-2)
F122	= [F122x ; F122y ; F1	122z];% Reação mancal Barra Acin.(Base-2)
```
ModF122 = sqrt(F122x^2+F122y^2+F122z^2) ;% Módulo da Força F122
F232 = [F232x; F232y; F232z] ;% Ação B-Acopl. na B-Acin. (Base-2)
ModF232 = sqrt(F232x^2+F232y^2+F232z^2) ;% Módulo da Força F232
F233 = TT3 * F232;
F144 = [F144x; F144y; F144z]; % Reação mancal Barra Segd.(Base-4)
ModF144 = sqrt(F144x^2+F144y^2+F144z^2) ;% Módulo da Força F144
F344 = [F344x; F344y; F344z] ; % Ação B-Acopl. na B-Segd. (Base-4)
ModF344 = sqrt(F344x^2+F344y^2+F344z^2) ;% Módulo da Força F344
F343 = TT34.' * F344 ;
%_____
       Força da Mola sobre a Barra-2,
8
% ( Sentido: da articulação (L2-L3) para a Origem da Base 1
e____
LBO = -( rli + r2i ) ; % Vetor que vai do ponto "B" ao ponto "O"
ModLBO = sqrt(LBO(1)^2 + LBO(2)^2); % Cosenos diretores da forca da mola
CDLBO = LBO / ModLBO ;
Along = ModLBO - ModLBOo ; % Alongamento da Mola devido apenas ao
                         % movimento domecanismo
Fmi = km * (Along + DeltaMont) * CDLBO
                                       ; % Força da Mola na Base i
Fm2 = TT2 * Fmi
                                         ; % Força da Mola na Base 2
00
   Força do Amortecedor sobre a Barra-2, atuando no sentido contrário
8
  à Velocidade entre os pontos "O" e "B"
8
% Constante de Amortecimento Equivalente Ponta-Mola
    = cp * ( Vpti(2))^2 / ( ModLmP )^2
Fс
8
LBOPi = - diff( TT2.' , Teta2 ) * Teta2P * r22 ;
Fci = cp * LBOPi
                                                 ;
Fc2 = TT2 * Fci
                                                  ;
Fmc2 = Fm2 + Fc2 ; % Força do Elemento Kelvin (mola + amortecedor)
8
0
                          REAÇÃO DO PERFIL
% A reação normal do Perfil estará atuando em direção normal à superfície
```

```
60
```

% do Perfil e em sentido 90 graus adiantada com relação à direção e % sentido da tangente à trajetória. ŝ Força Normal CDnrx = cos(AngTg + pi/2); CDnry = sin(AngTg + pi/2); Rsni = Rs * [CDnrx ; CDnry ; 0] ; % Reação solo/ponto de % contato (Base-I) Rsn3 = TT3 * TT2 * Rsni ; % Reação solo/ponto de contato (Base-3) 8 Força de Atrito 8 8 CDtgx = cos(AngTg); CDtgy = sin(AngTg); Rsati = - mi * Rs * [CDtgx ; CDtgy ; 0];% Força Atrito solo sobre disco % (Base-1) Rsat3 = TT3 * TT2 * Rsati ;% Força Atrito solo sobre disco (Base-3) 8 Força de Reaçao do Perfil Rsi = Rsni + Rsati ; Rs3 = Rsn3 + Rsat3; 8 MOMENTOS ATUANTES SOBRE as PEÇAS 00 % Barra Acionadora MF122 = cross(-r2cm2 , F122);% Momento de F122 na Art. Fixa da Barra % 2 (Base-2) MF232 = cross((r22-r2cm2), F232);% Momento de F232 na Art.Móvel da Barra % 2 (Base−2) Mmc22 = cross((r22-r2cm2), Fmc2);% Momento do Elem. Kelvin sobre a % Barra-2 (Base-2) % Barra Acopladora MF343 = cross((r33 - r3cm3) , (-F343));% Momento de F343 com relação ao % CG do Acoplador (Base-3)

```
MF233 = cross(( -r3cm3 ), (-F233));% Momento de F233 com relação ao
                                       % CG do Acoplador (Base-3)
MRs3 = cross((rp3 - r3cm3) , Rs3 );% Momento da Reação do Solo
                                     % (Base-3)
% Barra Sequidora
MF344 = cross((r44-r4cm4), F344); % Momento de F344 com relação ao CG da
                                  % Barra-4
                                                (Base-4)
MF144 = cross( -r4cm4 , F144); % Momento de F144 com relação ao CG da
                                  % Barra−4
                                                 (Base-4)
<u>ا ا</u>
               EQUILÍBRIO DINÂMICO DE FORÇAS (NEWTON)
% Barra Acionadora
eq1 = P22 + F122 + Fmc2 + F232 - m2 * A2cm2; %NEWTON DA BARRA-2
% Barra Acopladora
eq2 = P33 - F233 - F343 + Rs3 - m3 * A3cm3; %NEWTON DA BARRA-3
% Barra Sequidora
eq3 = P44 + F344 + F144 - m4 * A4cm4; %NEWTON DA BARRA-4
                 EQUILÍBRIO DINÂMICO DE MOMENTOS (EULER)
% Barra Acionadora
I2=[I2xx -I2xy -I2xz; -I2yx I2yy -I2yz; -I2zx -I2zy I2zz]; % BARRA-2
eq4=MF122+MF232+Mmc22-I2*Omega2P2-cross(Omega22,(I2*Omega22));
% Barra Acopladora
I3=[I3xx -I3xy -I3xz; -I3yx I3yy -I3yz; -I3zx -I3zy I3zz]; % Barra-3
eq5=MF233+MF343+MRs3-I3*Omega3P3-cross(Omega33,(I3*Omega33));
% Barra Seguidora
I4=[I4xx -I4xy -I4xz; -I4yx I4yy -I4yz; -I4zx -I4zy I4zz]; % BARRA-4
eq6=MF144+MF344-I4*Omega4P4-cross(Omega44, (I4*Omega44));
⁰___
8
                      Montagem da Matriz M
9
eq =simple([ eq1(1:2) ; eq2(1:2) ; eq3(1:2) ; eq4(3) ; eq5(3) ; eq6(3)]);
```

```
62
```

```
M(1,1) = diff(eq(1), F122x)
                                  ;
M(1,2) =diff(eq(1),F122y)
                                  ;
M(1,3) = diff(eq(1), F232x)
                                  ;
M(1, 4) = diff(eq(1), F232y)
                                  ;
M(1,5) = diff(eq(1), F144x)
                                  ;
M(1, 6) = diff(eq(1), F144y)
                                  ;
M(1,7) = diff(eq(1),F344x)
                                  ;
M(1,8) = diff(eq(1),F344y)
                                  ;
M(1,9) = diff(eq(1), Teta2PP)
                                  ;
M(2,1) = diff(eq(2), F122x)
                                  ;
M(2,2) = diff(eq(2), F122y)
                                  ;
M(2,3) = diff(eq(2), F232x)
                                  ;
M(2, 4) = diff(eq(2), F232y)
                                  ;
M(2,5) = diff(eq(2), F144x)
                                  ;
M(2, 6) = diff(eq(2), F144y)
                                  ;
M(2,7) = diff(eq(2), F344x)
                                  ;
M(2,8) = diff(eq(2),F344y)
                                  ;
M(2,9) = diff(eq(2), Teta2PP)
                                  ;
 M(3,1) = diff(eq(3), F122x)
                                  ;
M(3,2) = diff(eq(3), F122y)
                                  ;
M(3,3) = diff(eq(3), F232x)
                                  ;
M(3, 4) = diff(eq(3), F232y)
                                  ;
M(3,5) = diff(eq(3),F144x)
                                  ;
M(3, 6) = diff(eq(3), F144y)
                                  ;
M(3,7) = diff(eq(3),F344x)
                                  ;
M(3,8) = diff(eq(3),F344y)
                                  ;
M(3,9) = diff(eq(3), Teta2PP)
                                  ;
 M(4,1) = diff(eq(4), F122x)
                                  ;
M(4,2) = diff(eq(4), F122y)
                                  ;
M(4,3) = diff(eq(4), F232x)
                                  ;
```

```
M(4,4) =diff(eq(4),F232y)
M(4,5) =diff(eq(4),F144x)
```

;

;

M(4,6)	=diff(eq(4),F144y)	;
M(4,7)	=diff(eq(4),F344x)	;
M(4,8)	=diff(eq(4),F344y)	;
M(4,9)	<pre>=diff(eq(4),Teta2PP)</pre>	;
M(4,8) M(4,9)	<pre>=diff(eq(4),F344y) =diff(eq(4),Teta2PP)</pre>	; ;

M(5,1)	=diff(eq(5),F122x)	;
M(5,2)	=diff(eq(5),F122y)	;
M(5,3)	=diff(eq(5),F232x)	;
M(5,4)	=diff(eq(5),F232y)	;
M(5,5)	=diff(eq(5),F144x)	;
M(5,6)	=diff(eq(5),F144y)	;
M(5,7)	=diff(eq(5),F344x)	;
M(5,8)	=diff(eq(5),F344y)	;
M(5,9)	=diff(eq(5),Teta2PP)	;

M(7,1) = diff(eq(7), F122x); M(7,2) =diff(eq(7),F122y) ; M(7,3) = diff(eq(7), F232x); M(7,4) =diff(eq(7),F232y) ; M(7,5) = diff(eq(7),F144x); M(7,6) =diff(eq(7),F144y) ; M(7,7) = diff(eq(7),F344x); M(7,8) = diff(eq(7),F344y); M(7,9) =diff(eq(7),Teta2PP)

```
64
```

;

M(8,1) =diff(eq(8),F122x) ; M(8,2) =diff(eq(8),F122y) ; M(8,3) = diff(eq(8), F232x); M(8, 4) = diff(eq(8), F232y); M(8, 5) = diff(eq(8), F144x); M(8, 6) = diff(eq(8), F144y); M(8,7) = diff(eq(8),F344x); M(8,8) = diff(eq(8),F344y); M(8,9) = diff(eq(8), Teta2PP);

M(9,1) = diff(eq(9), F122x); M(9,2) = diff(eq(9), F122y); M(9,3) = diff(eq(9), F232x); M(9,4) = diff(eq(9), F232y); M(9,5) = diff(eq(9), F144x); M(9, 6) = diff(eq(9), F144y); M(9,7) = diff(eq(9), F344x); M(9,8) = diff(eq(9),F344y); M(9,9) = diff(eq(9), Teta2PP); M = simple(M); F122x= 0 ; F122y= 0 ; F232x= 0 ; F232y= 0 ; F144x= 0 ; F144y= 0 ; F344x= 0 ; F344y= 0 ; Teta2PP= 0 ; b = -eval(eq); b=simple(b) ;

save AcSolo

Programa auxiliar: MALHA_SOLO

% DETERMINA OS ANGULOS DAS BARRAS DE UM MECANISMO DE 4 BARRAS COM % DETERMINADAS DIMENSOES para acomodar o ponto de contato a uma distancia % "x" na horizontal function eqc = MALHA_SOLO(Angs) global t x rsy r6yi xp3 yp3 Ams DS Vmaq Amaq Teta2 Teta3 Teta4 global Ppt xi eq_Malha_Solo eq_Malha r1x r1y r2 r3 r4 TT2 TT3 global TT4 r1i r22 r2i r33 r3i r44 r4i cp km m2 m3 m4

Teta2 = Angs(1); Teta3 = Angs(2); Teta4 = Angs(3); x = Angs(4);

% DETERMINA OS ANGULOS Teta3 = Teta43(1) e Teta4 = Teta43(2) DAS BARRAS % DE UM MECANISMO COM DETERMINADAS DIMENSOES, PARA UM DADO VALOR DE Teta2

global t x rsy r6yi xp3 yp3 Ams DS Vmaq Amaq Teta2 Teta3 Teta4 global Ppt xi eq_Malha_Solo eq_Malha r1x r1y r2 r3 r4 TT2 TT3 global TT4 rli r22 r2i r33 r3i r44 r4i cp km m2 m3 m4

function eq = MALHA_4BARRAS(Teta43)

Teta3 = Teta43(1) ; Teta4 = Teta43(2) ;

%====== Geometria

eqc = eval(eq_Malha_Solo) ;

Programa auxiliar: MALHA_4BARRAS

eq = eval(eq_Malha) ;

APÊNDICE 2 – ANÁLISES DE SOLO

1 ANÁLISE GRANULOMÉTRICA

Para a análise granulométrica foram obtidas as frações de areia por peneiramento, da argila por sedimentação, e do silte por diferença.

As análises granulométricas da presente pesquisa foram feitas utilizando-se os seguintes parâmetros (CAMARGO et al., 1986):

- Argila: fração da TFSA (Terra Fina Seca ao Ar) < 0,002 mm (obtida por pipetagem);</p>
- Areia grossa: fração da TFSA entre 2,0 mm e 0,25 mm (obtida por tamisagem);
- Areia fina: fração da TFSA entre 0,25 mm e 0,0 5mm (obtida por tamisagem);
- Silte: fração da TFSA entre 0,05 mm e 0,002 mm (obtida por diferença).

A Tabela 7 apresenta os resultados encontrados finais das parcelas de areia, argila e silte e a Figura 29 mostra os resultados no triângulo de classificação textural. De acordo com os resultados o solo foi classificado como franco-argilo-arenoso.

Tabela 7: Resultados da análise granulométrica.

	AREIA		ARGILA	SILTE
Grossa	Fina	Total		por dif.
		g.kg	-1	
180,0	377,0	557,0	332,5	110,5



Figura 29: Classificação do solo de acordo com o triângulo de classificação textural.

2 ENSAIO DE PROCTOR NORMAL

O ensaio de Proctor Normal foi realizado conforme estabelece a norma NBR 7182 com o objetivo de determinar a Curva de Compactação (massa específica aparente seca em função da umidade) do solo.

Para cada série de operação de compactação do solo no cilindro obteve-se: o peso do solo compactado mais cilindro; o peso e volume do cilindro; o peso do solo compactado; a massa específica úmida do solo compactado (γ); a umidade da compactação do solo (W); a massa específica aparente seca (γ_d) do solo por meio da Equação 4.

$$\gamma_d = \frac{\gamma}{(1+W)}$$
 Equação 4

Obtidos os pares de valores de umidade e massa específica aparente seca, estes foram colocados em um gráfico onde foi traçada uma curva que melhor se ajustasse a eles. Da curva obtida foi extraído o valor da massa específica aparente seca máxima e a umidade ótima correspondente.

De acordo com os resultados obtidos foi possível construir a curva de compactação do solo (Figura 30).



Figura 30: Curva de compactação do solo.

Com os pontos do gráfico traçou-se uma curva de tendência por aproximação polinomial de segundo grau e assim obteve-se o polinômio da equação. Com base na equação gerada foi possível determinar o ponto de máximo do gráfico encontrando-se assim uma umidade ótima de 17,3 % e uma densidade máxima de 1721,3 g.dm⁻³.

3 DENSIDADE DO SOLO

Para a determinação da densidade do solo utilizou-se do método do anel volumétrico e por meio da Equação 5 foi possível determinar os valores para cinco pontos aleatórios da caixa de solo e em seguida calcular a densidade média do solo.

$$D_S = \frac{M_S}{V}$$
 Equação 5

Onde: D_S = Densidade do solo [g.cm⁻³]

 M_S = Massa de solo seco [g]

V = Volume do anel volumétrico [cm³]

A Tabela 8 apresenta os resultados da densidade do solo para as cinco amostras coletadas na caixa de solo. A densidade média calculada foi de 1,57 g.cm⁻³.

Amostra	Peso Bruto [g	Tara]	Densidade [g.cm ⁻³]
1	234,50	30,30	1,61
2	234,94	30,65	1,61
3	233,28	31,48	1,59
4	212,83	28,36	1,45
5	229,21	29,35	1,57
		Média	1,57
		DP	0,07

Tabela 8: Densidade do solo das amostras coletadas na caixa de solo.

4 RESISTÊNCIA DO SOLO A PENETRAÇÃO (ÍNDICE DE CONE)

Para conhecer a resistência à penetração apresentada pelo solo, foi utilizado o Penetrógrafo Eletrônico Automático, modelo PNT 2000 do fabricante DLG, mostrado na Figura 31. Este equipamento permite controlar a profundidade máxima e o número de leituras desejáveis por amostra.



Figura 31: Penetrógrafo eletrônico automático PNT-2000.

No leito preparado para o ensaio foram realizadas 16 sondagens, distribuídas em uma malha de 1 m x 1 m. Assim, foi possível verificar a resistência do solo à penetração na camada de 0 a 100 mm.

A resistência à penetração do solo do leito de ensaio preparado foi analisada na camada de 0 a 100 mm tendo em vista que o patim fica em contato com a camada superficial do solo. A média dos resultados obtidos para cada profundidade, utilizando um intervalo de aquisição de 10 mm, estão apresentadas no gráfico da Figura 32.



Figura 32: Resistência do solo à penetração na camada de 0 a 100 mm.

O valor médio da resistência do solo à penetração na camada de 0 a 100 mm foi de 1,88 MPa com um coeficiente de variação de 21,6 %. O teor de umidade do solo era de 12,7 %.