

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**Processo de aplicação de fluidos em profundidade com
mínima mobilização do solo**

MARCELO JOSÉ DA SILVA

CAMPINAS
FEVEREIRO DE 2013

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**Processo de aplicação de fluidos em profundidade com
mínima mobilização do solo**

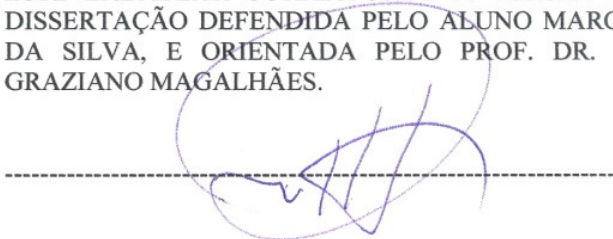
Dissertação de Mestrado submetida à banca
examinadora para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Agrícola, na área de
concentração de Máquinas Agrícolas.

MARCELO JOSÉ DA SILVA

Orientador: Prof. Dr. Paulo S. Graziano Magalhães

Coorientador: Dr. Henrique Coutinho Junqueira Franco

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA
DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO MARCELO JOSÉ
DA SILVA, E ORIENTADA PELO PROF. DR. PAULO S.
GRAZIANO MAGALHÃES.



CAMPINAS
FEVEREIRO DE 2013

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

Si38p Silva, Marcelo José da, 1987-
Processo de aplicação de fluidos em profundidade com mínima mobilização do solo / Marcelo José da Silva. – Campinas, SP : [s.n.], 2013.

Orientador: Paulo Sérgio Graziano Magalhães.
Coorientador: Henrique Coutinho Junqueira Franco.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Máquinas agrícolas. 2. Cana-de-açúcar. 3. Adubos e fertilizantes - Aplicação. I. Magalhães, Paulo Sérgio Graziano. II. Franco, Henrique Coutinho Junqueira. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. IV. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em inglês: Process of fluids application in depth with minimum soil mobilization

Palavras-chave em inglês:

Farm machinery

Sugar cane

Application of fertilizers

Área de concentração: Máquinas Agrícolas

Titulação: Mestre em Engenharia Agrícola

Banca examinadora:

Paulo Sérgio Graziano Magalhães [Orientador]

José Paulo Molin

Oscar Antonio Braunbeck

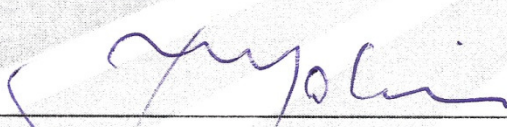
Data de defesa: 22-02-2013

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Agrícola

Este exemplar corresponde à redação final da **Dissertação de Mestrado** defendida por **Marcelo José da Silva**, aprovado pela Comissão Julgadora em 22 de fevereiro de 2013, na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas.



Prof. Dr. Paulo Sérgio Graziano Magalhães – Presidente e Orientador
Feagri/Unicamp



Prof. Dr. José Paulo Molin - Membro Titular
Esalq/USP



Prof. Dr. Oscar Antonio Braunbeck – Membro Titular
CTBE

DEDICATÓRIA

*A Deus, por tudo.
A família,
especialmente aos meus pais, Maria e Martin,
e irmãs, Mônica e Mariana, pela motivação, e
transmissão de valores primordiais de
educação, conhecimento e sabedoria.*

AGRADECIMENTOS

À Faculdade de Engenharia Agrícola, em especial ao Laboratório de Máquinas Agrícolas, Agricultura de Precisão – LabMAAP e a Seção de Protótipos, que auxiliaram no desenvolvimento do trabalho.

Ao Professor Paulo S. Graziano Magalhães, pela orientação com transmissão de conhecimentos e sabedoria, e também pela motivação, conselhos, e oportunidade à realização da dissertação.

As contribuições do coorientador Dr. Henrique Coutinho Junqueira Franco.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq pela bolsa e financiamento concedido ao desenvolvimento da pesquisa.

A contribuição dos amigos do LabMAAP e Seção de Protótipos: Henrique, Francelino, Adriano, José Maria, Luis Carlos, Devis, Chico, Thiago, Evandro, Raphael.

À secretaria Pós Graduação pela competência no trabalho e por toda assistência prestada.

Aos Professores da Faculdade de Engenharia Agrícola, em especial aos professores Nelson Thomas Bryan e Nelson Luis Cappelli.

Ao apoio técnico do Laboratório de Solos, Seção Campo Experimental, Laboratório Nacional de Ciência e Tecnologia do Bioetanol – CTBE e Laboratório de Propriedades Mecânica dos Materiais Biológicos.

Aos meus amigos Maycon, Samuel, Helton, Floriano, Lehlilton, Fábio, Gabriela, Rodolpho e Allan.

A todos que tornaram possível esse trabalho, meus sinceros agradecimentos.

EPÍGRAFE

*“É melhor tentar e falhar, que preocupar-se e ver a vida passar.
É melhor tentar, ainda que em vão que sentar-se, fazendo nada até o final.
Eu prefiro na chuva caminhar, que em dias frios em casa me esconder.
Prefiro ser feliz embora louco, que em conformidade viver”.*

Martin Luther King

RESUMO

O objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento de um processo para aplicação localizada de adubo líquido em cana-soca na camada subsuperficial do solo. Para tanto, foi desenvolvido um protótipo virtual de um dispositivo mecânico para atendimento de requisitos agronômicos, com mecanismo puncionador modelado e simulado dinamicamente em Matlab. Para acionamento do mecanismo composto por came de tambor, biela-manivela e puncionador utilizou-se a potência disponibilizada pelas rodas de deslocamento. O protótipo confeccionado foi avaliado em laboratório, em operação realizada em caixa de solo. Na operação, a distância média entre punções foi de 306 mm, com profundidade média de 94 mm, contemplando desse modo os requisitos do projeto. A força de reação do solo durante a perfuração do solo foi mensurada por célula de carga instalada no puncionador. Verificou-se que a velocidade de perfuração do puncionador influenciou na força de reação do solo e torque de acionamento da manivela. Na operação em caixa de solo, com velocidade de deslocamento de $0,66 \text{ m s}^{-1}$ do conjunto e rotação de $13,6 \text{ rad s}^{-1}$ para o mecanismo, a potência de acionamento estimada foi de 743 W. O processo desenvolvido para aplicação localizada de adubo líquido utilizando um mecanismo puncionador mostrou-se eficiente atendendo os requisitos determinados para a operação de adubação em cana-soca sem revolvimento do solo.

Palavras-chave: adubadora, simulação dinâmica, cana-de-açúcar, fertilizante.

ABSTRACT

The objective of this work was to develop a process for localized application of liquid fertilizer on ratoon cane in the soil top layer. Hence, a virtual prototype of a mechanical device was developed to meet the agronomic requirements, with puncher mechanism dynamically modelled and simulated in Matlab. To drive the mechanism consistent of cam drum, crank shaft and puncher, the power provided by the displacement wheels was used. The prototype was evaluated in a laboratory soil bin. In evaluation, the average distance between punctures was 306 mm, with an average depth of 94 mm, thereby contemplating the project requirements. The ground reaction force during soil drilling was measured by a load cell installed in the puncher. It was found that the rate of drilling influence the ground reaction force and driven torque of the crank. In operation, with equipment displacement speed of 0.665 m s^{-1} and angular speed of 13.64 rad s^{-1} for the mechanism, the power required was estimated at 743 W. The process developed for localized application of liquid fertilizer using a puncher mechanism was efficient through requirements accomplishment of fertilization application in ratoon cane without soil disturbance.

Keywords: fertilizer machine, dynamic simulation, sugar cane, fertilizer.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Semeadora manual de covas.....	11
Figura 2. Protótipo de Semeadora puncionadora	11
Figura 3. Adubadora puncionadora de adubo líquido.....	12
Figura 4. Aplicador de adubo líquido “Spokewheel”	13
Figura 5. Mecanismo otimizado para aplicação de adubo líquido “ <i>Pricking Hole Mechanism</i> ”	14
Figura 6. Organização metodológica utilizada no desenvolvimento e validação do mecanismo de aplicação de adubo líquido.	17
Figura 7. Operação idealizada para a perfuração do solo para aplicação de adubo líquido.....	18
Figura 8. Esboço de protótipo com mecanismo puncionador.	18
Figura 9. Caracterização de mecanismo biela-manivela e puncionador para análise dinâmica.	20
Figura 10. Projeção dos vetores unitários do sistema móvel sobre o sistema inercial, com rotação em Z.	21
Figura 11. Diagrama de corpo livre do mecanismo biela-manivela e puncionador.	29
Figura 12. Sincronismo do came e manivela.....	35
Figura 13. Protótipo virtual desenvolvido para a o mecanismo de aplicação de adubo líquido.	39
Figura 14. Conjunto do rodado.....	40
Figura 15. Protótipo em fase de construção.	40
Figura 16. Detalhes do protótipo.	41
Figura 17. Came de tambor.	42
Figura 18. Carro-guia com mecanismo puncionador.....	42
Figura 19. Protótipo com mecanismo puncionador em caixa de solo	43
Figura 20. Experimento na caixa de solo.	45
Figura 21. Deslocamento S do carro-guia em função da rotação ωc do came.	46
Figura 22. Características do movimento do carro-guia próximo aos polos de inversão do movimento alternativo.	47
Figura 23. Deslocamento do carro-guia e máquina em referência ao sistema inercial.....	47

Figura 24. Simulação do deslocamento longitudinal e vertical do puncionador durante os ciclos de operação.....	48
Figura 25. Movimento angular da biela, em simulação de $1,0 \text{ m s}^{-1}$ para a máquina motriz....	49
Figura 26. Simulação do movimento do puncionador em relação ao nível do solo utilizando velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$ para a máquina motriz.	49
Figura 27. Características do movimento do puncionador.....	50
Figura 28. Intervalo de tempo durante perfuração do solo em função da velocidade.	51
Figura 29. Simulação dinâmica com velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$ da máquina. (a) Forças de reação resultante..	52
Figura 30. Simulação dinâmica para o torque de acionamento da manivela, com variação na velocidade de deslocamento da máquina.	53
Figura 31. Força de reação do solo da caixa utilizando penetrômetro eletrônico.	55
Figura 32. Força realizada pelo puncionador medida com célula de carga durante operação com mecanismo em caixa de solo.	56
Figura 33. Força de reação obtida pelo índice de cone entre as punções utilizando penetrômetro eletrônico.	57
Figura 34. Simulação dinâmica do mecanismo puncionador durante o teste “2”, para o intervalo de 1,5 a 5 s.	58
Figura 35. Fase de preparo da caixa de solo.....	81
Figura 36. Determinação da distância e Profundidade das punções.....	82
Figura 37. Pesagem do protótipo na caixa de solo.	83
Figura 38. Determinação do torque.	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Características do movimento linear proporcional em função do deslocamento angular do came de tambor	37
Tabela 2. Características de movimento cicloidal em função do deslocamento angular do came de tambor	38
Tabela 3. Características da avaliação da operação de punções localizadas.....	54
Tabela 4. Parâmetros do protótipo utilizados em simulação	70
Tabela 5. Calibração da célula de carga.....	82

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos latinos:

A : vínculo cinemático biela-manivela;

$\overline{AB}$: comprimento da biela (m);

B : vínculo cinemático biela-puncionador;

b : largura da biela (m);

B_1 : base móvel solidária ao giro da manivela;

B_2 : base móvel solidária ao giro da biela;

${}_I\vec{a}_A$: vetor aceleração linear absoluta em A , vínculo biela-manivela (m s^{-2});

${}_I\vec{a}_B$: vetor aceleração linear absoluta em B , no vínculo biela-puncionador (m s^{-2});

${}_I\vec{a}_{b-cm2}$: vetor aceleração linear absoluta do centro de massa biela (m s^{-2});

${}_I\vec{a}_{c-cm3}$: vetor aceleração linear absoluta do centro de massa do puncionador (m s^{-2});

${}_I\vec{a}_{o-cm1}$: vetor aceleração linear absoluta do centro de massa da manivela (m s^{-2});

${}_I\vec{F}_1$: vetor de forças atuantes no vínculo mancal-manivela (N);

${}_I\vec{F}_2$: vetor de forças atuantes no vínculo biela-manivela (N);

${}_I\vec{F}_3$: vetor de forças atuantes no vínculo biela-puncionador (N);

${}_I\vec{F}_{\text{solo}}$: vetor da força de reação normal do solo (N);

${}_I\vec{N}$: vetor da força normal atuante na bucha (N);

${}_I\vec{P}_1$: vetor do peso do corpo 1 (N);

${}_I\vec{P}_2$: vetor do peso do corpo 2 (N);

${}_I\vec{P}_3$: vetor do peso do corpo 3 (N);

${}_I\vec{r}_{BA}$: vetor posição do vínculo biela-puncionador na base inercial (m);

${}_I\vec{r}_{BC}$: vetor posição para o puncionador, representado em base inercial (m);

${}_I\vec{r}_{b-cm2}$: vetor posição do centro de massa biela (m);

${}_I\vec{r}_{OA}$: vetor posição do vínculo biela-manivela na origem do sistema de referência (m);

${}_I\vec{r}_{OB}$: vetor posição do vínculo biela-puncionador na origem do sistema de referência (m);

${}_I\vec{r}_{OC}$: vetor posição do puncionador na origem do sistema de referência (m);

${}_I\vec{r}_{OI}$: vetor posição da superfície do solo ao centro geométrico da manivela (m);

${}_I\vec{v}_A$: vetor velocidade linear absoluta em A (vínculo biela-manivela) (m s^{-1});

${}_I\vec{v}_B$: vetor velocidade linear absoluta em B (vínculo biela-puncionador) (m s^{-1});
 ${}_{B_I}\vec{M}_I$: vetor do torque atuante na manivela (N m);
 ${}_{B_I}\vec{P}_I$: vetor do peso do corpo 1 na base móvel “ B_I ” (N);
 ${}_{B_I}\vec{r}_{OA}$: vetor posição do vínculo cinemático biela-manivela (m);
 ${}_{B_I}\vec{r}_{o-cmI}$: vetor posição do centro de massa da manivela em relação ao ponto “ O ” (m);
 ${}_{B_I}\vec{\omega}_I$: vetor velocidade angular da manivela na base móvel “ B_I ” (rad s^{-1});
 ${}_{B_I}\dot{\vec{\omega}}_I$: vetor aceleração angular da manivela em torno de O (rad s^{-2});
 ${}_{B_2}\vec{P}_2$: vetor peso do corpo 2 na base móvel “ B_2 ” (N);
 ${}_{B_2}\vec{r}_{BA}$: seguimento $\overline{BA}$ na base móvel “ B_2 ” (m);
 ${}_{B_2}\vec{r}_{BC}$: vetor posição do puncionador na base móvel “ B_2 ” (m);
 ${}_{B_2}\vec{r}_{b-cm2}$: vetor posição do centro de massa da biela na base móvel “ B_2 ” (m);
 ${}_{B_2}\vec{\omega}_2$: vetor velocidade angular da biela (rad s^{-1});
 ${}_{B_2}\dot{\vec{\omega}}_2$: vetor aceleração angular da biela em torno de B (rad s^{-2});
 $\overline{BC}$: seguimento que representa o comprimento da biela (m);
 C : extremidade do puncionador;
 C_1 : centro geométrico da bucha;
 D : diâmetro do pneu (m);
 d_h : diâmetro do puncionador (m);
 $F_{s_máx}$: força de reação do solo na profundidade máxima de atuação do puncionador;
 F_{sy} : representação da força de reação do solo (N);
 F_{1x} : força normal atuante no vínculo mancal-manivela (N);
 F_{1y} : força normal atuante no vínculo mancal-manivela (N);
 F_{2x} : força normal atuante no vínculo biela-manivela (N);
 F_{2y} : força normal atuante no vínculo biela-manivela (N);
 F_{3x} : força normal atuante no vínculo biela-puncionador (N);
 F_{3y} : força normal atuante no vínculo biela-puncionador (N);
 g : aceleração da gravidade (m s^{-2});
 h : distância do centro geométrico da manivela a superfície do solo (m);
 I : vetor representado em sistema de referência inercial;
 I_{Io} : Momento de inércia da manivela (kg m^{-2});

I_{2b} : Momento de inércia da biela (kg m^{-2});
 L : comprimento do came (m);
 l : comprimento da biela (m);
 l_1 : comprimento da haste puncionadora (m);
 m_1 : massa do corpo 1 (kg);
 M_1 : torque atuante ao acionamento da manivela (N m);
 m_2 : massa do corpo 2 (kg);
 m_3 : massa do corpo 3 (kg);
 N_{1x} : força de reação normal na bucha (N);
 O : centro geométrico da manivela;
 $\overline{OA}$: seguimento do centro geométrico da manivela à biela (m);
 P_c : distância entre punções (m);
 P_h : profundidade de atuação do puncionador (m);
 $P_{máx}$: profundidade máxima de atuação do puncionador (m);
 P_1 : peso do corpo 1 (N);
 P_2 : peso do corpo 2 (N);
 P_3 : peso do corpo 3 (N);
 R : raio da roda de solo (m);
 R_p : resistência à penetração no solo (MPa);
 r : raio do disco de manivela (m);
rpm: Rotações por minuto;
 S : deslocamento do carro-guia (m);
 $\dot{S}$: velocidade de deslocamento do carro-guia (m s^{-1});
 t : tempo (s);
 T_c : período de um ciclo de rotação do came (s);
 t_1 : espessura da manivela (m);
 t_2 : espessura da biela (m);
 V : velocidade de deslocamento do protótipo (m s^{-1});
 V_{tan} : velocidade tangencial do pneu (m s^{-1});
 $\dot{x}$: velocidade linear de deslocamento da máquina motriz (m s^{-1});

Símbolos gregos:

β : deslocamento angular da biela (rad);

$\dot{\beta}$: velocidade angular da biela (rad s^{-1});

$\ddot{\beta}$: aceleração angular da biela (rad s^{-1});

Δt : intervalo de tempo do teste em caixa de solo (s);

Δx : percurso realizado pelo protótipo no teste na caixa de solo (m);

η : patinagem do pneu (%);

θ : deslocamento angular da manivela (rad);

θ_0 : posição angular inicial da manivela (rad);

$\dot{\theta}$: velocidade angular da manivela (rad s^{-1});

$\ddot{\theta}$: aceleração angular da manivela (rad s^{-2});

$\dot{\theta}_0$: velocidade angular inicial da manivela (rad s^{-1});

$\sum_{B1} \vec{M}_o$: torque em torno do eixo da manivela;

$\sum_{B2} \vec{M}_B$: torque em torno do eixo da biela;

$\sum {}_I \vec{F}_1$: equilíbrio de forças no corpo 1;

$\sum {}_I \vec{F}_2$: equilíbrio de forças no corpo 2;

$\sum {}_I \vec{F}_3$: equilíbrio de forças no corpo 3;

ω_c : deslocamento angular do came de tambor (rad);

$\dot{\omega}_c$: velocidade angular do came de tambor (rad s^{-1});

$\dot{\omega}_r$: velocidade angular da roda de solo (rad s^{-1});

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO DE LITERATURA.....	3
2.1. Principais contribuições científicas ou tecnológicas do desenvolvimento de adubadora para cana-soca.....	3
2.2. Adubação nitrogenada para a cana-de-açúcar.....	4
2.3. Adubos líquidos	5
2.4. Processos de perdas do nutriente N aplicado na adubação nitrogenada.....	7
2.5. Operação de adubação na cana-de-açúcar	9
2.6. Equipamentos com o princípio da punção.....	10
2.7. Atuação da haste do mecanismo de punção em áreas de cana-soca	15
3. CONCEPÇÃO DE UM MECANISMO PARA ATUAÇÃO EM PROFUNDIDADE, COM MÍNIMA MOBILIZAÇÃO DO SOLO	17
3.1. Requisitos do equipamento.....	17
3.2. Conceitos básicos do mecanismo punçador.....	18
3.3. Análise dinâmica: método Newton-Euler.....	19
3.4. Determinação da força de reação do solo à penetração da haste	33
3.5. Determinação das relações de transmissão dos movimentos.....	34
3.6. Dimensionamento do Came de tambor	36
4. PROTÓTIPO VIRTUAL, CONFECÇÃO E MONTAGEM	39
5. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DO MECANISMO EM OPERAÇÃO EM CAIXA DE SOLO.....	44
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	46
6.1. Análise dinâmica do mecanismo punçador	46
6.2. Avaliação de operação com o mecanismo punçador desenvolvido para atuação em profundidade com mínima mobilização do solo	53
7. CONCLUSÕES.....	60
8. RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	61
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62
10. APÊNDICE	69
10.1. APÊNDICE – A – Modelagem e simulação do mecanismo punçador	69
10.2. APÊNDICE – B – Imagens do experimento realizado em caixa de solo.....	81

1. INTRODUÇÃO

A reposição ou suplemento dos nutrientes extraídos do solo pelas plantas de cana-de-açúcar é realizado após a colheita, durante a fase de brotação das soqueiras, sendo o potássio (K) e o nitrogênio (N) os nutrientes exigidos em maiores quantidades. Em geral, a necessidade de potássio nas áreas de cana-soca é repostada utilizando vinhaça, um subproduto obtido durante a destilação do etanol. Além de potássio, a vinhaça também disponibiliza nitrogênio às plantas, porém, em quantidade insuficiente. A exigência em adubação nitrogenada pela cana-soca é de aproximadamente 60 a 150 kg ha⁻¹ (CANTARELLA & ROSSETTO, 2010). De acordo com FRANCO et al. (2008), para cada 1 tonelada de colmo produzida a cana-de-açúcar extraí do solo 1,3 kg de N.

A realização da adubação nitrogenada sobre a superfície do solo pode diminuir a eficiência da fertilização, devido a camada de resíduos de 10 a 20 Mg ha⁻¹ de biomassa provenientes da colheita mecanizada sem queima, que dificultam o contato das partículas do fertilizante com o solo. Além disso, a aplicação de fertilizante nitrogenado sobre a superfície do solo aumenta a perda por volatilização da amônia (NH₃), principalmente para ureia (CO (NH₂)₂) (RODRIGUES & KIEHL, 1986). LARA CABEZAS et al. (2000) realizaram monitoramento da perda por volatilização da amônia durante 26 dias, utilizando uran (fonte líquida de nitrogênio, que contém 50% de nitrato de amônio e 50% de ureia) e ureia (fonte granulada de nitrogênio), marcados com ¹⁵N (isótopo raro de nitrogênio), distribuídos na superfície do solo e na profundidade de 50 a 70 mm. Ao final do monitoramento foi verificado para os fertilizantes distribuídos sobre a superfície do solo, volatilização de 54% utilizando ureia, e 17% com uran. Na aplicação em profundidade a volatilização da amônia foi menor, sendo 5,0 e 3,5%, respectivamente para a ureia e uran.

Adubo líquido nitrogenado como a aquamônia (20% de N) pode ser produzidos pelas usinas sucroalcooleiras a partir da hidratação da amônia anidra (~80% de N), porém apresenta o mesmo problema de perdas de volatilização que a ureia, sendo a aplicação incorporada desse fertilizante ao solo a melhor maneira de se evitar as perdas de N por volatilização (TRIVELIN et al., 1998).

No fornecimento de nutrientes às plantas, WANG et al. (2011) descrevem sobre a aplicação via foliar, eficiência de absorção menor, quando comparado a aplicação de adubo líquido próximo as raízes das plantas, e além disso, verifica-se maior potencial de danos ao

meio ambiente pelo aumento das perdas dos nutrientes com deriva e volatilização. Deste modo, o desenvolvimento de mecanismos para incorporação de adubo líquido no solo se justifica pela melhoria na absorção dos nutrientes pelas raízes das plantas e contribuição à conservação do meio ambiente.

No Brasil, o consumo de fertilizantes pela agricultura foi aproximadamente de 25 milhões de toneladas em 2010 (ANDA, 2011). Desse modo, o desenvolvimento de tecnologias com contribuição no uso racional do insumo agrícola, a partir de requisitos agronômicos é fundamental. Além disso, a adubação nitrogenada é uma das principais fontes de emissão de N_2O em ecossistemas agrícolas, que contribui substancialmente nas emissões de gases do efeito estufa (GEE). Em relatório do Painel Intergovernamental em Mudanças Climáticas (IPCC), peritos descrevem aumentos na emissão de N_2O a uma taxa anual de 0,2%. Segundo o IPCC, o N_2O aparece como responsável por 7,5% do aquecimento global decorrente de atividades humanas, sendo 65% das emissões do gás é proveniente dos solos e estão ligadas diretamente (volatilização do composto aplicado) ou indiretamente (imobilização do composto por micro-organismos) a adubação nitrogenada (IPCC, 2011). Assim, a adubação na cultura de cana-soca, priorizando a absorção dos nutrientes pelas plantas pode reduzir condições susceptíveis a perdas no sistema solo-planta de compostos nitrogenados, como o N_2O ou NH_3 .

A condução da adubação em cana-soca na camada superficial do solo, próximo às raízes das plantas utilizando sulcagem para a aplicação do adubo líquido, pode danificar o sistema radicular das plantas, além de promover maior mobilização do solo. Desse modo, partindo-se da hipótese que é possível aplicar adubo nitrogenado em cana soca em profundidade com mínima mobilização do solo, o objetivo do trabalho foi conceber um processo para a realização da operação de atuação no solo. Tendo como objetivos específicos:

- Proposição de mecanismo para atuação com mínima mobilização do solo;
- Modelagem e simulação dinâmica do mecanismo, considerando operação prática;
- Avaliação de operação em caixa de solo realizada pelo protótipo com mecanismo puncionador construído.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. Principais contribuições científicas ou tecnológicas do desenvolvimento de adubadora para cana-soca

Nitrogênio é fundamental para o desenvolvimento das plantas. Embora abundante na atmosfera, na camada arável do solo o N encontra-se principalmente em formas orgânicas, ligados a restos vegetais parcialmente decompostos, ao húmus e, em menores quantidades, nas formas de amônio ou nitrato, assimiláveis pelas plantas (YAMADA et al., 2007). A escassez do nutriente limita o desenvolvimento da planta e o acúmulo de biomassa. O nitrogênio é o nutriente de manejo mais complexo para a adubação da cana-de-açúcar, devido às múltiplas interações com a matéria orgânica do solo e às várias rotas pelas quais o N pode ser perdido do sistema solo-planta (CANTARELLA & ROSSETTO, 2010).

Com a colheita mecanizada da cana, a presença de palha sobre a superfície do solo pode reduzir a eficácia da aplicação do fertilizante nitrogenado sobre a superfície do solo. A incorporação de ureia no solo reduz substancialmente as perdas de N pela volatilização de NH_3 e aumenta a eficiência do uso do N quando comparado com a aplicação sob a palhada (VITTI et al., 2007ab). Porém a incorporação mecânica tem um custo adicional de operações agrícolas, como a exigência de tratores de maior porte, para revolver a palhada e abrir e fechar o sulco (YAMADA et al. 2007). Todavia, o desenvolvimento de uma adubadora capaz de realizar a aplicação de adubo nitrogenado líquido, com precisão, em profundidade, com redução das perdas de N por volatilização, com a mínima mobilização do solo, reduz o custo operacional quando comparado com os métodos disponíveis no mercado para incorporação de N, tornando esta operação economicamente viável e mais sustentável.

Com a ampla adoção do sistema de plantio direto para semeadura pela agricultura brasileira foram obtidos avanços para a manutenção da conservação do meio ambiente e fertilidade dos solos. Mesmo assim, o volume de solo mobilizado na operação realizada durante a semeadura direta é considerável, como mostrado em estudo realizado por CEPIK et al. (2005) em operação de semeadura direta com profundidade de 120 mm obtiveram mobilização de até $135 \text{ m}^3 \text{ ha}^{-1}$. No cultivo da cana-de-açúcar, pressupõe-se maior mobilização do solo em operações como plantio ou em adubação incorporada no solo, porque ainda não foi consolidado processo para substituição de operações convencionais, como no uso de

cultivadoras-adubadoras atualmente utilizadas na operação de adubação incorporada no solo em cana soca.

2.2. Adubação nitrogenada para a cana-de-açúcar

Para a recomendação de adubação em um determinado solo cultivado, é necessário realizar a análise da fertilidade do solo, respeitando os critérios exigidos durante o processo de coleta de amostras, a recomendação da adubação ou correção do solo é realizada de acordo com a exigência nutricional da cultura. Para o cálculo da quantidade de adubo, considera-se a necessidade da planta menos o estoque no solo do nutriente. O resultado é multiplicado por um fator (f). Este fator refere-se ao aproveitamento do nutriente pelas plantas (absorção). O valor do fator (f) aumenta quando se considera as perdas do adubo. No entanto, encontra-se dificuldade para mensurar a quantidade de N do solo disponível às plantas, logo existem dificuldades na recomendação da quantidade a ser aplicada. Contudo, uma das alternativas para a determinação da dose de N a ser aplicada no canavial é a quantidade de N extraída pela cultura ou exportada pelos colmos, durante a colheita. Assim, canaviais que apresentam produtividades elevadas receberão maiores doses de N do que aqueles em que a produtividade é pequena. Como exemplo, FRANCO et al. (2008) verificaram que a cultura durante a cana-planta extrai cerca de 1,3 kg de N por tonelada de colmo industrializável (TCI). Nesse caso, em um canavial com produtividade média de 100 TCI seria necessário a aplicação de 130 kg ha^{-1} de N.

Entre os tipos de adubação aplicados durante o período de rebrota das soqueiras está a fertilização com nitrogênio e óxido de potássio (N e K_2O), sendo o nutriente K absorvido em maiores quantidades do que o nutriente N pelas plantas de cana-de-açúcar (CANTARELLA & ROSSETTO, 2010). Entre as formas de fornecimento do nutriente K_2O esta a aplicação de vinhaça ou o cloreto de potássio (KCl). A vinhaça também disponibiliza em menores quantidades o pentóxido de fósforo (P_2O_5), nitrogênio, óxido de cálcio (CaO), óxido de magnésio (MgO), sulfato (SO_4), ferro (Fe), zinco (Zn) e cobre (Cu). Segundo BARROS et al. (2010) a aplicação de vinhaça com frequência anual traz benefícios para a fertilidade do solo, como o aumento nos teores de macro nutrientes (Ca, Mg, K, P).

O nitrogênio absorvido pelas plantas de cana-de-açúcar pode ser proveniente da matéria orgânica mineralizada no solo, adubação, fixação biológica de N presente no ar

realizado por bactérias que vivem associadas às raízes da cana, e em menor proporção, de deposições sólidas presentes na água das chuvas (CANTARELLA & ROSSETTO, 2010). Em adubação nitrogenada com sulfato de amônio, AMBROSANO et al. (2005) determinaram após 18 meses do plantio a porcentagem de ^{15}N absorvida pelas plantas de cana-de-açúcar, foi de 34% do total aplicado como fertilizante (^{15}N).

Em geral, a resposta da cana-de-açúcar à adubação nitrogenada tende a ser baixa. FRANCO et al. (2010) relacionaram a adubação nitrogenada com os atributos tecnológicos e os nutrientes absorvidos na cana planta, nestas mesmas áreas. As taxas de aplicação de N no plantio foram 40, 80 e 120 kg ha⁻¹ de N, sendo coletadas as folhas (F+1) no estágio de máximo desenvolvimento (15 meses após o plantio) para avaliação. Assim, na área cultivada em Jaboticabal-SP, verificou-se um aumento na quantidade de enxofre (S) nas folhas, com o aumento da taxa de adubação, o que não aconteceu para a área localizada em Pirassununga-SP. Para ambas as áreas não houve aumento na diferença na quantidade de fósforo (P) e cálcio (Ca) presentes nas folhas com o aumento da taxa de aplicação do N. Em relação à qualidade tecnológica, verificou-se que ambas as áreas obtiveram maior resultado para o conteúdo de Brix e fibra com a adubação nitrogenada de 40 kg ha⁻¹.

No estado de São Paulo, um valor geral utilizado na recomendação de adubação para a cana-soca, é 100 kg ha⁻¹ de N (RAIJ et al., 1985; PRADO & PANCELLI, 2006). As formas comercializadas em maior quantidade de N, como fertilizante sólido granulado, são a ureia ($\text{CO}(\text{NH}_2)_2$), o nitrato de amônio (NH_4NO_3) e o sulfato de amônio ($(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$). Este último possui maior potencial para a acidificação do solo (COSTA et al., 2008). A acidificação do solo pelo uso dos adubos nitrogenados deve-se principalmente a intensidade e frequência de aplicação. PRADO & PANCELLI (2008) avaliaram a resposta de soqueiras de cana-de-açúcar à aplicação de 200 kg ha⁻¹ de nitrogênio em sistema de colheita sem queima, sendo verificado acidez na camada superficial do solo (0 a 200 mm) após 2 anos do início do experimento.

2.3. Adubos líquidos

Os adubos líquidos são caracterizados como soluções fertilizantes ou suspensões fertilizantes. As soluções fertilizantes são isentas de material sólido e as suspensões fertilizantes apresentam fase sólida dispersa em meio líquido. No preparo das suspensões são utilizados agentes que aumentam a viscosidade e evitam a formação de precipitados na

mistura. Entre os agentes de dispersão utilizados no preparo de suspensões fertilizantes, pode-se indicar a argila atalpulgita e argila bentonita sódica. O uso dos agentes de dispersão para as suspensões fertilizantes, não substitui, ou não tornam menos importante ao equipamento, dispositivos para a mistura ou filtração do adubo líquido. Pois, desse modo, os problemas com entupimento em válvulas, tubulações ou bombas serão reduzidos.

Entre as vantagens do adubo líquido para os produtores de cana-de-açúcar, se pode citar: versatilidade nas formulações, com a possibilidade de adição de produtos como micronutrientes, enraizadores e ácidos húmicos; dosagem precisa e uniforme; facilidade no manuseio; economia de mão de obra. Entre as desvantagens ou dificuldades possíveis na adoção do adubo líquido, se pode citar: a necessidade de agitação do adubo líquido, com o objetivo de evitar a separação das fases em líquido e sólido; investimentos com fábricas para a produção do adubo líquido e transporte em tanques; o fornecimento de matérias-primas como amônia anidra, ácido fosfórico e cloreto de potássio (PINHEIRO et al., 2008).

A composição química dos adubos líquidos (formulação), e a diluição do produto (concentração) são características importantes da calda de aplicação. Os fertilizantes líquidos igualmente aos fertilizantes sólidos granulados permitem formulações N-P₂O₅-K₂O. Para atender a concentração N-P₂O₅-K₂O na calda de aplicação, pode-se indicar as matérias-primas: uran (9% de N-NH₄; 9% de N-NO₃; 14% de N-NH₂), sulfuran (7,3% de N-NH₄; 4,2% de N-NO₃; 8,5% de N-NH₂; 4,0% SO₄), aquamônia (NH₄OH), nitrato de amônio (NH₄NO₃), sulfato de amônio [(NH₄)₂SO₄], o ácido fosfórico (H₃PO₄) e o cloreto de potássio (KCl), monoamônio fosfato/MAP [(NH₄)H₂PO₄] e o diamônio fosfato/DAP [(NH₄)₂HPO₄]. Na produção do adubo líquido, os fertilizantes químicos são misturados em água, que atua na dissolução e homogeneização da calda de aplicação. Além da formulação e concentração, deve-se considerar características importantes na operação com adubos líquidos, a uniformidade de aplicação, a fluidez e homogeneidade da calda (PIO et al., 2008).

Adubos líquidos como a aquamônia podem ser formulados nas próprias usinas de açúcar e álcool, por meio da hidratação da amônia anidra (~80% de N), resultando em um produto com a concentração de 20% do N. O uran é outro tipo de adubo líquido nitrogenado obtido pela mistura do nitrato de amônio com ureia, sendo 44,3% NH₄NO₃ + 35,4% CO₂(NH₂) + 20,3% H₂O; a densidade da solução é 1,326 g.cm⁻³. Na solução sulfuran é possível obter 20% do N em concentração. O sulfuran é obtido da mistura do sulfato de amônio ((NH₄)₂SO₄) e

uran, sendo $8\% \text{NH}_2 + 8\% \text{NH}_4 + 4\% \text{NO}_3 + 4\% \text{SO}_4$; a densidade da solução é de $1,260 \text{ g.cm}^{-3}$. Como fonte líquida de adubação fosfatada, o ácido fosfórico (H_3PO_4) disponibiliza até 52% de P_2O_5 . A adubação potássica utilizando adubo líquido pode ser realizada com o cloreto de potássio (KCl), que disponibiliza até 60% de K_2O .

Em relatório, a Secretária de Acompanhamento Econômico (SEAE), vinculada ao Ministério da Fazenda, descreve que durante o ano de 2008 foram consumidos 22,699 milhões de toneladas de N- P_2O_5 - K_2O (SEAE, 2011). Atualmente, os fabricantes brasileiros de amônia anidra são a Petrobrás e a Companhia Vale do Rio Doce, assim as usinas sucroalcooleiras brasileiras, podem obter a matéria-prima para a fabricação do adubo líquido destes fornecedores. Na produção de adubos líquidos no Brasil, entre os fabricantes está a Bunge fertilizante, com a fábrica localizada em Jaú-SP.

2.4. Processos de perdas do nutriente N aplicado na adubação nitrogenada

Segundo a Lei Nº 11.241 do estado de São Paulo, os produtores de cana-de-açúcar devem eliminar a despalha da lavoura de cana-de-açúcar com fogo. O prazo de término da prática foi fixado até o ano de 2021. No protocolo agroambiental ocorrido em 2007 foi estabelecido pelo setor sucroalcooleiro do estado de São Paulo, a antecipação do prazo para eliminação da despalha com fogo para o ano de 2014.

Com a colheita de cana-de-açúcar realizada no sistema de colheita “cana-crua”, sem despalha com o fogo, a superfície do solo é recoberta pelo palhço, caracterizado por folhas verdes, palha e pedaços e colmos. Esta condição de cobertura do solo com palhço prejudica a adubação nitrogenada realizada na superfície do solo, porém beneficia o manejo da conservação e fertilidade do solo. A adubação nitrogenada aplicada na superfície do solo aumenta a intensidade da imobilização do N pelos microrganismos. Isso ocorre pela quantidade de carbono (C) em relação ao nitrogênio (N) contido na palhço. Desse modo, para realizar a adubação nitrogenada na cana-soca, com a condição do solo coberto com palhço, o agro ecossistema deve ser considerado, sendo necessária a revisão e reformulações das tecnologias de adubação nitrogenada, principalmente quanto ao uso da ureia aplicada na superfície do solo. Na aplicação de fertilizantes nitrogenados sobre a palha, as perdas de NH_3 podem ser de 20% a 40% (COSTA et al., 2003).

Além da volatilização da amônia, o nitrogênio aplicado na adubação pode ser “perdido” em processos de desnitrificação, lixiviação, ou ainda, o nutriente N aplicado pode ser imobilizado no solo ou matéria orgânica pela ação dos micro-organismos. Na deposição do fertilizante diretamente no solo, por meio de aplicação localizada em profundidade, na camada superficial do solo, a exposição aos fatores que diminuem a eficácia de disponibilização do nitrogênio em forma assimilável as plantas são menores.

Entre as técnicas para redução nas perdas de volatilização da amônia é utilizada a adubação com nitrato de amônio; outra técnica é o uso do inibidor da hidrólise da ureia, o NBPT (N-(n-butyl) thiophosphoric triamide). No entanto, segundo COTIN (2007) a ureia aplicada em períodos chuvosos, não apresenta diferença significativa comparada com a ureia + NBPT nas perdas por volatilização de NH_3 . CANTARELLA et al. (2008) realizaram adubações sobre a superfície da palhada da cana-de-açúcar, utilizando nitrato de amônio e ureia + NBPT, sendo determinado a volatilização da amônia em monitoramento durante 18 dias. Desse modo, verificou-se que a adição de NBPT diminuiu a volatilização da amônia de 15 a 78%; e a volatilização da amônia utilizando o nitrato de amônio foi em média 0,2%. Segundo VITTI et al. (2007a) até 40% do amônio da fonte nitrato de amônio permanecem no sistema do solo para a safra seguinte.

Para redução das perdas de N pela volatilização, a profundidade de aplicação do adubo líquido deve ser maior que 150 mm quando utilizado aquamônia (BOARETTO et al., 1991). No entanto, em estudo realizado por LARA CABEZAS et al. (2000) utilizando o adubo líquido uran na profundidade de 50 a 70 mm, as perdas acumuladas de NH_3 foram reduzidas para 3,5%.

A absorção dos nutrientes aplicados na adubação pela cana-soca também foi objeto de estudo de TRIVELIN et al. (1996). No trabalho, a recuperação de isótopo ^{15}N -fertilizante foi avaliada após período de seis meses de adubação com 100 kg ha^{-1} de N na cana-de-açúcar, utilizando as fontes de aquamônia e ureia, aplicados em profundidade de 150 mm. Assim, ao final do período de seis meses foi estimada a recuperação do ^{15}N contido na parte aérea da planta, sendo obtidos $24,0$ e $19,0 \text{ kg ha}^{-1}$ de ^{15}N , utilizando respectivamente aquamônia e ureia. Desse modo, a recuperação do N-fertilizante pela cultura foi inferior a 25%. Os autores explicam que o conteúdo restante do ^{15}N marcado pode estar no tecido radicular, no solo ou

volatilizado do solo, ou ainda utilizado pela planta e volatilizado a partir das folhas da cana-de-açúcar.

Na realização de experimento com adubação nitrogenada em cana-soca, PRASERTSAK et al. (2002) utilizaram ureia marcada com ^{15}N . No estudo, foram alocadas microcâmaras (102,30 mm de diâmetro e 230 mm de altura) nas linhas de cultivo, sendo aplicados 160 kg de N ha^{-1} com presença de palhico (média de 14,3 t ha^{-1}). As aplicações foram realizadas na superfície do solo, e na camada subsuperficial (30 a 50 mm). A aplicação em subsuperfície reduziu as perdas por volatilização da amônia de 37,5% para 5,5%. No entanto, ocorreram aumentos nas perdas por desnitrificação e/ou lixiviação, de 21,8% (aplicação na superfície) para 40,1% da fonte de N aplicado. Mesmo assim, foi verificado redução na perda total do N da fonte aplicada, sendo 13,5% menor.

2.5. Operação de adubação na cana-de-açúcar

Entre os equipamentos comercializados na atualidade para a adubação nitrogenada na cana-soca, a máquina automotriz Uniport 3000 NPK canavieiro (Máquinas Jacto, Pompéia-SP), de acordo com o fabricante, realiza adubação em nove linhas de plantio (13,5 metros) com velocidade de até 18,0 km.h^{-1} , com opção de aplicação de variação na taxa de adubação. A capacidade de carregamento de adubo sólido granulado da máquina é de 3.000 kg.

O Uniport 3000 NPK aplica o adubo sólido granulado sobre a superfície do solo, não o incorporando ao solo. Tem como vantagem o fato de conseguir romper a barreira de palha oriunda da colheita sem queima, que de acordo com FORTES et al. (2008) diminui pela metade as perdas de nitrogênio por volatilização da NH_3 proveniente da ureia. Contudo, esse fato não elimina completamente as perdas de N por esse processo, sendo altamente recomendado o uso de outras fontes de N para a cultura, que não sofram perdas de N por volatilização. Nesse caso, a principal fonte adotada é o nitrato de amônio, que em condições de solo comumente encontradas no Brasil ($\text{pH} < 7,0$), não apresenta perdas de N por volatilização de NH_3 .

De qualquer maneira, estudos realizados na Austrália mostraram que essa fonte de N pode não ser a mais adequada para a cultura, tendo em vista que em condições de elevada concentração de N no solo, a planta de cana-de-açúcar tem preferência pela absorção de NH_4 em detrimento ao NO_3 (ROBINSON et al., 2011).

Outro equipamento comercializado para a adubação da cana-de-açúcar é a cultivadora adubadora. O equipamento é utilizado para adubação nas fases de plantio e também em cana-soca, com a função de realizar a abertura do sulco utilizando discos ou hastes sulcadoras, para deposição do fertilizante. A cultivadora-adubadora é comercializada por empresas, como a Jumil (Batatais-SP), Marchesan (Matão-SP), DMB (Sertãozinho - SP) e Baldan (Matão-SP). Segundo a Jumil, a profundidade de sulcação da haste se realiza em até 300 mm, utilizando fertilizante sólido granulado distribuído no fundo do sulco.

Na operação com hastes ou discos sulcadores, o solo é cortado no formato “V”, caracterizando uma operação contínua. Tal operação pode ser caracterizada pela demanda de potência de tração, profundidade de sulcação e formato do órgão ativo de sulcação (disco liso, dentado, recortado, hastes torpedo ou facão). SILVA (2003) comparou as operações realizadas por discos duplos de corte ou haste sulcadora nas profundidades de 100, 200 e 300 mm, assim, verificou-se aumento no requerimento de força de tração e consumo de combustível, quando se utilizou a haste sulcadora, além disso, houve redução na velocidade de deslocamento em profundidades maiores. Em cana-soca, esse tipo de operação pode danificar o sistema radicular das plantas. Aliado a isso, em condições de baixa umidade do solo, a abertura e fechamento dos sulcos é prejudicada, devido à formação de torrões, o que não impede as perdas de N por volatilização de NH_3 da ureia aplicada por esse equipamento (FORTES et al., 2008).

2.6. Equipamentos com o princípio da punção

A punção no solo é realizada pelo esforço vertical da ferramenta contra o solo, produzindo “covas” com formato semelhante à ferramenta. O princípio é utilizado na distribuição de sementes e fertilizantes incorporados ao solo, ou no transplante de mudas. Entre os equipamentos que utilizam o conceito de punção difundidos na agricultura está a semeadora manual de covas (Figura 1). Entre as características que podem ser obtidas com o desenvolvimento de mecanismo utilizando o conceito de punção para a adubação em cana-soca, estão à redução na mobilização de solo ou palhicho, menores danos às raízes da cana-soca, com possibilidade de injetar adubo líquido no interior do solo com pressão.



Figura 1. Semeadora manual de covas (STOKER Máquinas Agrícolas, 2011).

MOLIN et al. (1998) desenvolveram um protótipo com princípio de puncionamento utilizado para a semeadura de milho, com capacidade de deposição das sementes em profundidade de 100 mm, com distância de 136 mm entre centros das punções (Figura 2). Em testes preliminares sobre a força de penetração da punção no solo, foi observado relação linear proporcional da força com a largura da ponteira. Na avaliação do índice de cone, até profundidade de 105 mm, a resistência à penetração máxima foi obtida na profundidade de 70 mm (~1,05 MPa).

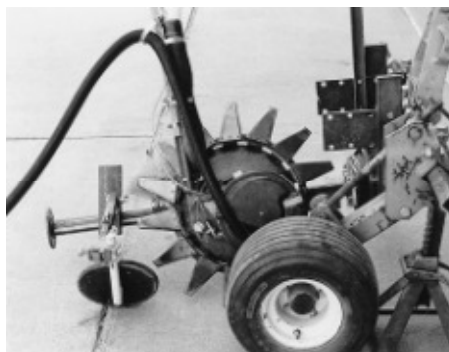


Figura 2. Protótipo de Semeadora puncionadora (MOLIN et al., 1998).

BAKER et al.(1989) desenvolveram um equipamento para aplicação de adubo líquido nitrogenado na cultura do milho com profundidade de ~100 mm e espaçamento de ~200 mm (Figura 3). O equipamento possibilitou a redução da volatilização da amônia (NH_3), sendo a operação realizada com menor remoção da palhada, e menores danos provocados nas raízes e na estrutura do solo. No entanto, a operação apresentou dificuldades pelo entupimento do injetor, mesmo utilizando bomba de pistão (3450 kPa) ou bombas de engrenagens (1030 kPa).

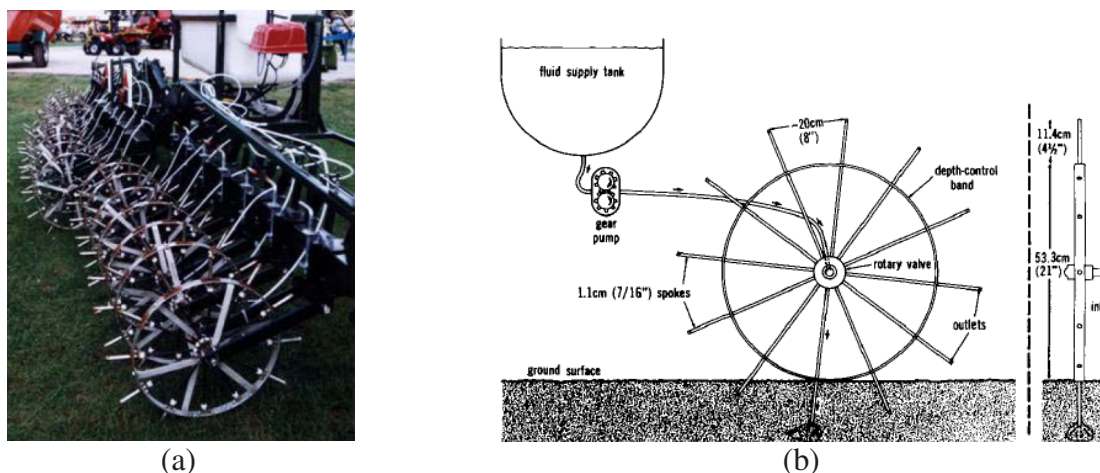


Figura 3. Adubadora puncionadora de adubo líquido. (a) Equipamento utilizado para adubação de cobertura do milho. (b) Detalhe o dispositivo de punção. (BAKER et al., 1989).

O aplicador "Spokewheel" (Figura 4) foi espelhado no equipamento desenvolvido em BAKER et al. (1989), e realiza a adubação com adubo líquido em profundidade média de 101,6 mm, com espaçamento equidistante de 203,2 mm. BELZER (1994) avaliou a aplicação de fertilizante nitrogenado realizada por este equipamento em cultivo de milho, localizado no estado de Iowa (EUA). A taxa de aplicação foi de $174,85 \text{ kg ha}^{-1}$ de N, na forma de uran. Com o fertilizante aplicado pontualmente por meio de punções, foi obtido o aumento de 8% na produção de massa, comparado à aplicação de uran na camada superficial do solo utilizando hastes sulcadoras. No estudo, levantou-se a perda de fertilizante junto ao escoamento superficial, assim, na aplicação superficial, a perda foi onze vezes maior ($6,16 \text{ kg ha}^{-1}$ de N), quando comparado a aplicação realizada na camada superficial do solo (perda de $0,56 \text{ kg ha}^{-1}$ de N). Sobre o funcionamento do equipamento, BELZER (1994) descreve que são necessárias melhorias na penetração no solo, e maior velocidade operacional. Entre as limitações à realização de operação com maior velocidade está a resistência à penetração das hastes no solo.

TASSELL et al. (1998) durante três anos, no estado de Wyoming (EUA), avaliaram a adubação nitrogenada, por meio dos tipos de aplicação pontual e contínua, utilizando em média 217 kg ha^{-1} de N. Com a aplicação pontual de fertilizante, o rendimento de sacarose da beterraba aumentou em 10%, comparado com o uso de sulcadores na distribuição do fertilizante. Contudo os autores não justificam tecnicamente os resultados obtidos.

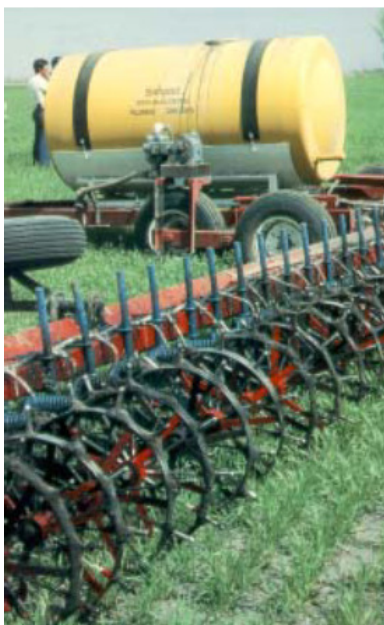


Figura 4. Aplicador de adubo líquido “Spokewheel” (BELZER, 1994).

De acordo com PIO et al. (2008) os desafios no desenvolvimento de equipamentos de aplicação de adubo líquido são a precisão na dosagem, maior capacidade operacional e a corrosividade do produto, que pode provocar deterioração de componentes. Porém, as vantagens na aplicação localizada de adubo líquido nitrogenado na camada superficial, justificam o desenvolvimento de equipamentos para aplicação de adubos líquidos na cultura da cana-de-açúcar.

Para o controle na dosagem de aplicação de adubo líquido, LANG et al. (2011) desenvolveram um sistema de aplicação “mecânico” e outro “automático”. Segundo os autores, as diferenças no controle estão no modo como se realiza as entradas, sendo no modo mecânico a quantidade de fertilizante é definida pelo usuário, e no modo automático a taxa de aplicação foi definida pela localização em SIG's (Sistema de Informações Geográficas). No sistema de controle automático, as informações de posição da máquina foram cruzadas com

informações pré-definidas em mapa de aplicação, e desse modo, no controle da taxa de aplicação variável de fertilizante.

Para a otimização em mecanismo de aplicação de adubo líquido em profundidade, YAHUA et al. (2011) realizaram análise cinemática de mecanismo, utilizando simulação computacional para o atendimento de requisitos definidos para a melhoria da operação. As combinações dimensionais do mecanismo composto basicamente por engrenagens planetárias elípticas para acionamento de “agulha” de perfuração do solo foram realizadas no software Design-Expert 6.0.1. Para tanto, os requisitos contemplados na simulação foram: profundidade de perfuração de 130 a 150 mm; distância entre perfurações de 200 a 240 mm; e mobilização do solo de 25 a 35 mm no sentido de deslocamento da máquina, semelhantes aos requisitos agronômicos determinados no mecanismo puncionador para adubação nitrogenada em cana-soca. O mecanismo analisado possui cinco engrenagens planetárias, que transferem movimento para as hastes que realizam a perfuração no solo (Figura 5).

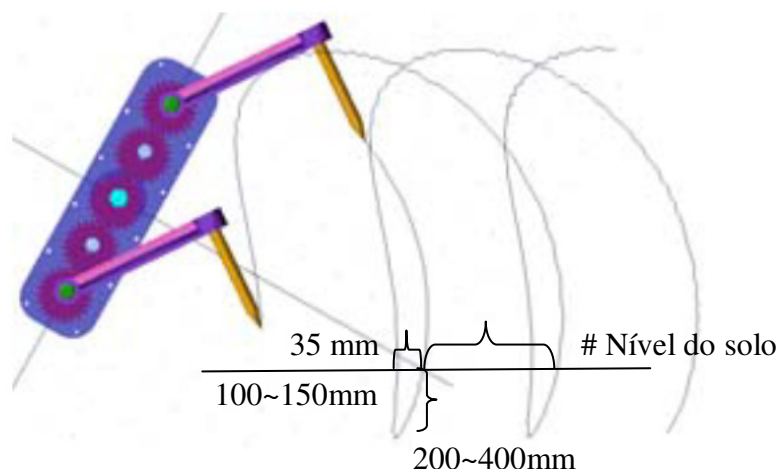


Figura 5. Mecanismo otimizado para aplicação de adubo líquido “*Pricking Hole Mechanism*” (YAHUA et al., 2011).

O desenvolvimento de mecanismo para aplicação de adubo líquido nitrogenado na camada superficial do solo também foi o objetivo em estudo realizado por WOMAC & TOMPKINS (1990). O mecanismo foi acionado por manivela e dotado de haste para a perfuração do solo. No entanto, o equipamento desenvolvido não possui atuação vertical no solo, desse modo, para auxílio de movimento angular de até 12° da haste na direção longitudinal do movimento de deslocamento da máquina, na guia da haste (bucha) foi

introduzido um pivô que permite rotação, possibilitando a perfuração do solo até a profundidade de 65,0 mm, com mobilização longitudinal de aproximadamente 25,0 mm, e variação na distância entre punções em função da velocidade (200 ~ 600 mm).

2.7. Atuação da haste do mecanismo de punção em áreas de cana-soca

O funcionamento do mecanismo de punção é realizado pela introdução de ferramenta no solo para a deposição do adubo nitrogenado líquido. A atuação da haste do mecanismo de punção no solo é semelhante ao funcionamento do penetrômetro (equipamento utilizado para a medição da resistência do solo à penetração). Desse modo, o índice de cone pode ser utilizado como referência, ou estimativa da força de reação do solo durante a punção do solo.

De acordo com SILVA et al. (2009), alterações severas na estrutura do solo em áreas de cana-soca pode ser atribuídas ao alto nível de pressão de contato imposta no tráfego em campo, excedendo o limite da resistência mecânica interna do solo, principalmente no tráfego com umidade do solo inadequada (quando o conteúdo de água excede o limite de plasticidade) contribuem para aumento da compactação do solo.

A operação de adubação em cana-soca, geralmente é realizada após a colheita, e envolve no interior das áreas o tráfego de colhedoras, conjunto de tratores e transbordos, além de caminhões próximo ao pátio de transbordo da carga, levando ao risco de aumento de compactação do solo, principalmente na profundidade entre 0 a 200 mm (LOZANO et al., 2003), na qual, destina-se à operação de adubação nitrogenada incorporada no solo.

De forma geral, o nível de compactação nas áreas de cana-soca possui variação nos valores absolutos. SOUZA et al. (2005) determinaram a resistência à penetração de 1,15 MPa na camada de 0,0 a 100,0 mm de profundidade (teor de 0,15 para a umidade gravimétrica) em uma área de cana-soca localizada em Jaboticabal-SP, com cinco ciclos de colheita mecanizada de cana-crua. Em outro estudo realizado sobre atributos físicos do solo em uma área de cana-soca com colheita mecanizada e sem controle de tráfego, localizada na cidade de Pradópolis-SP, ROQUE et al. (2010) levantaram a resistência à penetração durante dois anos safras (2008 e 2009), sendo obtido na profundidade de 0,0 a 100 mm, respectivamente as resistências de 1,47 MPa (teor de 0,19 g g⁻¹ de água no solo) e 1,88 MPa (teor de 0,18 g g⁻¹ de água no solo) durante os anos de avaliação.

Em profundidades superiores a 100 mm, a resistência à penetração é obter resistência à penetração mais elevadas, como demonstrado em estudo realizado por SOUZA et al. (2010) em duas áreas de cana-de-açúcar distintas, cultivadas em Latossolo Vermelho eutroférico e Latossolo Vermelho distroférico. Na avaliação na camada de 0 a 200 mm, se obteve nos dois tipos de solo respectivamente, a resistência à penetração de 4,40 e 3,95 MPa; já na camada de 200 a 400 mm, a resistência à penetração foi de 5,62 e 3,62 MPa.

SOUZA et al. (2012) avaliaram o sistema radicular da soqueira de cana-de-açúcar, utilizando manejo com ou sem controle de tráfego de um conjunto trator e transbordo, sendo analisado as profundidades de 0-100 mm e 200-300 mm, com amostragens junto as linhas de plantio e entrelinhas, assim, verificou-se em todos os cenários da avaliação, maior desenvolvimento radicular das soqueiras na camada de 0-100 mm e junto as linhas de plantio, onde é indicado a atuação de mecanismo para a aplicação de adubo líquido. RODRIGUES & KIEHL (1986) mostraram que apenas 25 mm de solo são suficientes para eliminar as perdas de N-NH₃ por volatilização.

3. CONCEPÇÃO DE UM MECANISMO PARA ATUAÇÃO EM PROFUNDIDADE, COM MÍNIMA MOBILIZAÇÃO DO SOLO

Para desenvolver o projeto, o trabalho foi dividido em etapas que consistiram: no estabelecimento dos requisitos agrônômicos para a melhoria da operação de adubação em cana-soca; análise e proposição de um sistema mecânico capaz de executar a operação com mínima mobilização do solo, ou, atender os requisitos estabelecidos; determinação das reações dinâmicas e acelerações atuantes para avaliação da viabilidade construtiva; dimensionamento dos componentes; construção e avaliação do desempenho em laboratório (Figura 6).

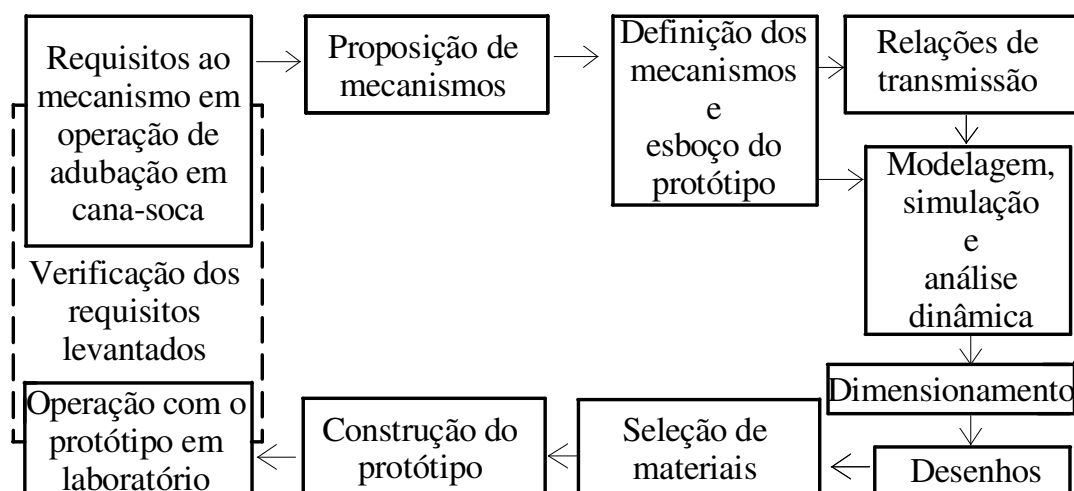


Figura 6. Organização metodológica utilizada no desenvolvimento e validação do mecanismo de aplicação de adubo líquido.

3.1. Requisitos do equipamento

Os requisitos estabelecidos para o mecanismo foram à aplicação em profundidade, com mínima mobilização de solo, utilizando mecanismo puncionador, com manutenção da velocidade de deslocamento do trator constante (Figura 7). A atuação na profundidade de 100 mm da superfície do solo foi estabelecida no intuito de reduzir a volatilização da amônia e disponibilizar os nutrientes próximos às raízes da cana-soca. Já o estabelecimento da distância de 300 mm entre punções, refere-se à distância média entre soqueiras de cana-de-açúcar. .

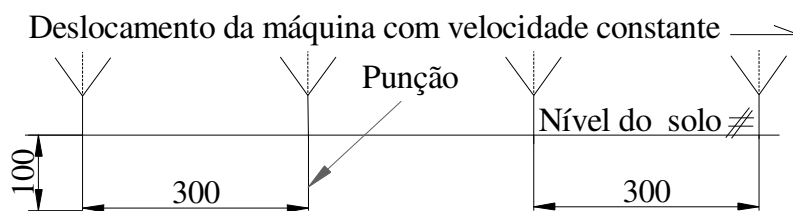


Figura 7. Operação idealizada para a perfuração do solo para aplicação de adubo líquido.

3.2. Conceitos básicos do mecanismo puncionador

Para a realização da operação de penetração no solo, optou-se por um mecanismo biela-manivela para acionamento do puncionador. No atendimento da condição de perfuração vertical do solo, optou-se pelo uso de um sistema de came de tambor rotativo, que aciona o carro-guia em movimento longitudinal alternativo, guiando longitudinalmente o mecanismo biela manivela com a mesma velocidade da máquina, para garantir a anulação do deslocamento longitudinal do mecanismo puncionador durante o intervalo de tempo em que se realiza a perfuração do solo pelo puncionador (Figura 8). Na manutenção do sincronismo entre os componentes móveis do dispositivo optou-se por acionamento a partir das rodas em contato com o solo, com transmissão da potência utilizando rodas dentadas e correntes.

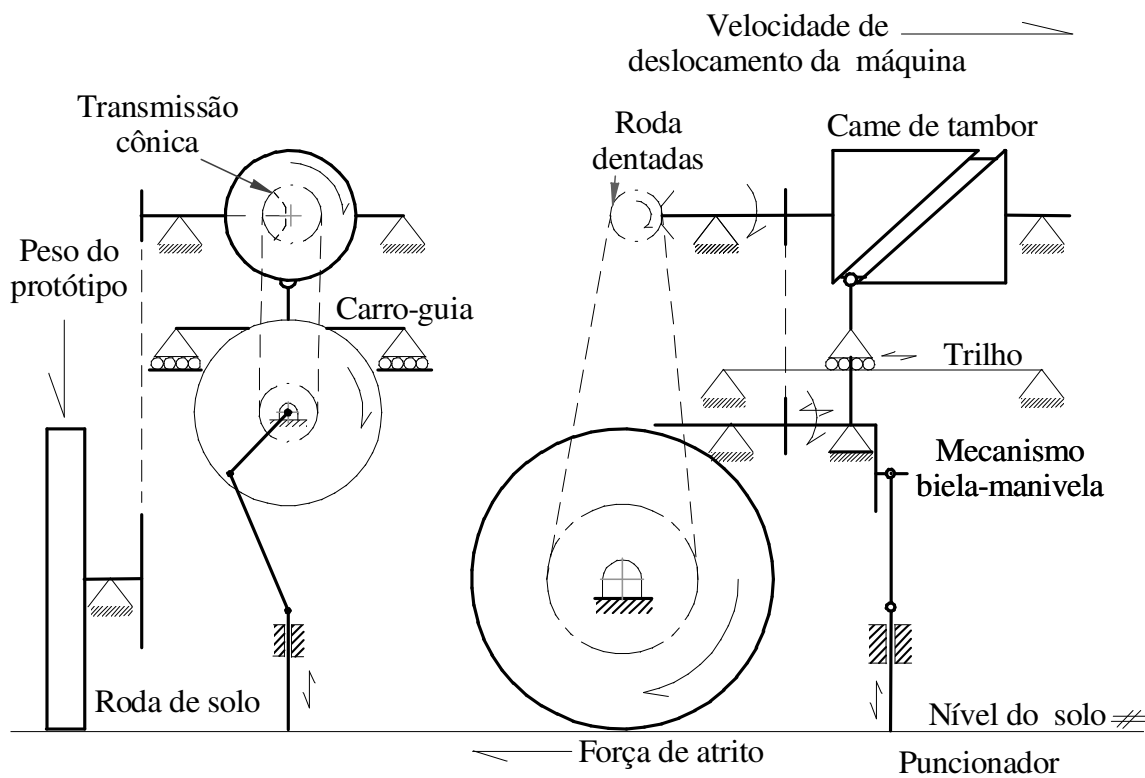


Figura 8. Esboço de protótipo com mecanismo puncionador.

3.3. Análise dinâmica: método Newton-Euler

A análise dinâmica do mecanismo punçionador foi utilizada principalmente na definição das dimensões do mecanismo punçionador, sendo referência à previsão de características movimento, além de determinação das reações dinâmicas de forças e torque de acionamento do mecanismo punçionador em operação. A análise dinâmica compreendeu descrições algébricas vetoriais de deslocamentos (m), velocidades (m s^{-1}), acelerações (m s^{-2}), forças e reações (N) e momentos (N m), sendo utilizada a sequência proposta por SANTOS (2001), com as seguintes determinações:

- Sistemas de referência inercial e móveis;
- Matrizes de transformação de coordenadas;
- Vetores de posição e equações de vínculo;
- Vetores de velocidade e equações de vínculo;
- Vetores de aceleração e equações de vínculo;
- Vetores de velocidade linear absoluta do centro de massa;
- Vetores de aceleração linear absoluta do centro de massa;
- Aplicação de método Newton-Euler:
 - Diagramas de corpo livre;
 - Identificação das incógnitas;
 - Equilíbrio de forças e momentos;
 - Componentes dos tensores de inércia;
- Simulação do movimento e reações dinâmicas de força e torque:
 - Resolução das incógnitas;
 - Substituição das variáveis simbólicas por parâmetros numéricos;

No modelo do mecanismo biela-manivela e punçionador, os pontos “O”, “A” e “B” foram referências para a análise dinâmica (Figura 9). O ponto *O* representa o centro geométrico do disco de manivela e origem do sistema de referência; o ponto *A* refere-se ao vínculo biela-manivela, e o ponto *B* ao vínculo biela-punçionador. O ponto *C* se refere à ponteira; e o ponto *I* representa a superfície do solo.

Os sistemas de referência que representam o mecanismo biela-manivela e punçionador utilizados foram a base inercial e duas bases móveis. Na análise dinâmica, o deslocamento angular da manivela foi representado pela letra θ (rad), e velocidade angular $\dot{\theta}$

A distância entre o centro geométrico do disco de manivela em relação à superfície do solo foi representada pela letra h . Os parâmetros representados pelas letras r , l e l_1 , referem-se respectivamente ao raio da manivela (corpo 1), o comprimento da biela (corpo 2), e o comprimento da haste de perfuração do solo (corpo 3).

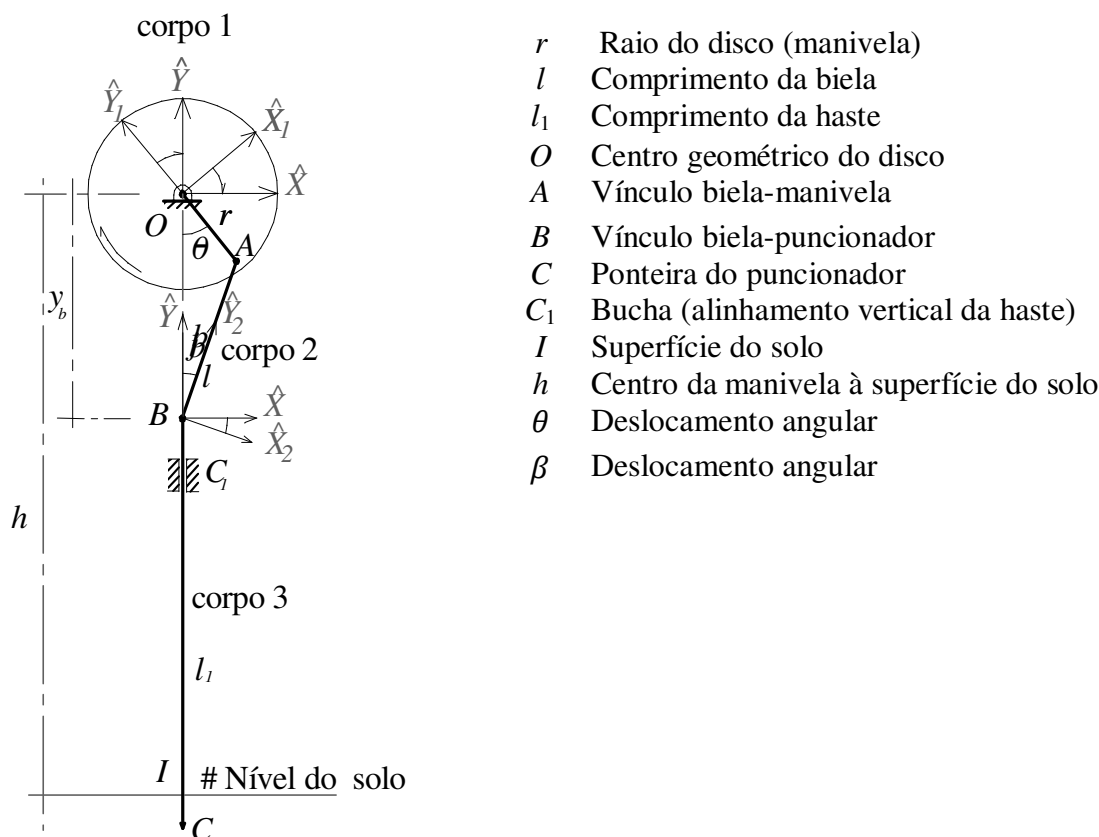


Figura 9. Caracterização de mecanismo biela-manivela e punçador para análise dinâmica.

Na análise dinâmica do mecanismo biela-manivela e punçionador, realizou-se primeiramente o equacionamento matemático utilizando variáveis simbólicas que representaram os vetores de movimento (posição, velocidades e acelerações), forças de ação e força de reação normal e momento. As variáveis simbólicas foram descritas em sistema vetorial (com módulo, direção e sentido de orientação) em programa desenvolvido em ambiente Matlab R2010a (The MathWorksTM), representando o modelo matemático para a simulação. A inserção do equacionamento vetorial em Matlab possui como finalidade

principal a solução das variáveis incógnitas. Outra função do programa é o armazenamento na memória das soluções simbólicas, as quais foram utilizadas em programa posterior de simulação dinâmica.

- **Sistemas de referência e matrizes de transformação:**

Os sistemas de referência são utilizados para a descrição dos vetores de posição, velocidade e aceleração dos corpos, reações normais, e momentos atuantes. Nos sistemas de referência inercial e móveis, os cursores ou vetores unitários i_n , j_n e k_n representam respectivamente o sentido e direção dos vetores, para os eixos X_n , Y_n , e Z_n . Na análise dinâmica, a representação vetorial em dado sistema de referência é realizada pela matriz de transformação de coordenadas. Em geral, os sistemas de referência em base móveis são apresentados juntamente com a matriz de transformação. Os sistemas de referência adotados são observados na Figura 10:

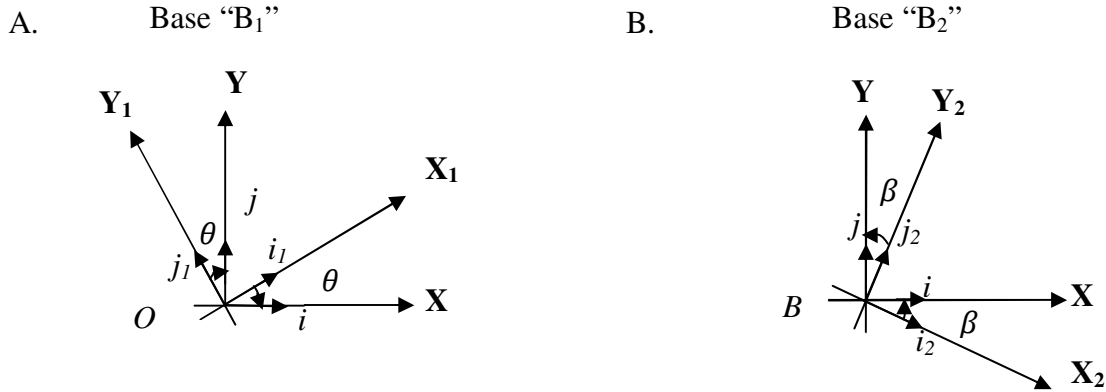


Figura 10. Projeção dos vetores unitários do sistema móvel sobre o sistema inercial, com rotação em Z.

As respectivas matrizes de transformação de coordenadas para θ , β , e o produto da transformação de coordenadas dos vetores na base inercial para a base móvel, ou transformação do vetor em base móvel para referência inercial, são descritas a seguir:

- Sistema solidário a rotação da manivela:

$$\begin{Bmatrix} i_1 \\ j_1 \\ k_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i \\ j \\ k \end{Bmatrix}$$

$${}_{B1}S = T_{\theta} \cdot {}_IS$$

$${}_IS = T_{\theta}^{-1} \cdot {}_{B1}S$$

- Sistema solidário a rotação da biela:

$$\begin{Bmatrix} i_2 \\ j_2 \\ k_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i \\ j \\ k \end{Bmatrix}$$

$${}_{B2}S = T_{\beta} \cdot {}_I S$$

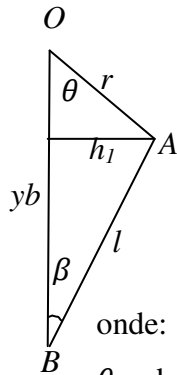
$${}_I S = T_{\beta}^{-1} \cdot {}_{B2} S$$

O seguimento $\overline{OA}$ (centro de rotação da manivela (O) e vínculo cinemático da biela (A)) foi representado na base móvel 1 (B_1), solidária ao eixo Y_1 ; já a componente do seguimento $\overline{BA}$ (biela) foi representada pela base móvel 2 (B_2), solidária ao eixo Y_2 ; e a componente $\overline{BC}$, que representa a haste de penetração foi definida no sistema inercial, pois realiza apenas movimento de translação.

- **Equações de vínculo:**

Os vetores de posição, e seus vínculos geométricos foram determinados em base móvel, e convertidos para a base inercial utilizando a matriz de transformação de coordenadas correspondente ao sistema de referência móvel.

Com o acionamento do mecanismo puncionador, o deslocamento angular θ realizado pela manivela promove o deslocamento angular na biela (β). Assim, o ângulo β pode ser determinado em relação geométrica com o ângulo θ .



onde:

θ – deslocamento angular do disco, rad;

β – deslocamento angular da biela, rad;

r – raio da manivela, m;

l – comprimento da biela, m.

$$\sin \theta = \frac{h_1}{r} \rightarrow h_1 = r \cdot \sin \theta$$

$$\sin \beta = \frac{h_1}{l} \rightarrow \sin \beta = \frac{r \cdot \sin \theta}{l}$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin \theta}{l}\right)$$

A determinação da velocidade angular da biela foi realizada por meio de diferenciação da relação obtida no deslocamento angular da biela:

$$\sin \beta = \frac{r \cdot \sin \theta}{l} \quad \rightarrow \quad u = \frac{r \cdot \sin \theta}{l}$$

$$v = \sin \beta$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{r \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta}{l}$$

$$\frac{dv}{dt} = \dot{\beta} \cdot \cos \beta$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{du}{dt} \rightarrow \dot{\beta} \cdot \cos \beta = \frac{r \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta}{l}$$

$$\dot{\beta} = \frac{r \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta}{l \cdot \cos \beta}$$

onde:

$\dot{\beta}$ – velocidade angular, rad s⁻¹;

u e v – variáveis simbólicas utilizadas na diferenciação e igualdade dos termos.

Já a aceleração angular da biela foi determinada por meio da diferenciação da relação determinada para a velocidade angular da biela:

$$\frac{du^2}{dt} = \overbrace{\frac{r \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos \theta}{l}}^{=0} - \frac{r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta}{l}$$

$$\frac{dv^2}{dt} = \ddot{\beta} \cdot \cos \beta - \dot{\beta}^2 \cdot \sin \beta$$

$$\frac{dv^2}{dt} = \frac{du^2}{dt} \rightarrow \ddot{\beta} \cdot \cos \beta - \dot{\beta}^2 \cdot \sin \beta = - \frac{r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta}{l}$$

$$\ddot{\beta} = \frac{l \cdot \dot{\beta}^2 \cdot \sin \beta - r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta}{l \cdot \cos \beta}$$

onde:

$\ddot{\beta}$ – aceleração angular, rad s⁻²;

- **Vetores de posição:**

A distância entre o centro geométrico do disco (O) ao solo foi representada na origem do sistema de coordenadas pelo vetor ${}_I\vec{r}_{OI}$:

$${}_I\vec{r}_{OI} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -h \\ 0 \end{Bmatrix}$$

onde:

${}_I\vec{r}_{OI}$ – vetor posição do centro geométrico da manivela à superfície do solo, m;

A partir do centro da manivela, o seguimento $\overline{OA}$ foi representado respectivamente na base móvel 1 (B_1) e no sistema inercial:

$${}_{B1}\vec{r}_{OA} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -r \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_I\vec{r}_{OA} = T_{\theta}^{-1} \cdot {}_{B1}\vec{r}_{OA} = \begin{Bmatrix} r \cdot \sin \theta \\ -r \cdot \cos \theta \\ 0 \end{Bmatrix}$$

onde:

h – distância do centro geométrico do disco a superfície do solo, m;

${}_{B1}\vec{r}_{OA}$ – vetor posição do vínculo cinemático biela-manivela, m;

${}_I\vec{r}_{OA}$ – vetor posição do vínculo biela-manivela em referência inercial, m;

O seguimento $\overline{BA}$ (biela) foi representado na base móvel 2 (B_2) e inercial, sendo definido também o vetor ${}_I\vec{r}_{OB}$, o qual refere-se a origem do sistemas de coordenadas:

$${}_{B2}\vec{r}_{BA} = \begin{Bmatrix} 0 \\ l \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$${}_I\vec{r}_{BA} = T_{\beta}^{-1} \cdot {}_{B2}\vec{r}_{BA} = \begin{Bmatrix} l \cdot \sin \beta \\ l \cdot \cos \beta \\ 0 \end{Bmatrix}$$

=0

$${}_I\vec{r}_{OB} = {}_I\vec{r}_{OA} - {}_I\vec{r}_{AB} = \begin{Bmatrix} \overbrace{r \cdot \sin \theta - l \cdot \sin \beta} \\ -r \cdot \cos \theta - l \cdot \cos \beta \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_I\vec{r}_{OB} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -r \cdot \cos \theta - l \cdot \cos \beta \\ 0 \end{Bmatrix}$$

onde:

${}_{B2}\vec{r}_{BA}$ – vetor posição do vínculo biela-puncionador na base móvel “ B_2 ”, m;

${}_I\vec{r}_{OB}$ – vetor posição do vínculo biela-puncionador na origem do sistema de referência, m.

O vetor posição para o puncionador foi expresso no sistema inercial, e refere-se ao comprimento da haste. Já a posição do centro geométrico da manivela à ponteira foi representada pelo vetor ${}_I\vec{r}_{OC}$:

$${}_I\vec{r}_{BC} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -l_1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$${}_I\vec{r}_{OC} = {}_I\vec{r}_{BC} + {}_I\vec{r}_{OB} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -r \cdot \cos \theta - l \cdot \cos \beta - l_1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

onde:

l_1 – comprimento da haste, m;

${}_I\vec{r}_{BC}$ – vetor posição para o puncionador, representado em base inercial, m;

${}_{B2}\vec{r}_{BC}$ – vetor posição do puncionador na base móvel “ B_2 ”, m;

${}_I\vec{r}_{OC}$ – vetor posição do centro geométrico do disco à ponteira do puncionador, m.

• **Vetores de velocidade:**

O acionamento do disco de manivela promove deslocamento angular θ em torno do eixo Z, com sentido horário. A velocidade angular ${}_{B1}\vec{\omega}_I$ da manivela, em torno de O foi considerada constante ao longo do tempo, sendo expressa por:

$${}_{B1}\vec{\omega}_I = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\dot{\theta} \end{Bmatrix}$$

onde:

$\dot{\theta}$ – velocidade angular, rad s^{-1} ;

${}_{B1}\vec{\omega}_I$ – vetor velocidade angular da manivela na base móvel “ B_1 ”, rad s^{-1} .

A velocidade linear absoluta no ponto “A” (${}_I\vec{v}_A$, m s^{-1}) foi determinada pela derivada do vetor posição representada no sistema referência inercial, sendo:

$$\frac{d}{dt} ({}_I\vec{r}_{OA}) = {}_I\vec{v}_A$$

$${}_I\vec{v}_A = \begin{Bmatrix} r \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta \\ r \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \theta \\ 0 \end{Bmatrix}$$

onde:

${}_I\vec{v}_A$ – vetor velocidade linear absoluta em A (vínculo biela-manivela), m s⁻¹.

A velocidade angular ${}_{B2}\vec{\omega}_2$ da biela se relaciona geometricamente com o acionamento da manivela e biela, com rotação em Z:

$${}_{B2}\vec{\omega}_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\beta} \end{Bmatrix}$$

onde:

${}_{B2}\vec{\omega}_2$ – vetor velocidade angular da biela, rad s⁻¹.

Na determinação da velocidade linear absoluta no ponto “B” (${}_I\vec{v}_B$, m s⁻¹), a componente em X foi anulada devido à restrição submetida pela bucha, a qual permite somente o movimento de translação do ponto “B” na direção do eixo Y. Então, a velocidade linear absoluta em B se transmite para a haste de penetração do solo (ponto “C”), com mesmo módulo, direção e sentido.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} ({}_I\vec{r}_{OB}) &= {}_I\vec{v}_B \\ {}_I\vec{v}_B &= \begin{Bmatrix} 0 \\ r \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \theta + l \cdot \dot{\beta} \cdot \sin \beta \\ 0 \end{Bmatrix} \\ {}_I\vec{v}_C &= {}_I\vec{v}_B \end{aligned}$$

onde :

${}_I\vec{v}_B$ – vetor velocidade linear absoluta em B (vínculo biela-puncionador), m s⁻¹;

${}_I\vec{v}_C$ – vetor velocidade linear absoluta em C (puncionador), m s⁻¹.

- **Vetores de aceleração e equações de vínculo:**

A aceleração angular ${}_{B1}\dot{\vec{\omega}}_1$ da manivela foi considerada nula, devido à velocidade $\dot{\theta}$ considerada constante.

$${}_{B1}\dot{\vec{\omega}}_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \underbrace{-\ddot{\theta}}_{=0} \end{Bmatrix}$$

onde:

$\ddot{\theta}$ – aceleração angular, rad s⁻²;

${}_{B1}\dot{\vec{\omega}}_1$ – vetor aceleração angular da manivela em torno de O, rad s⁻²;

A aceleração ${}_{B2}\vec{\omega}_2$ referente ao movimento angular da biela não se anula, devido à variação da velocidade $\dot{\beta}$ ao longo do tempo:

$${}_{B2}\vec{\omega}_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\beta} \end{Bmatrix}$$

onde:

${}_{B2}\vec{\omega}_2$ – vetor aceleração angular da biela em torno de B , rad s^{-2} ;

A componente da aceleração linear absoluta em B (${}_I\vec{a}_B$, m s^{-2}) na direção X foi determinada pela diferenciação da velocidade linear absoluta em B :

$$\frac{d}{dt} ({}_I\vec{v}_B) = {}_I\vec{a}_B$$

$${}_I\vec{a}_B = \begin{Bmatrix} 0 \\ r \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin \theta + r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos \theta + l \cdot \ddot{\beta} \cdot \sin \beta + l \cdot \dot{\beta}^2 \cdot \cos \beta \\ 0 \end{Bmatrix}$$

onde:

${}_I\vec{a}_B$ – vetor aceleração linear absoluta em B (vínculo biela-puncionador), m s^{-2} .

A aceleração absoluta no ponto “A” (${}_I\vec{a}_A$, m s^{-2}) foi obtida utilizando a equação de cinco termos, a qual também pode ser obtida pela diferenciação da velocidade absoluta (${}_I\vec{v}_A$) em função dos parâmetros com variação ao longo do tempo ($\theta, \beta, \dot{\beta}$).

$${}_I\vec{a}_A = {}_I\vec{a}_o + ({}_I\vec{\omega}_I * {}_I\vec{\omega}_I * {}_I\vec{r}_{oa}) + ({}_I\dot{\vec{\omega}}_I * {}_I\vec{r}_{oa}) + (2 * {}_I\vec{\omega}_I * {}_I\vec{v}_{rel}) + {}_I\vec{a}_{rel}$$

$${}_I\vec{a}_A = \underbrace{{}_I\vec{a}_o}_{=0} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \dot{\theta} \\ r \cdot \sin \theta & -r \cdot \cos \theta & 0 \end{vmatrix} + \underbrace{({}_I\dot{\vec{\omega}}_I * {}_I\vec{r}_{oa})}_{=0} + (2 * {}_I\vec{\omega}_I * \underbrace{{}_I\vec{v}_{rel}}_{=0}) + \underbrace{{}_I\vec{a}_{rel}}_{=0}$$

$${}_I\vec{a}_A = \begin{Bmatrix} -r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta \\ r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos \theta \\ 0 \end{Bmatrix}$$

onde:

${}_I\vec{a}_A$ – vetor aceleração linear absoluta em A (vínculo biela-manivela), m s^{-2} .

- **Vetores de aceleração linear absoluta do centro de massa:**

O centro de massa do corpo 1 foi considerado coincidente com o centro geométrico da manivela. Desse modo, a aceleração linear absoluta do centro de massa do corpo 1 (${}_I\vec{a}_{o-cm1}$, m s^{-2}) foi igual a aceleração linear absoluta em O . A aceleração do centro de massa do corpo 2

(${}_1\vec{a}_{b-cm2}$, $m \text{ s}^{-2}$) foi obtida com relação ao ponto “B”, sendo o centro de massa considerado coincidente com o centro geométrico, sendo representado pela metade do comprimento da biela. A aceleração ${}_1\vec{a}_{b-cm2}$ também foi obtida utilizando a equação de cinco termos da aceleração.

$${}_1\vec{a}_{o-cm1} = 0$$

$${}_1\vec{a}_{b-cm2} = {}_1\vec{a}_B + ({}_1\vec{\omega}_2 * {}_1\vec{\omega}_2 * \vec{r}_{b-cm2}) + ({}_1\dot{\omega}_2 * \vec{r}_{b-cm2}) + (2 * {}_1\vec{\omega}_2 * {}_1\vec{v}_{rel}) + {}_1\vec{a}_{rel}$$

$${}_1\vec{a}_{b-cm2} = {}_1\vec{a}_B + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \dot{\beta} \\ l/2 \cdot \sin\beta & l/2 \cdot \cos\beta & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \ddot{\beta} \\ l/2 \cdot \sin\beta & l/2 \cdot \cos\beta & 0 \end{vmatrix} + (2 * {}_1\vec{\omega}_2 * \underbrace{{}_1\vec{v}_{rel}}_{=0}) + \underbrace{{}_1\vec{a}_{rel}}_{=0}$$

$${}_1\vec{a}_{b-cm2} = \begin{Bmatrix} -(\dot{\beta}^2 \cdot l \cdot \sin\beta)/2 - (\ddot{\beta} \cdot l \cdot \cos\beta)/2 \\ -(\dot{\beta}^2 \cdot l \cdot \cos\beta)/2 - (r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos\theta + l \cdot \ddot{\beta} \cdot \sin\beta + l \cdot \dot{\beta}^2 \cdot \cos\beta) + (\ddot{\beta} \cdot l \cdot \sin\beta)/2 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$${}_1\vec{a}_{c-cm3} = {}_1\vec{a}_B$$

onde:

${}_1\vec{a}_{o-cm1}$ – vetor aceleração linear absoluta do centro de massa da manivela, $m \text{ s}^{-2}$;

$\vec{r}_{b-cm2}$ – vetor posição do centro de massa biela, m;

${}_1\vec{a}_{b-cm2}$ – vetor aceleração linear absoluta do centro de massa biela, $m \text{ s}^{-2}$;

${}_1\vec{a}_{c-cm3}$ – vetor aceleração linear absoluta do centro de massa do punçador, $m \text{ s}^{-2}$.

Com a definição das características de movimento do mecanismo biela-manivela e punçador (acelerações do centro de massa, acelerações lineares absolutas, vetores de posição, velocidades lineares absolutas) foram determinadas as forças de ação e força de reação normal nos corpos e momentos, utilizando método de Newton-Euler.

O diagrama de corpo livre foi caracterizado pelas reações nos vínculos cinemáticos, torque de acionamento da manivela, componentes do peso dos corpos (N) e força de reação da haste durante penetração no solo (Figura 11). A orientação dos vetores de forças no diagrama de corpo livre para as componentes F_{3x} e F_{3y} (ponto “B”) foram consideradas negativa no punçador (ação) e positivas na biela (força de reação). A orientação do torque de acionamento (M_{1z}) foi determinada no sentido horário, no mesmo sentido da rotação da manivela.

Na análise no diagrama de corpo livre do mecanismo biela-manivela e punçador, as incógnitas do sistema são as reações e torque: M_{1z} , F_{1x} , F_{1y} , F_{2x} , F_{2y} , F_{3x} , F_{3y} , N_{1x} .

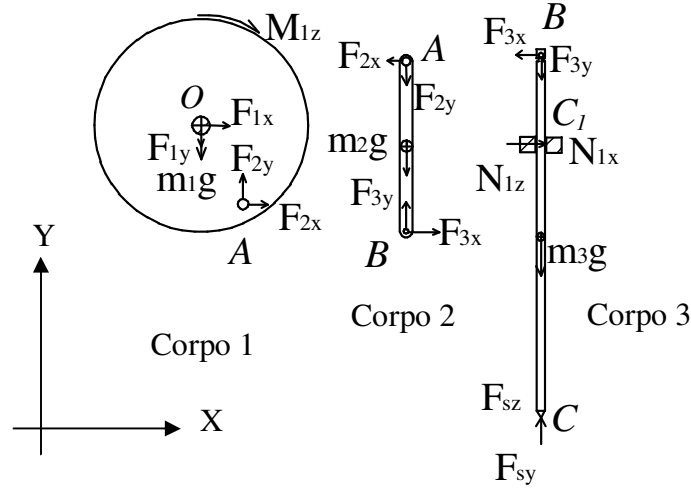


Figura 11. Diagrama de corpo livre do mecanismo biela-manivela e punçador.

O peso dos corpos 1, 2 e 3 foram representados no sistema inercial e transformados para base móvel solidária ao movimento do corpo, sendo descritos:

$${}_I\vec{P}_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ -m_1 \cdot g \\ 0 \end{pmatrix} \rightarrow {}_{B1}\vec{P}_1 = \begin{pmatrix} -m_1 \cdot g \cdot \sin\theta \\ -m_1 \cdot g \cdot \cos\theta \\ 0 \end{pmatrix}$$

$${}_I\vec{P}_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ -m_2 \cdot g \\ 0 \end{pmatrix} \rightarrow {}_{B2}\vec{P}_2 = \begin{pmatrix} m_2 \cdot g \cdot \sin\beta \\ -m_2 \cdot g \cdot \cos\beta \\ 0 \end{pmatrix}$$

$${}_I\vec{P}_3 = \begin{pmatrix} 0 \\ -m_3 \cdot g \\ 0 \end{pmatrix}$$

onde:

m_1 – massa do corpo 1, kg;

${}_I\vec{P}_1$ – peso do corpo 1, N;

${}_{B1}\vec{P}_1$ – peso do corpo 1 na base móvel “ B_1 ”, N;

m_2 – massa do corpo 2, kg;

${}_I\vec{P}_2$ – peso do corpo 2, N;

${}_{B2}\vec{P}_2$ – peso do corpo 2 na base móvel “ B_2 ”, N;

m_3 – massa do corpo 3, kg;

${}_1\vec{P}_3$ – peso do corpo 3, N;

g – aceleração da gravidade, $m\ s^{-2}$.

As reações e torque de acionamento da manivela também foram representados no sistema inercial e convertidos para base móvel solidária ao movimento do corpo utilizando a matriz de transformação, conforme descrito a seguir:

$$\begin{aligned}
 {}_1\vec{F}_1 &= \begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_{B1}\vec{F}_1 = \begin{Bmatrix} F_{1x} \cdot \cos\theta + F_{1y} \cdot \sin\theta \\ F_{1y} \cdot \cos\theta - F_{1x} \cdot \sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \\
 {}_1\vec{F}_2 &= \begin{Bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_{B1}\vec{F}_2 = \begin{Bmatrix} F_{2x} \cdot \cos\theta + F_{2y} \cdot \sin\theta \\ F_{2y} \cdot \cos\theta - F_{2x} \cdot \sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \rightarrow {}_{B2}\vec{F}_2 = \begin{Bmatrix} F_{2x} \cdot \cos\beta - F_{2y} \cdot \sin\beta \\ F_{2y} \cdot \cos\beta + F_{2x} \cdot \sin\beta \\ 0 \end{Bmatrix} \\
 {}_1\vec{F}_3 &= \begin{Bmatrix} F_{3x} \\ F_{3y} \\ 0 \end{Bmatrix} \\
 {}_1\vec{N} &= \begin{Bmatrix} N_{1x} \\ 0 \\ N_{1z} \end{Bmatrix} \\
 {}_1\vec{F}_{\text{--solo}} &= \begin{Bmatrix} 0 \\ F_{sy} \\ F_{sz} \end{Bmatrix} \\
 {}_{B1}\vec{M}_1 &= \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -M_1 \end{Bmatrix}
 \end{aligned}$$

onde:

F_{1x} e F_{1y} – forças atuantes em O , respectivamente nas direções X e Y , N;

${}_1\vec{F}_1$ – vetor de forças atuantes no vínculo mancal-manivela, N;

F_{2x} e F_{2y} – forças atuantes em A , respectivamente nas direções X e Y , N;

${}_1\vec{F}_2$ – vetor de forças atuantes no vínculo biela-manivela, N;

F_{3x} e F_{3y} – forças atuantes em C , respectivamente nas direções X e Y , N;

${}_1\vec{F}_3$ – vetor de forças atuantes no vínculo biela-puncionador, N;

M_1 – torque de acionamento da manivela, N m;

${}_{B1}\vec{M}_1$ – vetor do torque de acionamento da manivela, N m;

N_{1x} e N_{1z} – forças normais atuantes na bucha, respectivamente nas direções X e Z , N;

${}_1\vec{N}$ – vetor da força normal atuante na bucha, N;

${}_1\vec{F}_{\text{solo}}$ – vetor da força de reação normal do solo, N.

- **Equilíbrio de forças no mecanismo punçador:**

Na análise dinâmica do mecanismo punçador no plano utilizando método Newton-Euler foram determinadas as equações de equilíbrio de forças na direção X e Y e torques em Z . Desse modo, obteve-se as forças de ação e força de reação no corpo 1 ($\sum {}_i\vec{F}_1$); corpo 2 ($\sum {}_i\vec{F}_2$); corpo 3 ($\sum {}_i\vec{F}_3$).

$$\begin{aligned}\sum_i \vec{F}_1 &= {}_1\vec{P}_1 - {}_1\vec{F}_1 + {}_1\vec{F}_2 - \underbrace{m_1 \cdot {}_1\vec{a}_{o-cm1}}_{=0} \\ \sum_i \vec{F}_1 &= \begin{Bmatrix} F_{2x} - F_{1x} \\ F_{2y} - F_{1y} - m_1 \cdot g \\ 0 \end{Bmatrix} \\ \sum_i \vec{F}_2 &= {}_1\vec{P}_1 - {}_1\vec{F}_2 + {}_1\vec{F}_3 - m_2 \cdot {}_1\vec{a}_{b-cm2} \\ \sum_i \vec{F}_2 &= \begin{Bmatrix} F_{3x} - F_{2x} + m_2((\dot{\beta}^2 l \sin \beta)/2 + (\ddot{\beta} l \cos \beta)/2) \\ F_{3y} - F_{2y} - m_2 \cdot g + m_2((\dot{\beta}^2 l \cos \beta)/2 + \ddot{a}_b - (\ddot{\beta} l \sin \beta)/2) \\ 0 \end{Bmatrix} \\ \sum_i \vec{F}_3 &= {}_1\vec{P}_3 - {}_1\vec{F}_3 + {}_1\vec{F}_{\text{solo}} + {}_1\vec{N} - m_3 \cdot {}_1\vec{a}_{c-cm3} \\ \sum_i \vec{F}_3 &= \begin{Bmatrix} N_{1x} - F_{3x} \\ F_{sy} - F_{3y} - m_3 \cdot g + m_3 \cdot (r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos \theta + l \cdot \ddot{\beta} \cdot \sin \beta + l \cdot \dot{\beta}^2 \cdot \cos \beta) \\ F_{sz} + N_{1z} \end{Bmatrix}\end{aligned}$$

- **Determinação dos momentos atuantes no mecanismo punçador:**

Na determinação do produto de inércia, a manivela foi considerada como sólido homogêneo, anulando as componentes I_{1xy} , I_{1xz} , I_{1yx} , I_{1yz} , I_{1zx} e I_{1zy} . O acionamento da manivela foi influenciado principalmente pelas forças atuantes no vínculo biela-manivela, a qual recebe contribuição de acelerações do centro de massa da biela ($\vec{a}_{b-cm2}$) e punçador ($\ddot{a}_b$):

$$\sum_{B1} \vec{M}_O = {}_{B1}\vec{M}_1 + (\underbrace{{}_{B1}\vec{r}_{oa} * {}_{B1}\vec{F}_2}_{=0}) + (\underbrace{{}_{B1}\vec{r}_{o-cm1} * {}_{B1}\vec{P}_1}_{=0}) - (\underbrace{I_{1o} * \underbrace{{}_{B1}\vec{\omega}_1}_{=0}}_{=0}) - (\underbrace{{}_{B1}\vec{\omega}_1 * (I_{1o} * \underbrace{{}_{B1}\vec{\omega}_1}_{=0})}_{=0}) - (\underbrace{{}_{B1}\vec{r}_{o-cm1} * \underbrace{{}_{B1}\vec{a}_O}_{=0}}_{=0})$$

- **Componentes dos tensores de inércia:**

$$I_{Io} = \begin{bmatrix} I_{1xx} & I_{1xy} & I_{1xz} \\ I_{1yx} & I_{1yy} & I_{1yz} \\ I_{1zx} & I_{1zy} & I_{1zz} \end{bmatrix}$$

$$I_{1xx} = I_{1yy} = \frac{m_1 \cdot r^2}{4} + \frac{m_1 \cdot t_1^2}{12} \quad e \quad I_{1zz} = \frac{m_1 \cdot r^2}{2}$$

onde:

I_{Io} – Momento de inércia da manivela, kg m⁻²;

I_{1xx} – tensor de inércia, kg m⁻²;

I_{1yy} – tensor de inércia, kg m⁻²;

I_{1zz} – tensor de inércia, kg m⁻²;

m_1 – massa do corpo 1, kg;

r – raio do disco de manivela, m;

t_1 – espessura da manivela, m.

$$\Sigma_{B1} \vec{M}_o = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ r \cdot (F_{2x} \cdot \cos\theta + F_{2y} \cdot \sin\theta) - M_1 \end{Bmatrix}$$

onde:

$\Sigma_{B1} \vec{M}_o$ – somatório do torque atuante na manivela, N m.

Para a determinação do momento em torno do ponto “B”, a biela foi considerada como um sólido homogêneo para cálculo do produto de inércia, com anulação dos componentes I_{2xy} , I_{2xz} , I_{2yx} , I_{2yz} , I_{2zx} e I_{2zy} . O momento atuante no corpo 2 ($\Sigma_{B2} \vec{M}_B$) recebe contribuição também de força atuante no vínculo biela-manivela e acelerações atuantes no mecanismo:

$$\Sigma_{B2} \vec{M}_B = ({}_{B2}\vec{r}_{ba} * {}_{B2}\vec{F}_2) + ({}_{B2}\vec{r}_{b-cm2} * {}_{B2}\vec{P}_2) - (I_{2b} * {}_{B2}\vec{\omega}_1) - {}_{B2}\vec{\omega}_1 * (I_{2b} * {}_{B1}\vec{\omega}_1) - ({}_{B2}\vec{r}_{b-cm2} * {}_{B2}\vec{a}_b)$$

$$I_{2b} = \begin{bmatrix} I_{2xx} & I_{2xy} & I_{2xz} \\ I_{2yx} & I_{2yy} & I_{2yz} \\ I_{2zx} & I_{2zy} & I_{2zz} \end{bmatrix}$$

$$I_{2xx} = \frac{m_2 \cdot t_2^2}{12} + \frac{m_2 \cdot l^2}{3} \quad I_{2yy} = \frac{m_2 \cdot (t_2^2 + b^2)}{12} \quad e \quad I_{2zz} = \frac{m_2 \cdot b^2}{12} + \frac{m_2 \cdot l^2}{3}$$

onde:

I_{2b} – Momento de inércia da biela, kg m^{-2} ;

m_2 – massa da biela, kg;

t_2 – espessura da biela, m;

b – largura da biela, m;

l – comprimento da biela, m;

I_{2xx} – tensor de inércia, kg m^{-2} ;

I_{2yy} – tensor de inércia, kg m^{-2} ;

I_{2zz} – tensor de inércia, kg m^{-2} .

$$\sum_{B2} \vec{M}_B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ (F_{2x} \cdot l \cdot \cos\beta - F_{2y} \cdot l \cdot \sin\beta) - ((l \cdot m_2 \cdot g \cdot \sin\beta)/2) + \ddot{\beta} \cdot I_{2zz} - (\ddot{a}_b \cdot l \cdot \sin\beta)/2 \end{pmatrix}$$

3.4. Determinação da força de reação do solo à penetração da haste

A força de reação do solo durante a penetração da haste no solo produz a principal carga ao sistema mecânico, sendo definida como entrada na simulação dinâmica, por meio de estimativa de 2,5 MPa (SOUZA et al., 2006) para a resistência à penetração no solo em áreas de cana-soca. A força de reação do solo foi determinada em função da profundidade de penetração da haste, com diâmetro de 12,0 mm.

$$F_{s_m\acute{a}x} = \left(\frac{\pi * d_h^2}{4} \right) * R_p$$

onde:

$F_{s_m\acute{a}x}$ – força de reação obtida na máxima profundidade, N;

d_h – diâmetro da haste puncionadora, m;

R_p – resistência a penetração da haste no solo, Pa.

$$F_{_solo} = \frac{F_{s_m\acute{a}x}}{P_{m\acute{a}x}} * P_h$$

onde:

$F_{_solo}$ – força de reação da haste com o solo, N;

$P_{m\acute{a}x}$ – profundidade máxima da haste no solo, m;

P_h – profundidade de perfuração da haste no solo, m.

3.5. Determinação das relações de transmissão dos movimentos

O sincronismo entre came e manivela foi realizado utilizando transmissão com relação 1:1 (módulo, direção e sentido, iguais). A velocidade angular do came ($\dot{\omega}_c$) foi utilizada para o acionamento do carro-guia com a mesma velocidade longitudinal da máquina ($\dot{x}$), sendo a rotação obtida por meio de relação com o movimento angular das rodas em contato com o solo. No acionamento do carro-guia no mesmo sentido de movimento da máquina, ocorre metade do ciclo de rotação do came de tambor (Figura 12 A); seguida pelo acionamento no sentido contrário ao movimento da máquina motriz, mesmo intervalo de tempo em que a manivela aciona o punçador no interior do solo (Figura 12 B).

$$\dot{x} = \dot{\omega}_r \cdot R$$

onde:

$\dot{x}$ – velocidade de deslocamento da máquina motriz, m s⁻¹;

$\dot{\omega}_r$ – velocidade angular das rodas, rad s⁻¹;

R – raio da roda, m.

Para o atendimento da condição de movimento do carro-guia em relação ao movimento da máquina motriz, a velocidade angular do came de tambor foi relacionada com distância linear percorrida pelo carro-guia (P_c) durante um ciclo de rotação (T_c), com velocidade $\dot{S}$ do carro-guia. As relações e sincronia do movimento da máquina ($\dot{x}$), came de tambor ($\dot{\omega}_c$), carro-guia ($\dot{S}$) e manivela (θ) são descritas a seguir:

$$\dot{\omega}_c = \frac{2\pi}{T_c} \rightarrow T_c = \frac{P_c}{\dot{S}} \rightarrow \dot{\omega}_c = \frac{2\pi \cdot \dot{S}}{P_c} \rightarrow \dot{S} = \frac{\dot{\omega}_c \cdot P_c}{2\pi}$$

onde:

$\dot{\omega}_c$ – velocidade angular do came, rad s⁻¹;

T_c – período em um ciclo completo de rotação, s;

$\dot{S}$ – velocidade de deslocamento linear do came, m s⁻¹;

P_c – percurso longitudinal percorrido pelo carro-guia no ciclo de rotação do came, m.

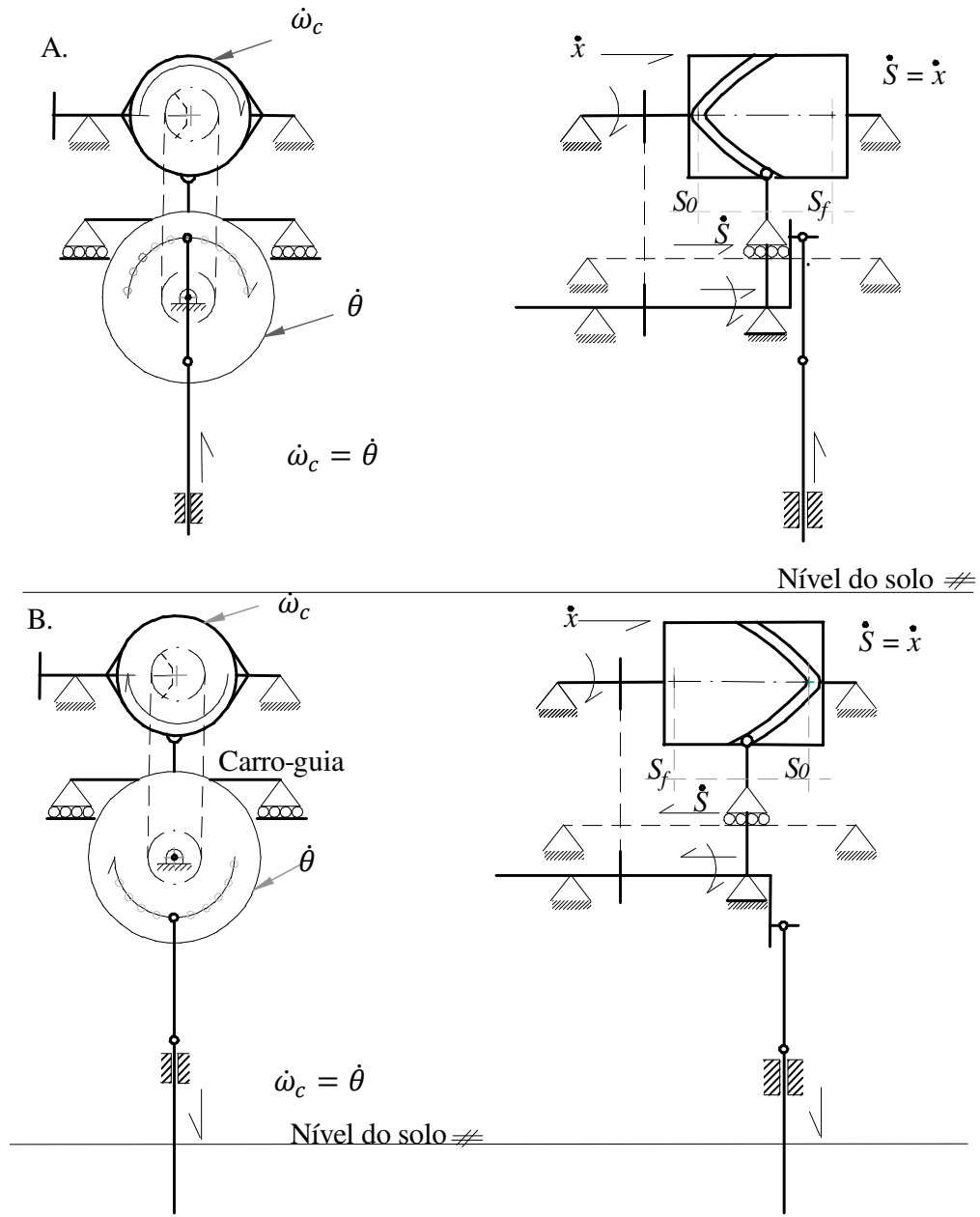


Figura 12. Sincronismo do came e manivela.

A relação de transmissão utilizada na sincronia entre a velocidade de deslocamento $\dot{x}$ da máquina motriz e velocidade $\dot{S}$ do carro-guia, sendo as velocidades $\dot{\theta}$, $\dot{x}$ e $\dot{\omega}_c$ consideradas invariantes no tempo, com $\dot{x}$ e $\dot{S}$ iguais, foi:

$$\dot{x} = \dot{S} \rightarrow \dot{\omega}_r \cdot R = \frac{\dot{\omega}_c \cdot P_c}{2\pi} \rightarrow \frac{\dot{\omega}_c}{\dot{\omega}_r} = \frac{2\pi \cdot R}{P_c}$$

$$\dot{\omega}_c = \frac{2\pi \cdot R \cdot \dot{\omega}_r}{P_c}$$

3.6. Dimensionamento do Came de tambor

Perante a condição “ideal” de sincronismo entre a velocidade do carro-guia e máquina motriz, quando o carro-guia é acionado em sentido contrário ao movimento da máquina, o deslocamento com referência ao solo, é a soma do deslocamento da máquina e mecanismo, representando a distância entre punções, ou o percurso P_c . O comprimento efetivo do came de tambor (L) também foi determinado a partir da distância entre punções, e representa o deslocamento longitudinal do carro-guia promovido pelo came durante metade do ciclo de rotação do came.

$$L = 0,5 * P_c$$

onde:

P_c – percurso longitudinal percorrido pelo carro-guia no ciclo de rotação do came, m;

L – comprimento longitudinal do came de tambor, m.

No protótipo, a condição “ideal” de movimento do carro-guia no qual contém o mecanismo puncionador foi determinada pelas relações de transmissão entre o movimento da máquina motriz e carro-guia ($\dot{x} = \dot{S}$); o comprimento longitudinal do came de tambor (L); e o deslocamento longitudinal S do carro-guia em função da rotação ω_c do came de tambor.

A Tabela 1 A e B mostram a condição “ideal” do deslocamento S linear proporcional em função do deslocamento angular ω_c . A Tabela 1A representa o deslocamento angular do came em $0 \leq \omega_c < \pi$, no qual o carro-guia realiza avanço¹, sendo π rad o final do percurso; já Tabela 1B representa o deslocamento angular do came em $\pi \leq \omega_c < 2\pi$, no qual o carro-guia realiza o recuo², sendo o deslocamento angular 2π rad o final do ciclo.

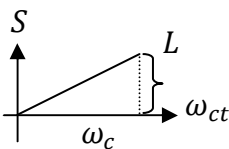
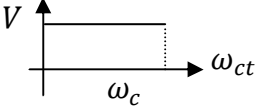
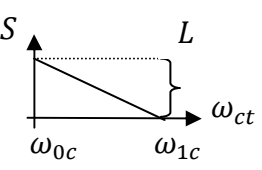
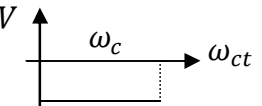
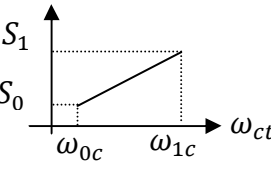
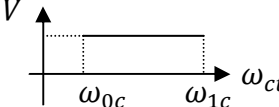
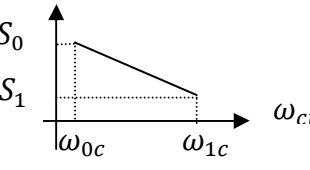
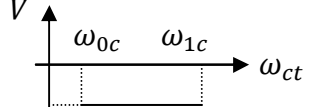
Para redução de riscos de travamento entre o elemento do carro-guia conduzido no canal do came durante a inversão do movimento no início/fim do ciclo (0 e 2π rad) ou na metade do ciclo (π rad), utilizou-se como opção ao dimensionamento do came, funções cíclicas para o deslocamento S promovido pela rotação do came nas extremidades do “tambor”, que possuem inversão do movimento. Para tanto, o deslocamento S em função da rotação ω_c foi representado por seis funções para suavização do movimento. No início do ciclo foi utilizado função cíclica compreendida em 0° a 15° de deslocamento angular do came (Tabela 2 A); em seguida utilizou-se função linear proporcional entre 16° a 165° para obtenção da condição “ideal” de movimento do carro-guia (Tabela 1 C); e novamente as

¹ Avanço representa o movimento do carro-guia no mesmo sentido do deslocamento da máquina;

² Recuo representa o movimento do carro-guia em sentido contrário ao deslocamento da máquina;

funções cíclicas nos deslocamentos angulares de 166° a 180° (Tabela 2 B) e 181° a 195° (Tabela 2 C) para a suavização na inversão do movimento do carro-guia; sendo retomada a condição “ideal” de movimento com a função de deslocamento linear proporcional entre 195° a 345° (Tabela 1 D); sendo o ciclo finalizado com função cíclica com abrangência de 345° a 360° (Tabela 2 D). As funções cíclicas selecionadas possuem aceleração nula no início e final do deslocamento angular, que é a condição obtida na transmissão do movimento em deslocamento linear proporcional. .

Tabela 1. Características do movimento linear proporcional em função do deslocamento angular do came de tambor

A*.  $S = \frac{L \cdot \dot{\omega} \cdot t}{\omega_c}$  $V = \frac{L \cdot \dot{\omega}}{\omega_c}$	B.  $S = 2 \cdot L - \frac{L \cdot \dot{\omega} \cdot t}{(\omega_{1c} - \omega_{0c})}$  $V = -\frac{L \cdot \dot{\omega}}{(\omega_{1c} - \omega_{0c})}$
C.  $S = \frac{(S_1 - S_0) * (\dot{\omega} \cdot t - \omega_{0c})}{(\omega_{1c} - \omega_{0c})} + S_0$  $V = \frac{(S_1 - S_0) * (\dot{\omega})}{(\omega_{1c} - \omega_{0c})}$	D.  $S = \frac{(S_1 - S_0) * (\dot{\omega} \cdot t - \omega_{0c})}{(\omega_{1c} - \omega_{0c})} + S_0$  $V = \frac{(S_1 - S_0) * (\dot{\omega})}{(\omega_{1c} - \omega_{0c})}$

* S – deslocamento (m); V – velocidade (m s⁻¹); A – aceleração (m s⁻²); L – percurso de avanço ou recuo do carro-guia (m); ω_c - deslocamento angular do came (rad); ω – velocidade angular do came (rad s⁻¹); t – tempo (s) .

Tabela 2. Características de movimento cicloidal em função do deslocamento angular do came de tambor (adaptado de KLOOMOK & MUFFLEY, 1955)

A.*	B.
$S = L \left(\frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} - \frac{1}{\pi} \sin \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$	$S = L \left(\frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} + \frac{1}{\pi} \sin \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$
$V = \frac{L\dot{\omega}}{\omega_c} \left(1 - \cos \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$	$V = \frac{L\dot{\omega}}{\omega_c} \left(1 + \cos \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$
$A = \frac{\pi L \dot{\omega}^2}{\omega_c^2} \left(\sin \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$	$A = -\frac{\pi L \dot{\omega}^2}{\omega_c^2} \left(\sin \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$
C.	D.
$S = L \left(1 - \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} + \frac{1}{\pi} \sin \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$	$S = L \left(1 - \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} - \frac{1}{\pi} \sin \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$
$V = -\frac{L\dot{\omega}}{\omega_c} \left(1 - \cos \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$	$V = -\frac{L\dot{\omega}}{\omega_c} \left(1 + \cos \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$
$A = -\frac{\pi L \dot{\omega}^2}{\omega_c^2} \left(\sin \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$	$A = \frac{\pi L \dot{\omega}^2}{\omega_c^2} \left(\sin \pi \frac{\dot{\omega} \cdot t}{\omega_c} \right)$

* S – deslocamento (m); V – velocidade (m s⁻¹); A – aceleração (m s⁻²); L – percurso de avanço ou recuo do carro-guia (m); ω_c – deslocamento angular do came (rad); $\dot{\omega}$ – velocidade angular do came (rad s⁻¹); t – tempo (s) .

4. PROTÓTIPO VIRTUAL, CONFEÇÃO E MONTAGEM

Com a modelagem e análise dinâmica do mecanismo utilizando conceitos de Newton-Euler em ambiente Matlab, determinaram-se parâmetros dimensionais ao desenvolvimento do protótipo virtual em Solid Edge (Figura 13). A construção do protótipo com mecanismo puncionador foi realizada após dimensionamento, elaboração de desenhos, e seleção de materiais mecânicos. A primeira etapa da construção do protótipo foi confeccionar o chassi (Figura 15). Para a construção do protótipo, optou-se pela utilização de componentes de baixo custo, como chassi constituído por perfil quadrado de metalon, eixos e peças móveis em aço carbono 1020, e engrenagens e rolamentos em ligas especiais.

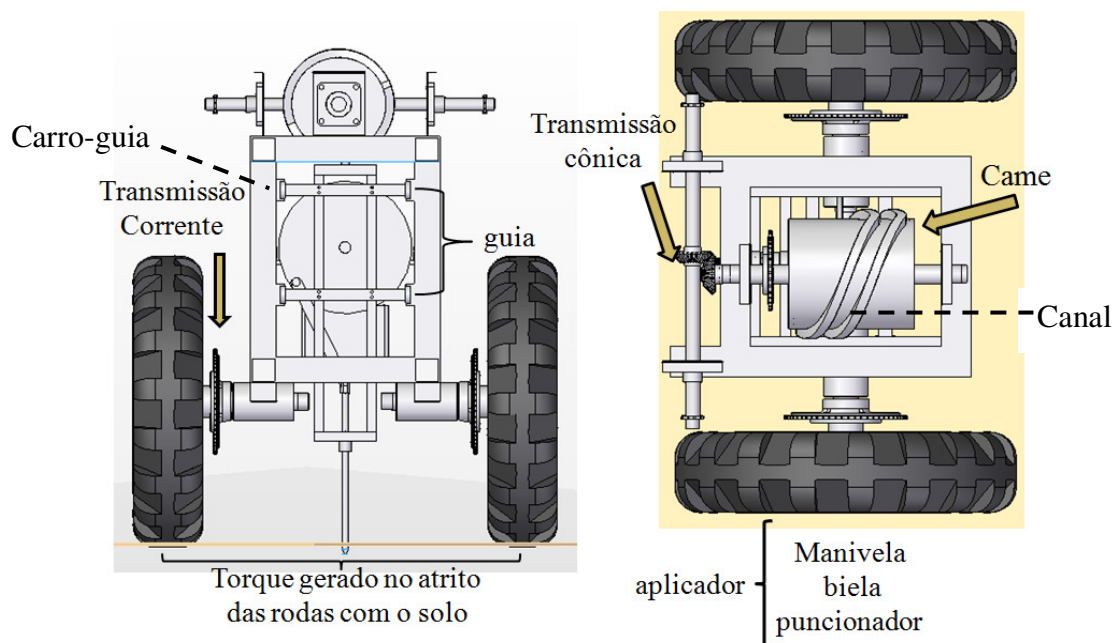
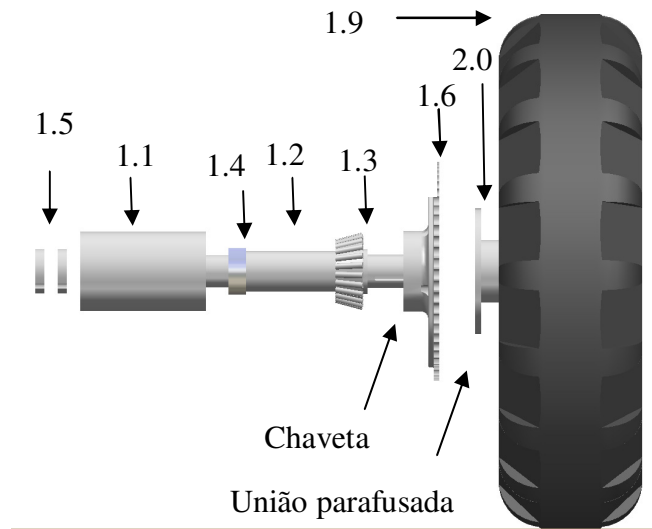


Figura 13. Protótipo virtual desenvolvido para a o mecanismo de aplicação de adubo líquido.

O diâmetro primitivo do pneu utilizado foi de 585 mm. Entre as características do pneu, as bandas de rodagem com barras transversais aumentaram a eficiência do esforço trator pela redução de patinagem (pneu TG-22, Pirelli). Em prolongação do eixo dos rodados foram montadas as rodas dentadas (Figura 14). O sistema de transmissão foi composto por rodas dentadas motoras (60 dentes, diâmetro primitivo 242,66 mm, passo 12,7 mm), que transmitem o movimento às engrenagens movidas sob a relação 6:1 (10 dentes, diâmetro primitivo 41,10 mm, passo 12,7 mm). A transmissão da rotação para o came foi realizada por engrenagens cônicas com relação 1:1 (20 dentes).



- 1.1 → Camisa
 1.2 → Eixo da roda
 1.3 → Rolamento de rolos cônicos
 1.4 → Rolamento axial
 1.5 → Porca & contraporca

- 1.6 → Rodas dentadas motoras
 1.7 → Rodas dentadas movidas
 1.8 → Aro
 1.9 → pneu
 2.0 → Prolongação do eixo

Figura 14. Conjunto do rodado.

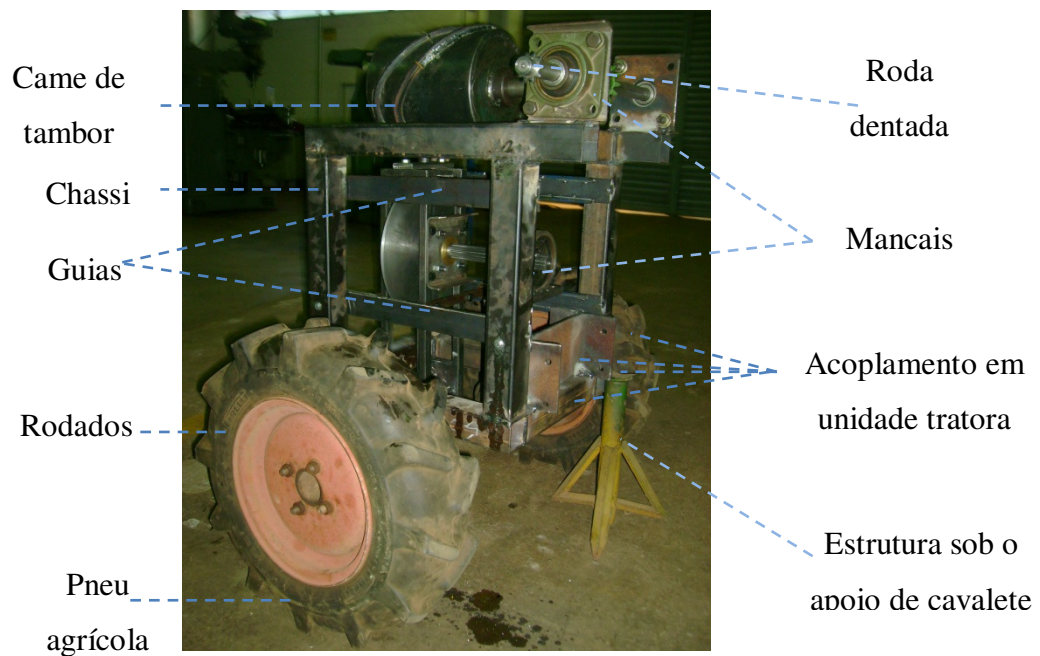


Figura 15. Protótipo em fase de construção.

No acionamento do eixo com manivela, a transmissão da potência do eixo do came de tambor foi realizada por rodas dentada motora e movida “iguais” (23 dentes, diâmetro primitivo 93,27 mm, passo 12,7 mm). No centro da roda dentada movida foi introduzida

bucha estriada, apoiada entre dois mancais fixados na estrutura do chassi, a qual transmite a potência ao eixo estriado, que realiza o movimento longitudinal alternativo com rotação (Figura 16). As principais características do eixo estriado são o diâmetro primitivo de 30 mm (16 dentes), comprimento de 275 mm, com 225 mm em entalhe. Já o diâmetro primitivo da bucha estriada utilizada foi de 30 mm e 16 dentes.

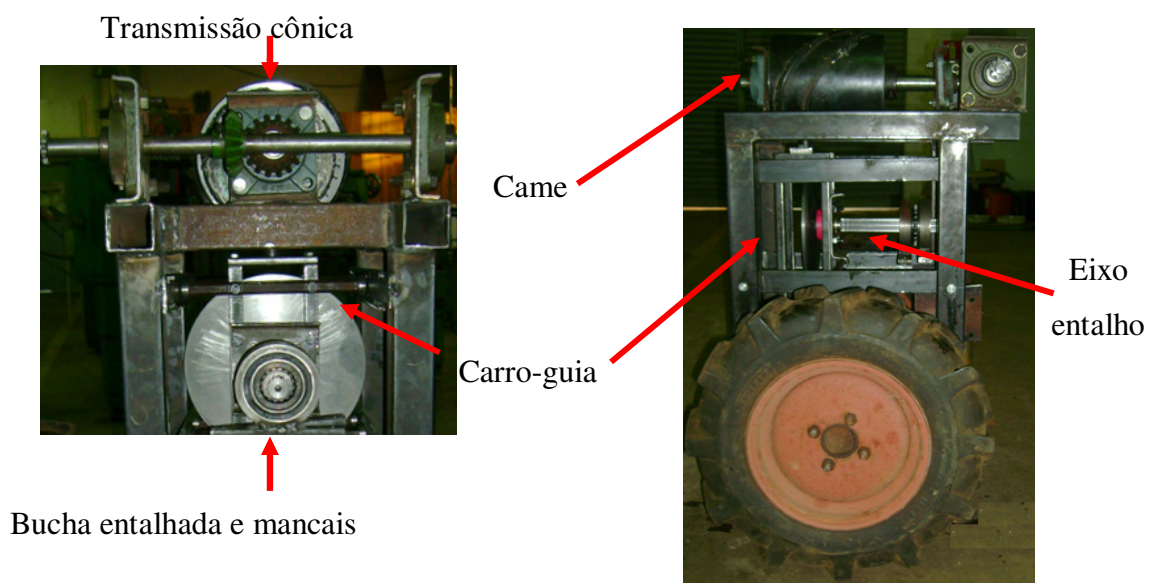


Figura 16. Detalhes do protótipo.

Os componentes principais do conjunto de mecanismo do puncionador são o came de tambor, o carro-guia, a biela-manivela e o puncionador.

O movimento longitudinal do carro-guia durante o deslocamento angular do came de tambor foi determinado como função linear proporcional. Na confecção do came, a função foi transferida como coordenadas ao “tambor” utilizando máquina fresadora com o difusor de engrenagens para promoção do deslocamento angular e longitudinal (Figura 17). Os centros dos furos foram utilizados como alojamento de pinos com diâmetro de 25 mm, utilizados como coordenadas para conformação a frio das barras de aço que compõe o came de tambor. As principais dimensões do came são o diâmetro primitivo de 230 mm e comprimento de 150 mm.



Figura 17. Came de tambor.

Os componentes principais do carro-guia são a estrutura formada pelo par de placas (dimensões principais: 600 mm x 120 mm) unidas por meio de barras parafusadas com rolamentos nas extremidades (ϕ 40 mm) guiados em canal fixado nas laterais da estrutura do protótipo. O movimento do carro-guia foi proporcionado pela interface da bucha de nylon com o canal do came de tambor. No carro-guia foi contido o mecanismo biela-manivela com o punçador (Figura 18). No mecanismo punçador, as buchas foram utilizadas para conduzir o movimento do punçador na direção vertical. Como punçador foi utilizada haste cilíndrica (ϕ 12 mm), com ponteira cônica confeccionada com ângulo de 30° , e base do cone igual a ϕ 12 mm (área de 113 mm^2).

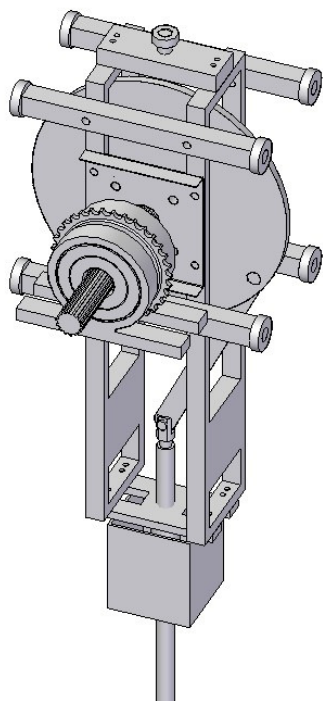


Figura 18. Carro-guia com mecanismo punçador.

As dimensões principais utilizadas no mecanismo puncionador foram o diâmetro efetivo da manivela igual a 280 mm, biela com comprimento de 270 mm e puncionador com comprimento de 665 mm, sendo a distância do centro geométrico da manivela ao solo igual a 975 mm.

A massa total do protótipo (Figura 19) foi determinada em 200 kg. Na avaliação da operação em caixa de solo utilizando o protótipo (Figura 19), a fonte motriz ao acionamento foi o carro porta-ferramenta tracionado em cabo de aço montado em tambor rotativo, sendo o acionamento realizado por bomba hidrostática com velocidade variável (GRAY, 2008), cuja potência do sistema foi fornecida por motor elétrico de 30,0 kW.

A.



B.



Célula de
carga

Figura 19. Protótipo com mecanismo puncionador em caixa de solo

5. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DO MECANISMO EM OPERAÇÃO EM CAIXA DE SOLO

Na caixa de solo preparada como leito suporte para os testes, o solo, caracterizado por BIANCHINI (2002), apresenta 30% de argila, 23% de silte e 47% de areias; e em ensaio proctor normal, a umidade ótima para a compactação do solo foi determinada em 14%, com densidade máxima de $1,85 \text{ Mg m}^{-3}$. O preparo do leito suporte aos testes também foi semelhante ao realizado por BIANCHINI (2002). A camada de solo preparada foi aproximadamente de 210,0 mm de espessura, a qual foi composta por subcamadas de 70,0 mm.

A determinação da velocidade de deslocamento do conjunto foi realizada por meio de controle de deslocamento volumétrico de bomba hidráulica. Durante os testes, o levantamento da patinagem das rodas foi realizado devido à influência do deslocamento angular das rodas com o sincronismo do mecanismo. A patinagem foi obtida conforme descrito a seguir:

$$V_{tan} = \frac{\pi * D * N}{t_f - t_i}$$

onde:

V_{tan} – velocidade tangencial da roda, m s^{-1} ;

D – diâmetro da roda, m;

Δt – intervalo de tempo do teste, s.

$$V = \frac{x_f - x_i}{t_f - t_i}$$

$$\eta (\%) = \left(1 - \frac{V}{V_{tan}}\right) * 100$$

onde:

V – velocidade de deslocamento da máquina motriz, m s^{-1} ;

Δx – percurso realizado pelo protótipo, m;

Δt – intervalo de tempo do teste, s.

η – patinagem.

Na caixa de solo, os testes foram realizados com três passagens do protótipo com o mecanismo puncionador, com distância percorrida de aproximadamente 9 m (Figura 20).

Assim, as distâncias entre as punções realizadas pelo mecanismo foram determinadas utilizando fita métrica, e as profundidades das punções com paquímetro. Para a determinação da umidade do solo foram coletadas três amostras compostas do solo da caixa, sendo duas amostradas nas extremidades, e a outra ao centro da caixa de solo.

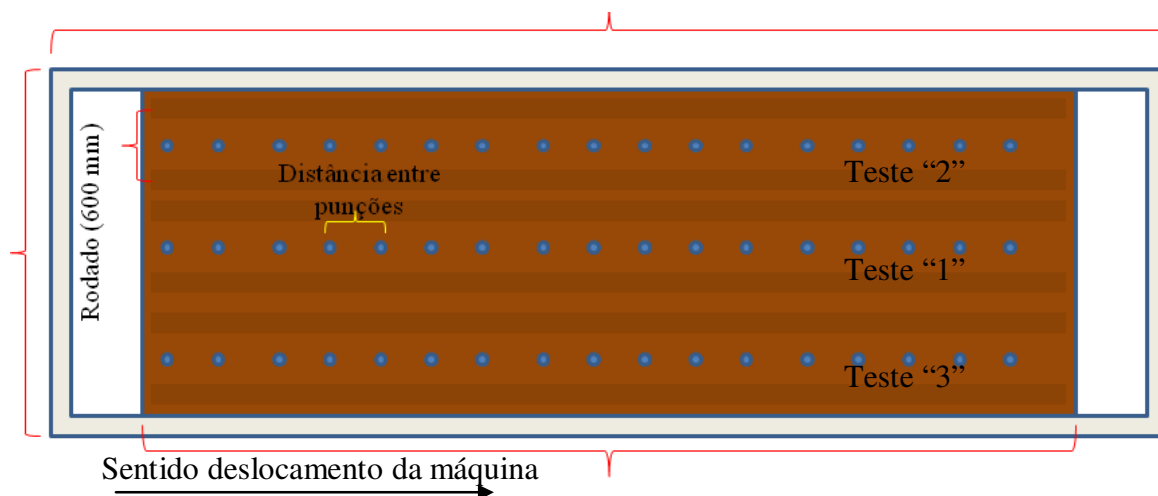


Figura 20. Experimento na caixa de solo.

Durante os testes foi determinada a força de reação do solo à penetração do puncionador, utilizando célula de carga (modelo ST 250, Vincere do Brasil) com capacidade de 250 kg, fixada na haste do puncionador (Figura 19). O equipamento de aquisição dos sinais utilizado foi o “Spider” (HBM inc, Spider8[®]), sendo a interface com o computador realizada pelo software Catman Easy (HBM inc, versão 3.3.5[®]), com frequência de aquisição de 100 Hz.

A resistência à penetração do solo da caixa foi verificada após os testes com o mecanismo puncionador utilizando penetrômetro eletrônico (modelo PLG5200-SoloTrack, Falker[®], Porto Alegre-RS). As sondagens de resistência à penetração foram realizadas em meio às punções do mecanismo, ao longo de todo o percurso do protótipo, nas três linhas de testes para verificar a homogeneidade de preparo da caixa de solo.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1. Análise dinâmica do mecanismo puncionador

A simulação e análise dinâmica foram fundamentais durante a etapa de dimensionamento e previsão das características da operação, e viabilizaram o desenvolvimento do mecanismo puncionador a partir dos requisitos da operação. Na análise do deslocamento do carro-guia obtido em um ciclo completo de rotação do came construído, o movimento se assemelhou ao projetado para o sincronismo com o movimento da máquina motriz (Figura 21). O deslocamento máximo do carro-guia foi de 145,0 mm, 5,0 mm menor que no projeto original.

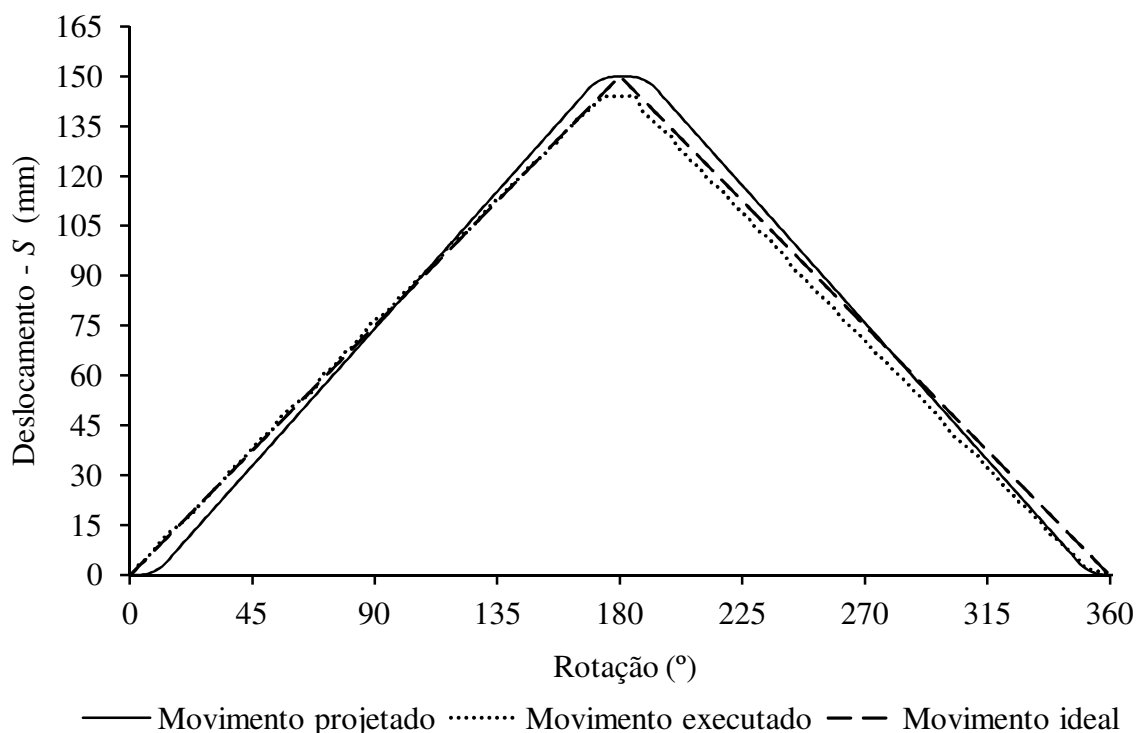


Figura 21. Deslocamento S do carro-guia em função da rotação ω_c do came.

No mecanismo puncionador, o deslocamento do carro-guia com a mesma velocidade da máquina foi realizado no período de movimento linear em função da rotação do came. No ciclo de rotação, a aceleração ocorre nos instantes em que o carro-guia inverte o sentido do movimento longitudinal. Em simulação utilizando velocidade de deslocamento da máquina de $1,0 \text{ m s}^{-1}$, verificou-se que, após 0,0126 s da inversão do sentido do movimento, o carro-guia

obtem a mesma velocidade da máquina (Figura 22). Neste período de rotação do came (15°), ocorre pequeno deslocamento do carro-guia (~6,0 mm; Figura 21), sendo obtida aceleração máxima de 123 m s^{-2} .

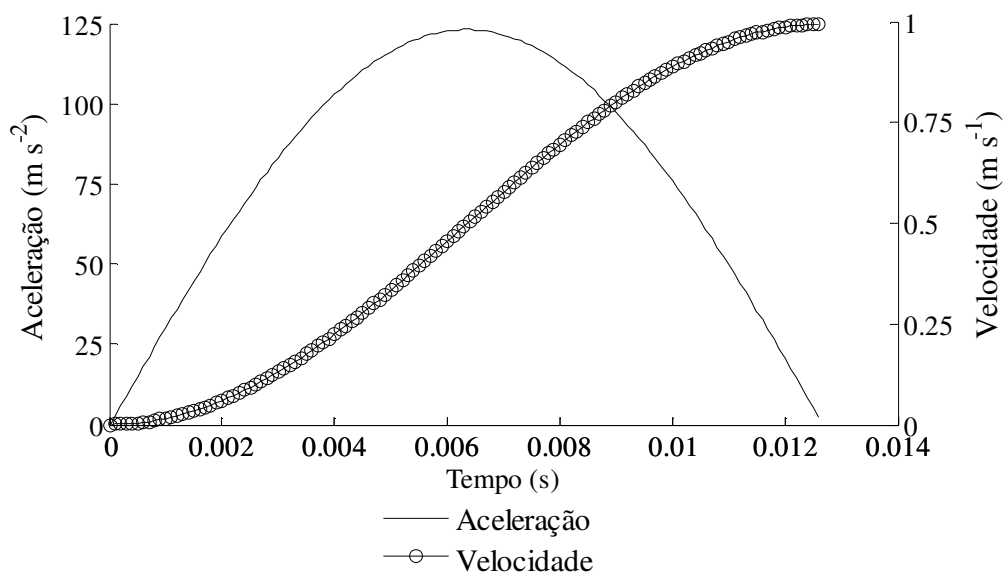


Figura 22. Características do movimento do carro-guia próximo aos polos de inversão do movimento alternativo.

Na simulação de velocidade de deslocamento da máquina, o movimento do carro-guia apresenta o deslocamento em forma de “dente de serra” em relação ao sistema inercial, no qual, durante metade do ciclo de rotação do came, o carro-guia permanece estacionário em relação ao solo, para a realização da operação pelo puncionador, e na outra metade do ciclo avança com velocidade igual ao dobro da velocidade da máquina (Figura 23).

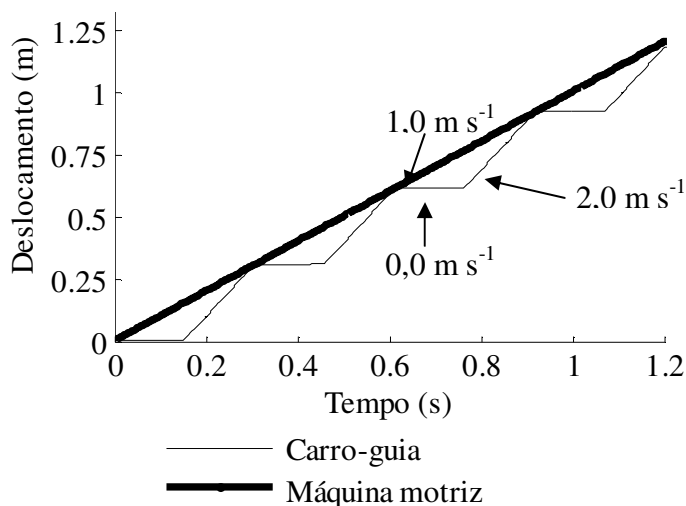


Figura 23. Deslocamento do carro-guia e máquina em referência ao sistema inercial.

O comportamento dinâmico do carro-guia em relação ao movimento da “máquina motriz”, associado ao movimento do deslocamento angular da manivela, resultou no movimento desejado para o puncionador, com deslocamento longitudinal igual a zero no período em que o puncionador perfura o solo até a profundidade de 100 mm, com distância entre punções de aproximadamente 300 mm (Figura 24). Tal movimento do puncionador no solo, além de propiciar mínima mobilização do solo, pressupõe-se danos mínimos ao sistema radicular da cana-soca.

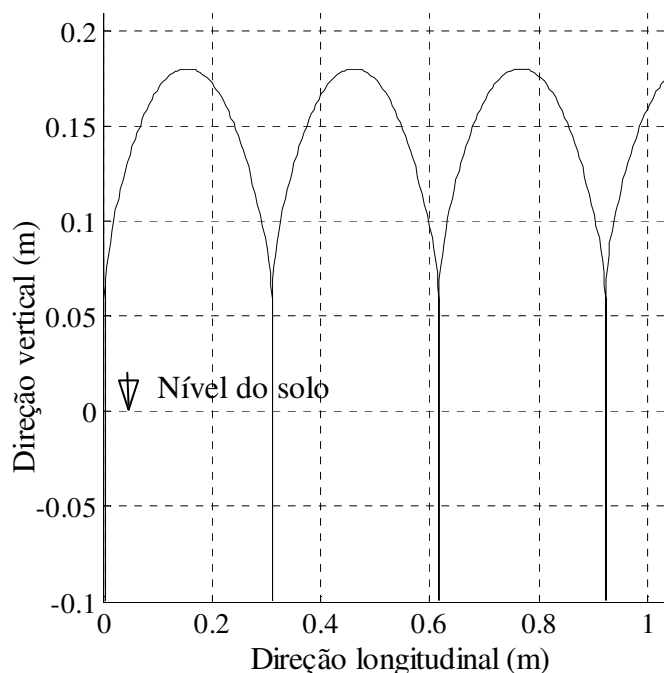


Figura 24. Simulação do deslocamento longitudinal e vertical do puncionador durante os ciclos de operação.

As características dinâmicas do mecanismo biela-manivela e puncionador impõem aos vínculos acelerações lineares absolutas que influenciam nas reações dinâmicas; e podem afetar seu desempenho e vida útil. Em simulação de velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$ da máquina foi obtido velocidade angular das rodas de $3,42 \text{ rad s}^{-1}$ (32,65 rpm) e rotação do came de $20,51 \text{ rad s}^{-1}$ (195,90 rpm).

O máximo deslocamento angular ($0,543 \text{ rad}$) e a aceleração angular máxima da biela ($118,61 \text{ rad s}^{-2}$) foram obtidos nos polos da manivela, na direção horizontal (0 e $\pi \text{ rad}$). Já no polo inferior da manivela, onde o puncionador é acionado em profundidade máxima de perfuração, a velocidade angular da biela foi $10,63 \text{ rad s}^{-1}$ (Figura 25).

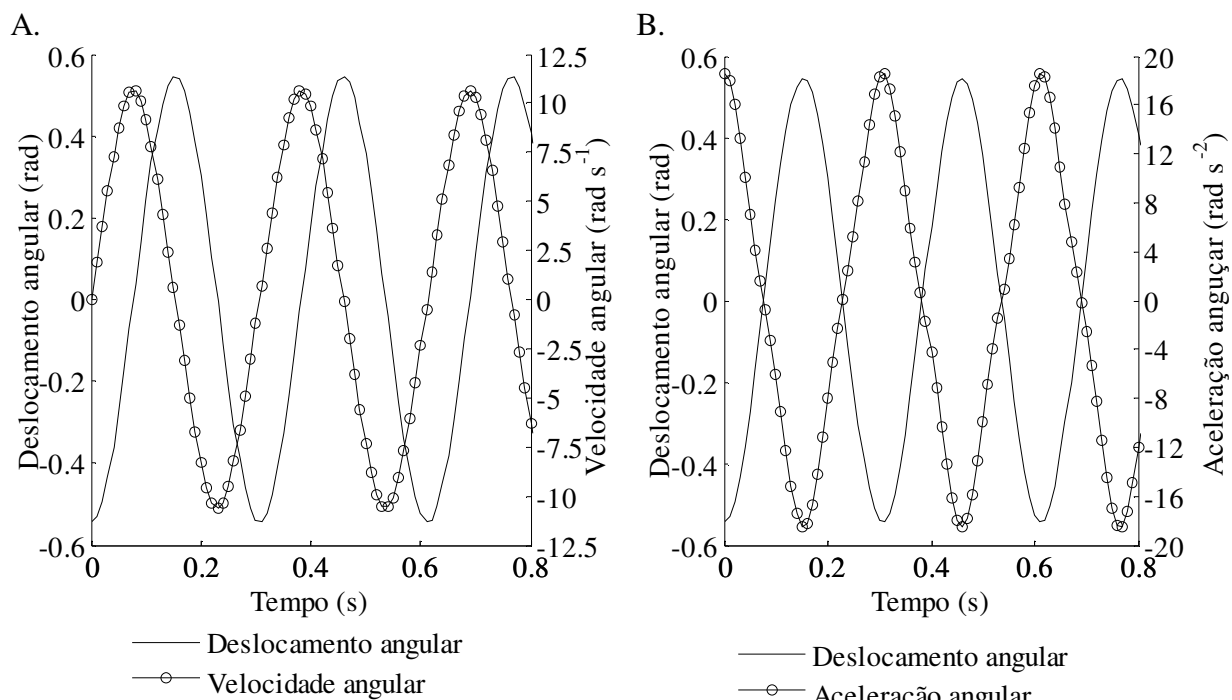


Figura 25. Movimento angular da biela, em simulação de $1,0 \text{ m s}^{-1}$ para a máquina motriz.

No movimento do punçador, a amplitude do deslocamento é igual ao raio r da manivela (140 mm). Em geral, o sentido da velocidade é o mesmo do deslocamento do punçador. A aceleração linear absoluta máxima foi de $89,5 \text{ m s}^{-2}$, sendo obtida no instante que atinge a profundidade máxima (100 mm) e há a inversão da velocidade linear (Figura 26).

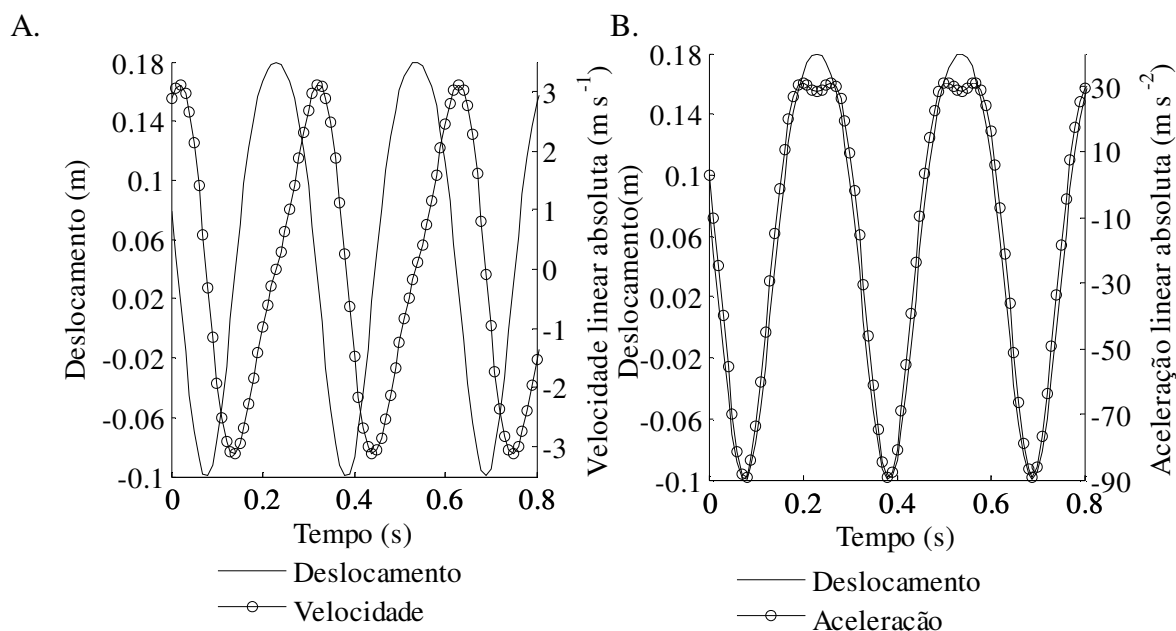


Figura 26. Simulação do movimento do punçador em relação ao nível do solo utilizando velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$ para a máquina motriz.

A velocidade linear absoluta do puncionador próximo ao polo de inversão do sentido do movimento é menor. Tal característica garante maior tempo disponível à aplicação do adubo líquido no interior do solo, próximo à profundidade máxima de atuação do puncionador (Figura 27). WOMAC & TOMPKINS (1990) também utilizaram o sistema biela-manivela no acionamento de haste para perfuração para aplicação de adubo líquido no interior do solo, sendo verificada, em análise cinemática, maior velocidade no início da perfuração do solo, com redução até anulação na profundidade máxima.

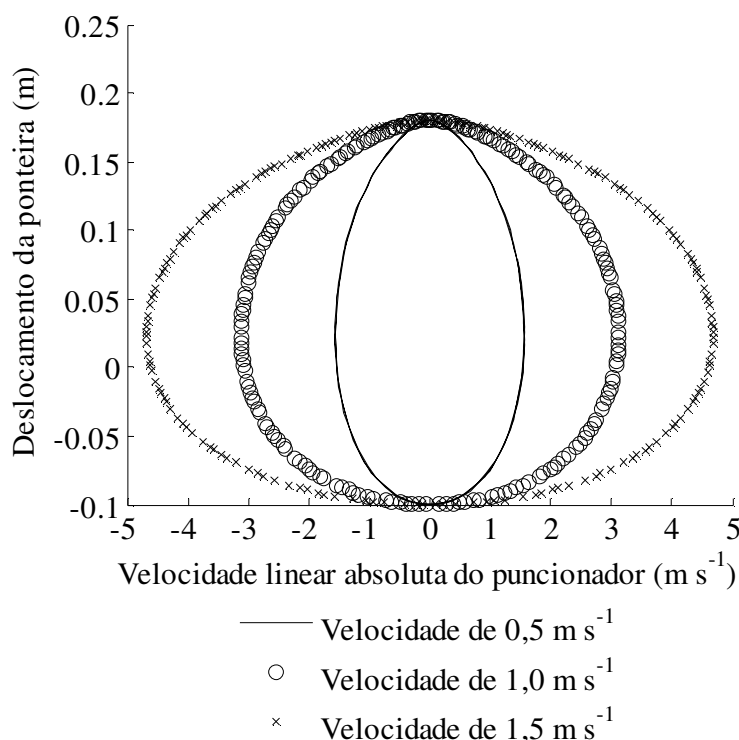


Figura 27. Características do movimento do puncionador.

No movimento do puncionador no solo, o intervalo de tempo de perfuração do solo (0 a 100 mm) foi definido como o tempo de punção. Já o intervalo de tempo em que o puncionador se desloca entre as profundidades de 50 a 100 mm foi estabelecido como o período destinado à aplicação de adubo líquido. Em simulação para o tempo de punção no solo em função da velocidade da máquina motriz, verificou-se não linearidade do tempo (Figura 28), tendendo a zero para velocidades de deslocamento superiores a $3,0 \text{ m s}^{-1}$. Considerando $1,0 \text{ m s}^{-1}$ como referência para a velocidade da máquina motriz, o intervalo de tempo entre as

profundidades de 50 a 100 mm (0,0698 s) foi proporcionalmente maior que o intervalo de tempo de punção (0,104 s).

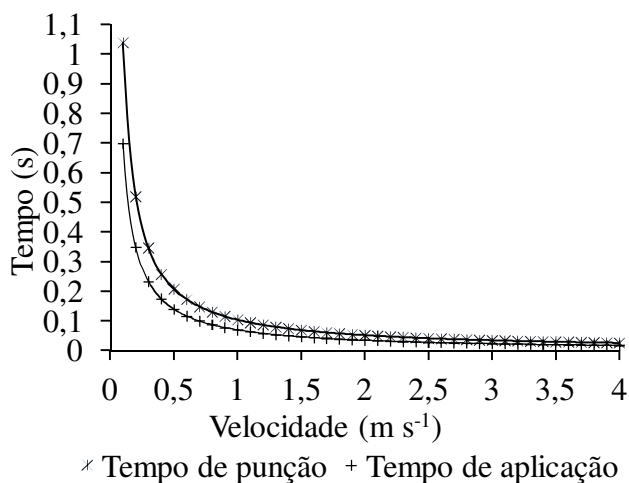


Figura 28. Intervalo de tempo durante perfuração do solo em função da velocidade.

Durante a perfuração do solo pelo puncionador, a força de reação foi simulada em função da profundidade de perfuração, por meio de estimativa da resistência a penetração. Na profundidade de 100,0 mm a força de reação estimada foi de 283,0 N, sendo transmitida aos vínculos cinemáticos (Figura 29 B).

Em análise das forças de reações do vínculo biela-manivela na direção horizontal (F_{2x}), a máxima reação foi de 72,18 N, com o puncionador na posição de 70 mm de profundidade. No mesmo vínculo, a reação máxima na direção vertical (F_{2y}) foi de 376,1 N, obtida nos instantes coincidentes com a profundidade máxima do puncionador.

Na obtenção das forças resultantes nos vínculos, além da reação normal do solo, contribuíram os pesos dos componentes (manivela com 47,48 N; biela com 4,16 N e puncionador com 5,89 N) e as acelerações do centro de massa do puncionador e biela. As forças de reação resultantes na biela-puncionador foram transmitidas ao vínculo biela-manivela.

Na simulação das forças de reação resultantes, verifica-se maior reação quando o puncionador perfura o solo. Nas condições simuladas, a maior força resultante no vínculo biela-manivela foi de 377 N, obtida com o puncionador na posição de 70 mm de profundidade (Figura 29A).

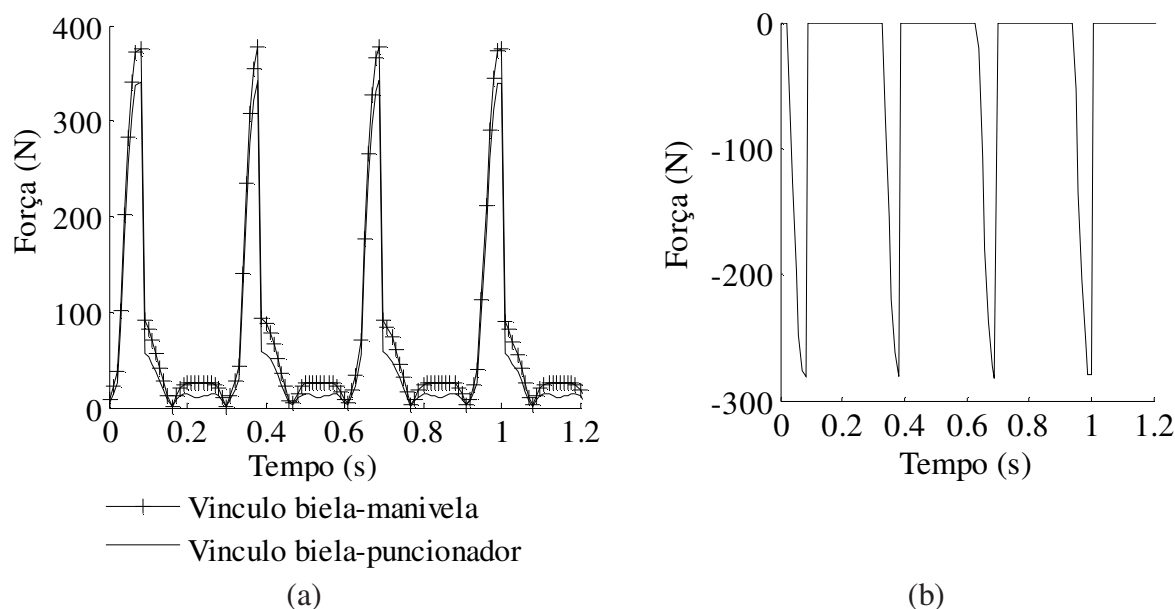


Figura 29. Simulação dinâmica com velocidade de $1,0 \text{ m s}^{-1}$ da máquina. (a) Forças de reação resultante. (b) Estimativa da força realizada pelo puncionador durante perfuração.

Em simulação utilizando a velocidade de deslocamento de $1,0 \text{ m s}^{-1}$, o torque máximo na manivela foi de $28,57 \text{ N m}$ (Figura 30). Neste instante, o puncionador se desloca na profundidade de 70 mm ; sendo as forças de reação transmitidas pelo vínculo biela-manivela iguais a $274,5 \text{ N}$ (F_{2y}) e $72,18 \text{ N}$ (F_{2x}). Nos três cenários simulados ($0,5$; $1,0$ e $1,5 \text{ m s}^{-1}$), a estimativa para a força realizada pelo puncionador durante a perfuração do solo foram consideradas iguais. Mesmo assim, houve variação no requerimento de torque de acionamento, sendo exigida maior demanda de torque, quando utilizado maiores velocidades. Tal incremento na intensidade das reações dinâmicas foi relacionado principalmente ao aumento da aceleração linear absoluta no puncionador. Na simulação utilizando $1,5 \text{ m s}^{-1}$ foi obtido torque máximo de $38,0 \text{ N m}$, sendo 33% maior que o máximo obtido em simulação com $1,0 \text{ m s}^{-1}$.

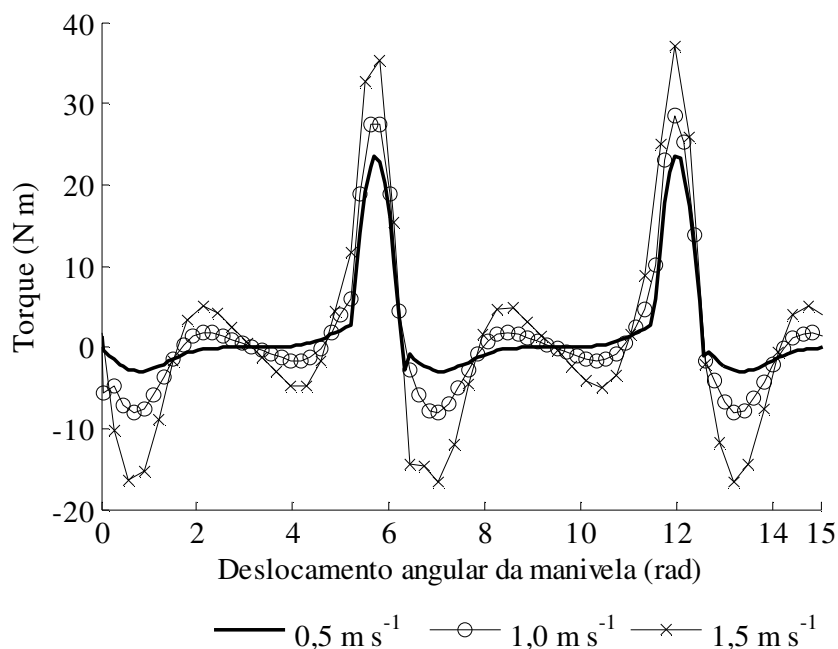


Figura 30. Simulação dinâmica para o torque de acionamento da manivela, com variação na velocidade de deslocamento da máquina.

6.2. Avaliação de operação com o mecanismo puncionador desenvolvido para atuação em profundidade com mínima mobilização do solo

Nos testes realizados na caixa de solo a média obtida para a distância entre punções (306,0 mm) apresentou coeficiente de variação igual a 3,18%. A profundidade média das punções foi 94,17 mm, contemplando o requisito estabelecido no projeto. Em geral, a operação de punção foi realizada com baixo coeficiente de variação para a profundidade (6,62%), e desvio padrão de 6,23 mm (Tabela 2). Tal variação na profundidade foi atribuída a irregularidades na superfície do solo. Em áreas de cana-soca, as irregularidades do solo são maiores, e acentuadas pelo trânsito com máquinas agrícolas, como na colheita da cana-de-açúcar. Assim, pressupõe-se maior variação na profundidade de punção utilizando o mecanismo puncionador em áreas de cana-soca.

Tabela 3. Características da avaliação da operação de punções localizadas

	Teste “1”	Teste “2” Protótipo	Teste “3”	Média
Deslocamento (m)	7,94	7,82	8,09	7,95
Tempo (s)	11,85	11,74	12,30	-
Velocidade da máquina (m s^{-1})	0,67	0,67	0,66	0,67
Velocidade tang. das rodas (m s^{-1})	0,68	0,66	0,67	-
Patinagem (%)	1,87	-0,81	1,84	-
Umidade (%)	13,20	13,27	13,50	13,32
Distância entre punções				
Média entre punções (mm)	302,4	310,4	305,5	306,0
Desvio Padrão (mm)	0,65	1,17	0,90	0,97
Coefficiente de variação (%)	2,15	3,77	2,94	3,18
Profundidade de punção				
Média (mm)	91,57	95,31	95,64	94,16
Desvio Padrão (mm)	6,13	6,42	5,51	6,23
Coefficiente de variação (%)	6,69	6,74	5,76	6,62

A velocidade linear de deslocamento do carro porta ferramentas e protótipo foi de aproximadamente $0,67 \text{ m s}^{-1}$ (Tabela 2). Tal velocidade foi selecionada pela limitação do percurso do protótipo (8,0~10,0 m) realizado em aproximadamente 12,0 s. Em simulação no Matlab utilizando velocidade média de $0,675 \text{ m s}^{-1}$ e frequência de aquisição de 100 Hz da célula de carga, verificou-se o número de aquisições igual a quinze, durante a atuação do puncionador até a profundidade de 100,0 mm, sendo considerado suficiente à observação da força de reação do solo durante a perfuração do solo.

Nos ensaios de laboratório a patinagem das rodas de acionamento foram inferiores a 2,0%. A patinagem reduz o sincronismo do movimento longitudinal alternativo do carro-guia em relação à máquina motriz, representada pelo carro porta ferramentas. No entanto os valores obtidos de patinagem não trouxeram dificuldades à operação, como o travamento seguido por deformação do puncionador. Nas áreas de cana-soca, devido à superfície do solo coberta com camada de palhço, pressupõe-se o aumento na patinagem, pela redução no contato dos rodados com a superfície do solo.

Em análise da força de reação do solo em função da profundidade, verificou-se não linearidade (Figura 31), sendo diferente do pressuposto em estimativa utilizada na simulação dinâmica. Na operação do protótipo com mecanismo puncionador, a força de reação do solo

obtida pela célula de carga em função do tempo, em geral, aumentou linearmente durante a perfuração do solo (Figura 32). Após a inversão do movimento do puncionador, houve também inversão do sentido da força, devido ao atrito entre puncionador e solo, o que resultou em tração na célula de carga.

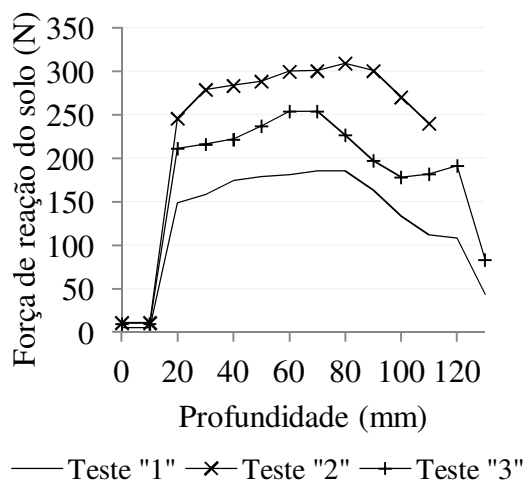
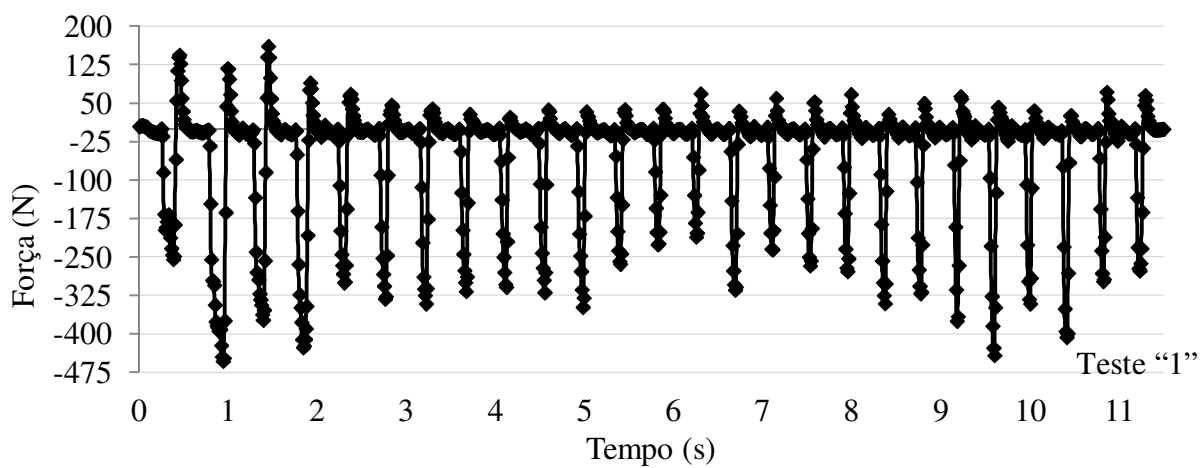


Figura 31. Força de reação do solo da caixa utilizando penetrômetro eletrônico.

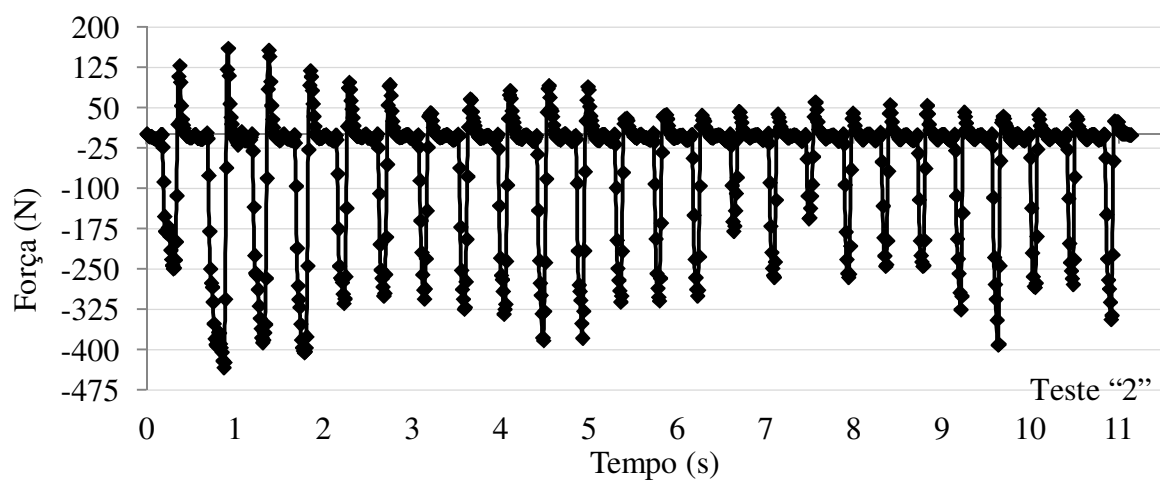
Em geral, a força de reação do solo foi maior nas extremidades da caixa de solo (Figura 32), devido a maior compactação do solo. A força de reação máxima do solo foi de 539,38 N. Já a menor força de reação do solo foi obtida pela inversão do movimento do puncionador sendo de -189,2 N. A média dos “picos” de forças de reação durante a perfuração do solo para os testes “1”, “2”, e “3” foram respectivamente 314,17 N (19% de c.v. e 59,43 N de desvio padrão); 307,5 N (22% de c.v. e 67,7 N de desvio padrão) e 348,9 N (23% de c.v. e 79,0 N de desvio padrão).

Na aplicação do mecanismo puncionador desenvolvido em áreas de cana soca, pressupõe-se maior variação na força de reação do solo durante a perfuração do solo devido às variações das características físicas do solo (densidade, porosidade, umidade e conteúdo de matéria orgânica), além da influência do trânsito de máquinas agrícolas, com diferentes níveis de intensidade que aumentam a resistência do solo (maior compactação).

A.



B.



C.

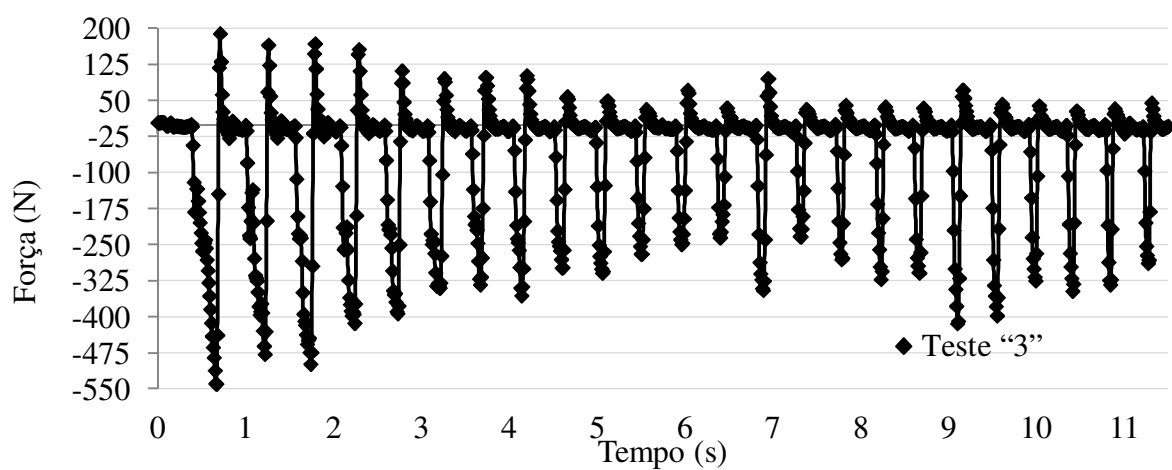


Figura 32. Força realizada pelo puncionador medida com célula de carga durante operação com mecanismo em caixa de solo.

Após a operação com o mecanismo puncionador, o índice de cone foi determinado entre as punções, até a profundidade de 100,0 mm. Desse modo, identificou-se entre as punções a resistência máxima à penetração de 1,46 MPa, resultando em força de reação do solo igual a 179,29 N (Figura 33). A média das forças de reação obtida pelo índice de cone para os testes “1”, “2”, e “3” foram respectivamente 133,8 N (20% de c.v. e 27,0 N de desvio padrão); 130,9 N (20% de c.v. e 25,7 N de desvio padrão) e 132,8 N (17% de c.v. e 22,53 N de desvio padrão). Assim, observa-se que o preparo da caixa não foi homogêneo para a resistência a penetração.

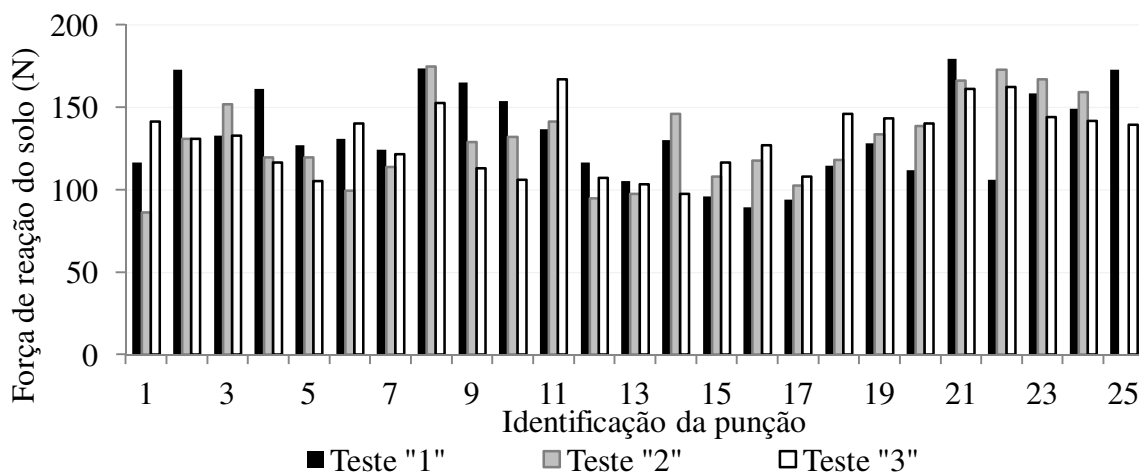


Figura 33. Força de reação obtida pelo índice de cone entre as punções utilizando penetrômetro eletrônico.

Os “picos” da força realizada pelo puncionador e a força de reação do solo determinada pelo índice de cone obtiveram coeficiente de variação similar. Além disso, na determinação realizada pelo índice de cone, observa-se em geral maior força de reação nas extremidades da caixa de solo, semelhante ao mensurado em operação com o mecanismo. No entanto, a força de reação do solo na operação com o mecanismo foi maior. Tal diferença foi atribuída às características diferentes de velocidade de perfuração do solo pelo puncionador, em comparação com a haste do penetrômetro. Na operação realizada, a velocidade do puncionador durante perfuração atingiu até $\sim 2,06 \text{ m s}^{-1}$ no início e final da perfuração. De acordo com a norma ASTM (ASTM D 5778), a velocidade constante de penetração da haste do penetrômetro é aproximadamente de $0,02 \text{ m s}^{-1}$, sendo menor que a velocidade do puncionador em operação.

Em observação da força de reação do solo em função do tempo, o intervalo entre os “picos” da força correspondem a um ciclo completo de rotação da manivela (Figura 32). Assim, o torque de acionamento da manivela pôde ser determinado utilizando como “entrada” a força de reação do solo obtida pela célula de carga, em simulação dinâmica no Matlab. Para tanto, os “picos” da força de reação do solo foram sincronizados aos instantes no qual o puncionador se desloca em profundidade máxima (Figura 34).

Na velocidade de deslocamento de $0,665 \text{ m s}^{-1}$ e rotação do came igual à de $130,26 \text{ rpm}$ ($13,64 \text{ rad s}^{-1}$), o maior torque determinado ao acionamento da manivela foi de $54,5 \text{ N m}$. Neste, a profundidade de punção foi de $96,9 \text{ mm}$; com “pico” da força de reação do solo igual a $382,6 \text{ N}$. Em média, o torque de acionamento foi aproximadamente $40,0 \text{ N m}$. A alternância no sentido do torque de acionamento da manivela foi atribuída à inversão da força de reação do solo após inversão do sentido de movimento do puncionador no interior do solo (Figura 34).

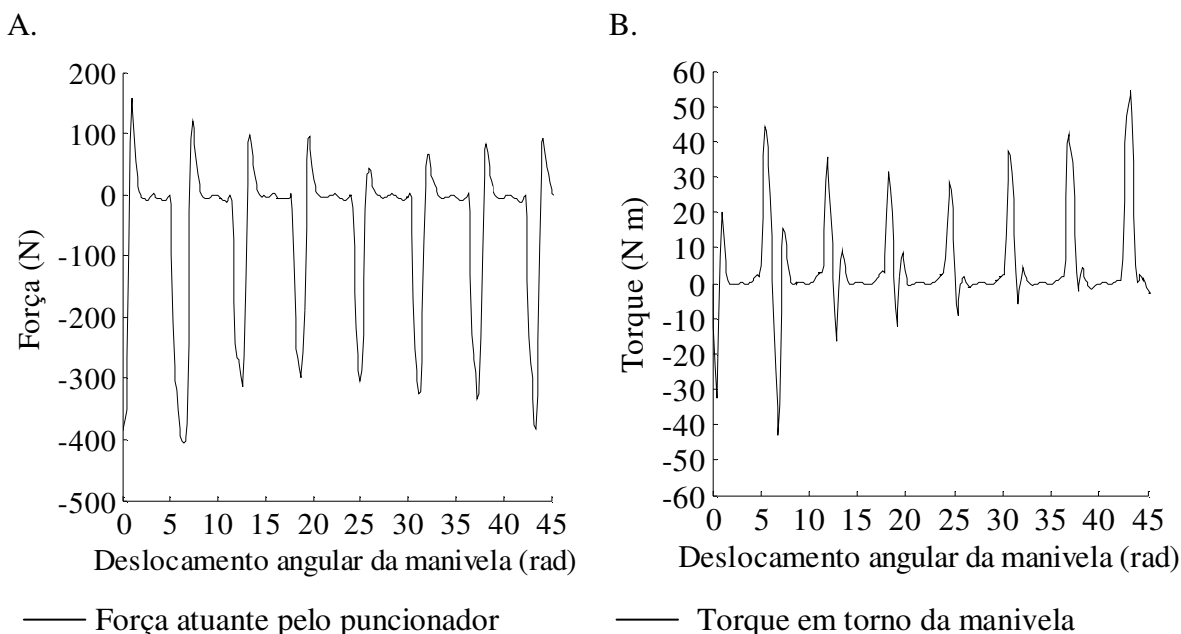


Figura 34. Simulação dinâmica do mecanismo puncionador durante o teste “2”, para o intervalo de 1,5 a 5 s.

Para acionamento do mecanismo puncionador operando em vazio, sem perfurar o solo, foi obtido com torquímetro manual junto ao eixo das rodas $\sim 70,0 \text{ N m}$. A transmissão da potência disponível nos rodados para acionamento do mecanismo reduziu o torque sob a proporção de seis vezes, devido à relação de transmissão. Na determinação do torque de

acionamento do mecanismo, estimou-se demanda de torque nos rodados igual a 326,9 N m e potência de 743,1 W, no instante em que foi requerido maior torque de acionamento do mecanismo.

7. CONCLUSÕES

O processo proposto para aplicação de adubo líquido em profundidade com mínima mobilização do solo utilizando um mecanismo concebido para viabilizar a operação no solo, atendeu os requisitos estabelecidos (profundidade de atuação e distância entre punções) por meio de perfurações verticais no solo, possibilitando a realização de operação de adubação em profundidade com danos mínimos ao sistema radículas das plantas de cana-de-açúcar.

Na modelagem e simulação dinâmica do mecanismo puncionador foi determinado características de deslocamento, velocidades, acelerações e reações dinâmicas referentes às forças e torque de acionamento do mecanismo durante a operação. Tais características viabilizaram a operação com mínima mobilização do solo, por meio de contribuição nas etapas de dimensionamento do mecanismo e simulação do deslocamento do puncionado no solo.

O mecanismo construído, apresentou funcionamento adequado durante a operação de perfurações no solo. Na avaliação da operação realizada em caixa de solo utilizando o protótipo com mecanismo puncionador, a distância entre punções (~306 mm) e profundidade (~94 mm) de punção foi similar ao projetado, sendo satisfatória à menor mobilização do solo e atendimento dos requisitos determinados para a operação de adubação em cana-soca.

8. RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Entre as dificuldades ao funcionamento do mecanismo, observou-se transmissão insuficiente de potência dos rodados para acionamento do mecanismo em solos excessivamente compactados. Desse modo, propõe-se o uso de outra fonte de acionamento, como um motor hidráulico acionado pela fonte óleo hidráulica do trator. Para tanto, faz-se necessário sincronizar a vazão óleo hidráulica com a velocidade de deslocamento do trator.

Outra opção de acionamento é o uso da tomada de potência do trator, utilizando velocidade de operação “constante”, por meio da seleção de uma marcha pré-definida. Desse modo, a sincronia do movimento da máquina e mecanismo pode ser obtida com uma redução na rotação da tomada de potência.

Como proposta para trabalhos futuros, recomenda-se também implementar sistema de aplicação de adubo líquido nitrogenado, o qual deve ser acionado durante a perfuração do solo na profundidade maior que 50 mm, para a redução de perdas por volatilização da amônia.

Para o sistema de aplicação de adubo líquido, deve-se avaliar qual a bomba mais adequada, pressão de trabalho, vazão de fertilizante, tipo de injetor, e previsão da possibilidade de entupimento.

Junto ao sistema de aplicação de adubo líquido é possível contemplar a aplicação com taxa variável, utilizando informações “locais” sobre a recomendação da adubação nitrogenada, para controle da vazão de fertilizante.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMBROSANO, E. J.; TRIVELIN, P. C. O.; CANTARELLA, H.; AMBROSANO, G. M. B.; SCHAMMASS, E. A.; GUIRADO, N.; ROSSI, F.; MENDES, P. C. D.; MURAOKA, T. Utilization of nitrogen from green manure and mineral fertilizer by sugarcane. **Scientia Agrícola**, Piracicaba, v. 62, n.6, p. 534-542, dez., 2005.

ANDA, Associação Nacional da Difusão de Adubos. **Principais indicadores do setor de fertilizantes**. Disponível em: <<http://www.anda.org.br/index.php?mpg=06.07.00&ver=por>> acesso em 06-07-2011.

BAKER, J. L.; COLVIN, T. S.; MARLEY, S. J.; DAWELBEIT, M. A point-injector applicator to improve fertilizer management. **American Society of Agricultural Engineers**, St. Joseph, v. 5, n. 3, p. 334-335, set., 1989.

BARROS, R. P.; VIÉGAS, P. R. A.; SILVA, T. L.; SOUZA, R. M.; BARBOSA, L.; VIÉGAS, R. A.; BARRETTO, M. C. V.; MELO, A. S. Alterações em atributos químicos de solo cultivado com cana-de-açúcar e adição de vinhaça. **Pesquisa Agropecuária Tropical**, Goiânia, v. 40, n. 3, p. 341-346, set., 2010.

BELZER, P. S. Point Injection: Viable Option For Growers. **Fluid Journal**, Manhattan, v. 2, n. 1, p. 16-18, mar./ago., 1994. (Boletim Técnico).

BIANCHINI, A. **Desenvolvimento teórico experimental de disco de corte dentado passivo para corte de palhico em cana-de-açúcar**. 146 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Faculdade de Engenharia Agrícola da Unicamp, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2002.

BOARETTO, A. E.; CRUZ, A. P.; LUZ, P. H. C. **Adubo líquido: produção e uso no Brasil**. 1ed. Campinas: Fundação Cargil, 1991.

CANTARELLA, H.; ROSSETTO, R. Fertilizantes para a cana-de-açúcar. In: CORTEZ, L. A. B. **Bioetanol de cana-de-açúcar: P&D para a produtividade e sustentabilidade**. 1ed. São Paulo: Bluncher, 2010.

CANTARELLA, H.; TRIVELIN, P. C. O.; CONTIN, T. L. M.; DIAS, F. L. F.; ROSSETTO, R.; MARCELINO, R.; COIMBRA, R. B.; QUAGGIO, J. A. Ammonia volatilisation from

urease inhibitor-treated urea applied to sugarcane trash blankets. **Scientia Agrícola**, Piracicaba, v. 65, n. 4, p. 397-401, jul./ago., 2008.

CEPIK, C. T. C.; TREIN, C. R.; LEVIEN, R. Força de tração e volume de solo mobilizado por haste sulcadora em semeadura direta sobre campo nativo, em função do teor de água no solo, profundidade e velocidade de operação. *Engenharia Agrícola*, v.25, n.2, p. 447-457, mai./ago., 2005.

COSTA, M. C. G.; VITTI, G. C.; CANTARELLA, H. Volatilização de N-NH₃ de fontes nitrogenadas em cana-de-açúcar colhida sem despalha a fogo. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, Viçosa, v.27, n.4, p. 631-637, jul., 2003.

COSTA, K. A. P.; FAQUIN, V.; OLIVEIRA, I. P.; RODRIGUES, C.; SEVERIANO, E. C. Doses e fontes de nitrogênio em pastagem de capim-marandu: I - alterações nas características químicas do solo. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, Viçosa, v. 32, n.4, p. 1591-1599. maio, 2008.

COTIN, T. L. M. **Ureia tratada com o inibidor da uréase nbpt na adubação de cana-de-açúcar colhida sem despalha a fogo**. 55 p. Dissertação (Mestrado em Gestão de Recursos Agroambientais) – Instituto Agrônomo de Campinas, Campinas, 2007.

FORTES, C.; TRIVELIN, P. C. O.; SIMÕES, M. S. ; PENATTI, C. P. Volatilização de amônia da uréia, aplicada em solo coberto com palhada, em época seca e produtividade de cana soca. In: CONGRESSO NACIONAL DOS TÉCNICOS AÇUCAREIROS E ALCOOLEIROS DO BRASIL, 9., 2008, Maceió. ANAIS: **STAB**. Maceió, v. 1. p. 366-371, 2008.

FRANCO, H.C.J. **Eficiência agronômica da adubação nitrogenada de cana-planta**. 112 p. Tese (Doutorado em Solos e Nutrição de Plantas) – Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, Universidade de São Paulo, Piracicaba, 2008.

FRANCO, H. C. J. ; TRIVELIN, P. C. O.; VITTI, A. C.; OTTO, R. ; FARONI, C. E.; SARTORI, R. H.; TRIVELIN, M. O. Acúmulo de Nutrientes pela Cana-planta. **STAB**, Piracicaba, v. 26, p. 47-51, maio/jun., 2008.

FRANCO, H. C. J.; TRIVELIN, P. C. O.; FARONI, C. E.; VITTI, A. C. OTTO, R. Stalk yield and technological attributes of planted cane as related to nitrogen fertilization. **Sciencia Agrícola**, Piracicaba, v. 67, n. 5, p.579-590, out., 2010.

GRAY, G. R. **Metodologia de projeto de suspensão pantográfica para corte de base de cana-de-açúcar**. 67 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Faculdade de Engenharia Agrícola da Unicamp, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change. **N₂O: Direct emissions from agricultural soils**. Disponível em: <http://www.ipcc-nggip.iges.or.jp/public/gp/bgp/4_5_N2O_Agricultural_Soils.pdf> acesso em: 06-07-2011.

KLOOMOK, M., MUFFLEY, R.V. **Plate cam design - with emphasis on dynamics effects**. Production Engineering, 1955.

LANG, C.; WANG, J.; SHI, Y.; XI, X. Design and Development Control System for Deep-Fertilization Variable Liquid Fertilizer Applicator. In.: Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation, 2011, Zhangjiajie -China. **IEEE computer society**. p.369-372. 2011.

LARA CABEZAS, W. A. R.; TRIVELIN, P. C.O.; KONDÖFER, G. H.; PEREIRA, S. Balanço da adubação nitrogenada sólida e fluida de cobertura na cultura de milho, em sistema plantio direto no triângulo mineiro (MG). **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, Viçosa, v.24, p. 363-373, fev., 2000.

LOZANO, N.; ROLIN, M. M.; OLIVEIRA, V. S.; TAVARES, U. E. PEDROSA, E. M. R. Evaluation of soil compaction by modeling field vehicle traffic with soil flex during sugarcane harvest. **Soil & Tillage Research**, v. 129, p. 61-68, jan., 2013.

MOLIN, J. P.; BASHFORD, L. L.; VON BARGEN, K.; LEVITICUS, L. I. Design and evaluation of a punch planter for no-till systems. **American Society of Agricultural Engineers**, St. Joseph, v. 41, n. 2, p. 307-314, mar./abril, 1998.

PINHEIRO, R.; ABDALLA, S. R. S.; PROCHNOW, L. Panorama atual do setor de fertilizantes fluidos e foliares: mistura de matéria-prima e qualidade de fertilizantes fluidos.

International Plant Nutrition Institute, Piracicaba, v. 123, p. 12-13, set., 2008. (Boletim Técnico).

PIO, L. C.; ABDALLA, S. R. S.; PROCHNOW, L. Panorama atual do setor de fertilizantes fluidos e foliares: equipamentos e tecnologia de aplicação para fertilizantes fluidos. **International Plant Nutrition Institute**, Piracicaba, v. 123, p. 15, set., 2008. (Boletim Técnico).

PRADO, R. M.; PANCELLI, M. A. Nutrição nitrogenada em soqueiras e a qualidade tecnológica da cana-de-açúcar. **STAB**, Piracicaba, v. 25, n. 2. p.60-63, nov., 2006.

PRADO, R. M.; PANCELLI, M. A. Resposta de soqueiras de cana-de-açúcar à aplicação de nitrogênio em sistema de colheita sem queima. **Bragantia**, Campinas, v.67, n.4, p. 951-959, maio, 2008.

PRASERTSAK, P.; FRENEY, J. R.; DENMEAD, O. T.; SAFFIGNA, P. G.; PROVE, B. G.; REGHENZANI, J. R. Effect of fertilizer placement on nitrogen loss from sugarcane in tropical Queensland. **Nutrient Cycling in Agroecosystems**, Netherlands, v. 62, p. 229-239, fev., 2002.

RAIJ, B. V.; SILVA, N. M.; BATAGLIA, O. C.; QUAGGIO, J. A.; HIROCE, R.; CATARELLA, H.; BELLINAZZI JR, R.; DECHEN, A. R.; TRANI, P.E. **Recomendações de adubação e calagem para o Estado de São Paulo**. 1ed. Campinas: Instituto Agrônômico, 1985.

ROBINSON, N.; BRACKIN, R.; SOPER, K. V. F.; GAMAGE, J. H. H.; PAUNGFOO-LONHIENNE, C.; RENNENBERG, H.; LAKSHMANAN, P.; SCHMIDT, S. Nitrate paradigm does not hold up for sugarcane. **PLOS ONE**, San Francisco (USA), v. 6, n. 4, p. 1-9, abril, 2011.

RODRIGUES, M. B.; KIEHL, J. C. Volatilização de amônia após emprego da ureia em diferentes doses e modos de aplicação. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, Viçosa, v. 10, n.1, p. 37-43, 1986.

ROQUE, A. A. O.; SOUZA, Z. M.; BARBOSA, R. S.; SOUZA, G. S. Controle de tráfego agrícola e atributos físicos do solo em área cultivada com cana-de-açúcar. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v. 45, n. 7, p. 744-750, jul., 2010.

SANTOS, I.; F. **Dinâmica de Sistemas Mecânicos**. 1ed. São Paulo: Makron Books, 2001.

SEAE, Secretaria de Acompanhamento Econômico Panorama do mercado de fertilizantes. Disponível em: <<http://www.seae.fazenda.gov.br/central>>. Acesso em: 06-06-2011.

SILVA, P.R.A. **Mecanismos sulcadores de semeadora-adubadora na cultura do milho (Zeamays L.) no sistema de plantio direto**. 84 p. Dissertação (Mestrado em Energia na Agricultura) - Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Botucatu. 2003.

SILVA, R. B.; LANÇAS, K. P.; MIRANDA, E. E. V.; SILVA, F. A. M.; BAIO, F. H. R. Estimation and evaluation of dynamic properties as indicators of changes on soil structure fields of Sao Paulo State – Brazil. **Soil & Tillage Research**, v. 103, p. 265-270, october, 2009.

SOUZA, Z. M.; PRADO, R. M.; PAIXÃO, A. C. S.; CESARIN, L. G. Sistemas de colheita e manejo da palhada de cana-de-açúcar. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v. 40, n. 3, p. 271-278, mar., 2005.

SOUZA, Z. M.; CAMPOS, M. C. C.; CAVALCANTE, I. H. L.; MARQUES JÚNIOR, J.; CESARIN, L. G.; SOUZA, S. R. Dependência espacial da resistência do solo à penetração e do teor de água do solo sob cultivo contínuo de cana-de-açúcar. **Ciência Rural**, Santa Maria, v.36, n.1, p. 128-134, jan./feb., 2006.

SOUZA, Z. M.; MARQUES JUNIOR, J.; PEREIRA, G. T. Geoestatística e atributos do solo em áreas cultivadas com cana-de-açúcar. **Ciência Rural**, Santa Maria, v. 40, n.1, p. 48-56, jan./fev., 2010.

SOUZA, G. S.; SOUZA, Z. M.; SILVA, R. B.; ARAÚJO, F. S.; BARBOSA, R. S. Compressibilidade do solo e sistema radicular da cana-de-açúcar em manejo com e sem controle de tráfego. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v. 47, n. 4, p. 603-612, abr., 2012.

STOKER Máquinas Agrícolas. Matraca (tico-tico). Disponível em: <<http://www.stoker.ind.br/>> Acesso em: 10-Jul-2011.

TASSELL, L.W. V.; BLAYLOCK, A.D.; YANG, B. Point injection of N shines in sugarbeet trials. **Fluid Journal**, Manhattan, v. 6, n. 1, p. 24-26, mar./ago., 1998. (Boletim Técnico).

TRIVELIN, P. C. O.; RODRIGUES, J. C. S.; VICTORIA, R. L. Utilização por soqueira de cana-de-açúcar de início de safra do nitrogênio da aquamônia – ^{15}N e ureia – ^{15}N aplicado ao solo em complemento a vinhaça. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v. 31, n. 2, p. 89-99, fev., 1996.

TRIVELIN, P. C. O.; BENDASSOLLI, J. A.; OLIVEIRA, M. W.; MURAOKA, T. Potencialidade da mistura de aquamônia com vinhaça na fertilização de canaviais colhidos sem despalha a fogo. Parte II. Perdas por volatilização de amônia e recuperação do ^{15}N aplicado ao solo. **STAB**, v. 16, n. 3, p. 23-26, 1998.

VITTI, A. C.; TRIVELIN, P. C. O.; GAVA, G. J. C.; FRANCO, H. C. J.; BOLOGNA, I. R.; FARONI, C. E. Produtividade da cana-de-açúcar relacionada à localização de adubos nitrogenados aplicados sobre os resíduos culturais em canavial sem queima. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, Viçosa, v. 31, p.491-498, maio/jun., 2007a.

VITTI, A. C.; TRIVELIN, P. C. O.; GAVA, G. J. C.; PENATTI, C. P.; BOLOGNA, I. R.; FARONI, C. E.; FRANCO. Produtividade da cana-de-açúcar relacionada ao Nitrogênio residual da adubação e do sistema radicular. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v.42, n.2, p. 249-256, fev., 2007b.

YAMADA, T.; ABDALLA, S. R. S.; VITTI, G. C. Nitrogênio e enxofre na cultura Brasileira. In: **Anais do Simpósio sobre Nitrogênio e Enxofre na Agricultura Brasileira**. Piracicaba: International Plant Nutrition Institute, p. 722, 2007.

YAHUA, L.; JINWU, W.; JINFENG, W.; YIYUAN, G. Optimal Design and Analysis on Pricking Hole Mechanism with Planetary Elliptic Gears for Deep-Fertilization Liquid Fertilizer Applicator. In.: Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation, 2011, Zhangjiajie -China. **IEEE computer society**. p. 809-812, 2011.

WANG, J.; JU, J.; WANG, J. Experimental Study on Pricking Hole Performances of Deep Application Liquid Fertilizer Device. In.: Fourth International Conference on Intelligent

Computation Technology & Automation, 2011, Shenzhen-China. **IEEE computer society**. V.2, p.71-76, 2011.

WOMAC, A. R.; TOMPKINS, F. D. Probe-Type injector for fluid fertilizers. **Applied Engineering in Agriculture: American Society of Agricultural Engineer**, St. Joseph, v. 6, n.2, p. 149-154, março, 1990.

10. APÊNDICE

10.1. APÊNDICE – A – Modelagem e simulação do mecanismo puncionador

Determinação da massa dos corpos: A massa da manivela (m_1), biela (m_2), e puncionador (m_3) determinaram respectivamente o peso dos corpos 1, 2, 3, utilizados como entradas na simulação dinâmica. As massas dos corpos foram obtidas conforme descrito a seguir:

$$m_1 = \rho * \pi * r^2 * t_1$$

onde:

m_1 – Massa do disco de manivela, kg;

ρ – Densidade do aço, kg m⁻³;

r – raio do disco, m;

t_1 – espessura do disco.

$$m_2 = \rho * l * b * t_2$$

onde:

m_2 – Massa da biela, kg;

ρ – Densidade d aço, kg m⁻³;

l – comprimento da biela, m;

t_2 – espessura da biela, m;

b – largura da biela, m.

$$m_3 = \rho * \frac{\pi * d_h^2}{4} * l_1$$

onde:

m_3 – Massa da haste puncionadora, kg;

d_h – diâmetro da haste, m;

l_1 – comprimento da haste puncionadora, m.

Tabela 4. Parâmetros do protótipo utilizados em simulação

Parâmetro	Unidade	Variável simbólica	Valor de entrada
Características gerais			
Densidade do aço	kg m^{-3}	ρ	7860,00
Aceleração da gravidade	m s^{-2}	g	9,81
Resistência a penetração	MPa	R_p	2,50
Profundidade máxima de atuação no solo	mm	$P_{m\acute{a}x}$	100,00
Distância do centro geométrico do disco ao solo	mm	h	975
Disco (manivela)			
Raio do disco	mm	r	140,00
Centro de massa do disco em relação ao centro geométrico	mm	y_{cm1}	0,00
Espessura do disco	mm	t_1	10,00
Massa do disco	kg	m_1	4,84
Biela			
Comprimento da biela	mm	l	270,00
Centro de massa da biela em relação ao “ponto b”.	mm	y_{cm2}	135,00
Massa da biela	kg	m_2	0,47
Espessura da biela	mm	t_2	10,00
Largura da biela	mm	b	20,00
Haste do punçador			
Comprimento da haste punçadora	mm	l_1	665,00
Distância do centro de massa ao “ponto b”.	mm	y_{cm3}	332,50
Diâmetro da haste	mm	d_h	13,70
Massa da haste	kg	m_3	0,60

- **Modelo:**

```
% PROGRAMA MATLAB PARA MODELAR O COMPORTAMENTO DINÂMICO DO MECANISMO
PUNCIÓNADOR COM FORÇA DE REAÇÃO DO SOLO
% Resolução utilizando o programa "fulldiff.m", que realiza a derivada com
relação ao tempo das variáveis indicadas.
% Este programa acessa o M-File "fulldiff.m", que deverá estar na pasta raiz
do MATLAB.
% Autor: Marcelo José da silva
% Data: 25/09/2012
```

```
clear all; close all; clc;
%% PARTE I - CINEMÁTICA
% Declaração das variáveis simbólicas
syms teta dteta d2teta betta dbetta d2betta yb dyb d2yb F1x F1y F2x F2y F3x
F3y N1 F1 F2 M1 N2 F3 F % variam no tempo
% teta - deslocamento angular da manivela
% dteta - velocidade angular da manivela
% d2teta - aceleração angular da manivela
% betta - deslocamento angular da biela
% dbetta - velocidade angular da biela
% d2betta - aceleração angular da biela
% yb - deslocamento no vínculo biela-puncionador em relação a manivela
% dyb - velocidade do vínculo biela-puncionador
% d2yb - aceleração do vínculo biela-puncionador
% F1x - vínculo mancal-manivela, força na direção horizontal
% F1y - vínculo mancal-manivela, força na direção vertical
% F2x - vínculo manivela-biela, força na direção horizontal
% F2y - vínculo manivela-biela, força na direção vertical
% F3x - vínculo biela-puncionador, força na direção horizontal
% F3y - vínculo biela-puncionador, força na direção vertical
% F - força de reação do solo na direção vertical
% N1 - força normal na bucha-puncionador;
% F1 - força de reação com o solo no sentido horizontal
% M1 - monento em torno da manivela
```

```
% Declaração dos parâmetros do sistema mecânico
syms r yb1 h ycm1 l l1 m1 m2 m3 m4 g I1xx I1xy I1xz I1yx I1yy I1yz I1zx
I1zy I1zz I2xx I2xy I2xz I2yx I2yy I2yz I2zx I2zy I2zz % não variam no
tempo
% h - altura da plataforma
% l - comprimento da haste
% r - raio efetivo da manivela
% l1 - comprimento do puncionador
% I1 - torque de inércia da manivela
% I2 - torque de inércia da biela
% m1 - massa da manivela
% m2 - massa da biela
% m3 - massa do puncionador
% g - aceleração da gravidade
```

```
% Definição das matrizes de transformação de coordenadas
% manivela
T_teta=[cos(teta), sin(teta), 0; -sin(teta), cos(teta), 0; 0, 0, 1];
% biela
T_betta=[cos(betta), -sin(betta), 0; sin(betta), cos(betta), 0; 0, 0, 1];
```

```

%% Representação dos vetores posição
% vínculos cinemáticos
% o - vínculo mancal-biela
% a - vínculo biela-manivela
% b - vínculo biela-puncionador
% c - ponteira do puncionador
% i - base inercial
% b1 - base solidária a giro da manivela
% b2 - base solidária ao giro da biela
r_b1_oa=[0;-r;0];
r_i_oa=T_teta.*r_b1_oa + [0; h; 0];
r_b2_ab=[0;-l;0];
r_i_ab=T_betta.*r_b2_ab;
r_b2_ba=[0;l;0];
r_i_ba=T_betta.*r_b2_ba;
r_i_ob=r_i_oa+r_i_ab;
r_i_ob1=[0;-yb;0] + [0; h; 0];
r_i_bc=[0;-l1;0];
r_b2_bc=T_betta*r_i_bc;
r_i_bc1=[0;-(yb1-yb);0];
r_b2_bc1=T_betta*r_i_bc1;
r_i_c1c=[0;-(yb+l1-yb1);0];
r_b1_ocm1=[0;-ycm1;0];
r_i_ocm1=T_teta.*r_b1_ocm1;
r_b2_bcm2=[0;l/2;0];
r_i_bcm2=T_betta.*r_b2_bcm2;
r_i_oc=r_i_oa+r_i_ab+r_i_bc;

%% Representação dos vetores velocidade angular absoluta
% manivela
w_b1_1=[0;0;-dteta];
% biela
w_b2_2=[0;0;dbetta];
%% Representação dos vetores aceleração angular absoluta
% manivela
dw_b1_1=[0;0;-d2teta];
% biela
dw_b2_2=[0;0;d2betta];
%% Determinação dos vetores aceleração linear absoluta do centro de massa
dos corpos
% manivela
a_i_cm1=0;
% puncionador
a_i_b=[0;-d2yb;0];
a_b2_b=T_betta*a_i_b;
% aceleração do centro de massa da biela
a_i_cm2=a_i_b + cross(dw_b2_2, r_i_bcm2) +
cross(w_b2_2, cross(w_b2_2, r_i_bcm2));
a_i_c=a_i_b;

% % % % % % % Livro do ILMAR SANTOS % % % % % %
betta=asin(r*sin(teta)/l);
dbetta=r*dteta*cos(teta)/l*cos(betta);
d2betta=(1*cos(betta).^-1).*(-
r*(dteta.^2)*sin(teta)+l*(dbetta.^2)*sin(betta));

```

```

yb= l*cos(betta) + r*cos(teta);
dyb=-l*dbetta*sin(betta) - r*dteta*sin(teta);
d2yb=-l*dbetta.^2*cos(betta) - l*d2betta*sin(betta) - r*dteta.^2*cos(teta)-
r*d2teta*sin(teta);

%% PARTE II - DINÂMICA
% Representação dos vetores força
P_i_1=[0;-m1*g;0]; % força peso do corpo 1
P_b1_1=T_teta*P_i_1;

P_i_2=[0;-m2*g;0]; % força peso do corpo 2
P_b2_2=T_betta*P_i_2;

P_i_3=[0;-m3*g;0]; % força peso do corpo 3

F_i_1=[F1x;F1y;0]; % força atuante no eixo do disco
F_b1_1=T_teta*F_i_1;

F_i_2=[F2x;F2y;0]; % força atuante no pino superior da biela
F_b1_2=T_teta*F_i_2;
F_b2_2=T_betta*F_i_2;

F_i_3=[F3x;F3y;0]; % força atuante no pino inferior da biela
F_b2_3=T_betta*F_i_3;

N_i_3=[N1;0;F1]; % força normal atuante no cursor deslizante
N_b2_3=T_betta*N_i_3;

Fsolo_i_3=[0;F;F2]; % força de reação do solo atuante na haste punçionadora
Fsolo_b2_3=T_betta*Fsolo_i_3;

M_b1_1=[0;0;-M1]; % torque externo atuante no disco

%% Definição do tensor de inércia
% manivela
I1o=[I1xx, I1xy, I1xz; I1yx, I1yy, I1yz; I1zx, I1zy, I1zz];
% biela
I2b=[I2xx, I2xy, I2xz; I2yx, I2yy, I2yz; I2zx, I2zy, I2zz];

% Aplicação da 2ª Lei de Newton ao sistema mecânico
%corpo 1
eq1 = P_i_1 - F_i_1 + F_i_2 - m1*a_i_cm1;
% corpo 2
eq2 = P_i_2 - F_i_2 + F_i_3 - m2*a_i_cm2;
% corpo 3
eq3 = P_i_3 - F_i_3 + Fsolo_i_3 + N_i_3 - m3*a_i_b;

% Aplicação da Equação de Euler ao sistema mecânico
% Cálculo do torque em "O"

```

```

eq5 = M_b1_1 + cross(r_b1_oa, (F_b1_2)); % - I1o*dw_b1_1 -
cross(w_b1_1, I1o*w_b1_1) - m1*cross(r_b1_ocm1, a_b1_o) + cross(r_b1_ocm1, -
P_b1_1) = 0
% Cálculo do torque em "B"
eq6 = cross(r_b2_bcm2, P_b2_2) + cross((r_b2_ba), -F_b2_2) - I2b*dw_b2_2 -
cross(w_b2_2, I2b*w_b2_2) - m2*cross(r_b2_bcm2, a_b2_b);

%% Restrições geométricas do mecanismo
eq7=r_i_oa+r_i_ab-r_i_ob; % Equação de compatibilidade geométrica (equação
de vínculo para as posições angulares)
eq8=fulldiff(eq7,{teta,betta,yb}); % Equação de vínculo para as
velocidades angulares
eq9=fulldiff(eq8,{teta,betta,yb}); % Equação de vínculo para as
acelerações angulares

%% Resolução do sistema de equações para as variáveis desconhecidas
% Resolução do sistema de equações do sistema mecânico
A=solve(eq1(1),eq1(2),eq2(1),eq2(2),eq3(1),eq3(2),eq3(3),eq5(3),eq6(3),F1x,
F1y,F2x,F2y,F3x,F3y,N1,F1,M1); % resolve o sistema de equações e armazena a
solução na variável A

% Resolução do sistema de equações das restrições geométricas
%A0=solve(eq9(1),eq9(2),d2yb,d2betta);
%A1=solve(eq8(1),eq8(2),dyb,dbetta);
%A2=solve(eq7(1),eq7(2),yb,betta);

% Armazenamento das variáveis
% yb=subs(A2.yb(1));
% betta=subs(A2.betta(1));
% dyb=simple(subs(A1.dyb));
% dbetta=simple(subs(A1.dbetta));
% d2yb=simple(subs(A0.d2yb));
% d2betta=simple(subs(A0.d2betta));

F1x=simple(subs(A.F1x)); % recupera a reação dinâmica F1x dentro da variável
A e a reatribui à variável F1x
F1y=simple(subs(A.F1y));
F2x=simple(subs(A.F2x));
F2y=simple(subs(A.F2y));
F3x=simple(subs(A.F3x));
F3y=simple(subs(A.F3y));
N1=simple(subs(A.N1));
M1=simple(subs(A.M1));
F1=simple(subs(A.F1));

save variaveis % salva todas as variáveis dentro do arquivo chamado
"variaveis.mat"
%% FIM DO PROGRAMA

```

- **Simulação dinâmica do mecanismo punçionador:**

```
% PROGRAMA MATLAB PARA MODELAR O COMPORTAMENTO DINÂMICO DO MECANISMO
PUNÇIONADOR COM FORÇA DE REAÇÃO DO SOLO
% Resolução numérica das equações utilizando a função ode45 do MATLAB
% Autor: marcelo José da Silva
% Data: 03/12/2012

clear all; close all; clc;
%% Dados de entrada do problema
load variaveis % carrega todas as variáveis do arquivo chamado
"variaveis.mat"

% Parâmetros
rho=7860; % densidade do material [kg/m³]
r=0.140; % raio do disco [m]
ycm1=0; % distância do centro de massa em relação ao centro do disco [m]
l=0.270; % comprimento da biela [m]
l1=0.665; % comprimento da haste punçionadora [m]
b=0.02; % largura da biela [m]
e1=0.01; % espessura do disco [m]
e2=0.01; % espessura da biela [m]
r3=0.01; % raio da haste punçionadora [m]
m1=rho*pi*r^2*e1; % massa do disco [kg]
m2=rho*l*b*e2; % massa da biela [kg]
m3=0.60; % massa da haste punçionadora [kg]
g=9.81; % aceleração da gravidade [m/s²]
yb1=0.6; % distância do centro do disco até a bucha [m];
h=0.975; % altura em relação ao solo [m]

% Componentes do tensor de inércia (torques e produtos de inércia)
I1xx=1/4*m1*r^2+1/12*m1*e1^2;
I1xy=0;
I1xz=0;
I1yx=0;
I1yy=1/4*m1*r^2+1/12*m1*e1^2;
I1yz=0;
I1zx=0;
I1zy=0;
I1zz=1/2*m1*r^2;

I2xx=1/12*m2*e2^2+1/3*m2*l^2;
I2xy=0;
I2xz=0;
I2yx=0;
I2yy=1/12*m2*(e2^2+b^2);
I2yz=0;
I2zx=0;
I2zy=0;
I2zz=1/12*m2*b^2+1/3*m2*l^2;

%% Condições iniciais de movimento
%Condições equivalente a 1 m/s de velocidade para a máquina motriz
teta0=-pi/2; % posição angular inicial do disco [rad]
dteta0=20.5128*1; % velocidade angular inicial do disco [rad/s]
d2teta0=0; % aceleração angular inicial do disco [rad/s²]
```

```

% Parâmetros de simulação
dt=0.01;           % incremento de integração
tmax=2;           % tempo máximo de simulação
t=[0:dt:tmax];    % tempo de simulação

%% Equações paramétricas de movimento uniformemente acelerado
% manivela
teta=teta0+dteta0*t+1/2*d2teta*t.^2;    % deslocamento
dteta=dteta0+d2teta*t;                  % velocidade

%% Resultados numéricos
% biela
betta=subs(betta);                      % deslocamento
dbetta=subs(dbetta);                    % velocidade
d2betta=subs(d2betta);                  % aceleração

% punçionador
yb=subs(yb);                            % deslocamento
dyb=subs(dyb);                          % velocidade
d2yb=subs(d2yb);                        % aceleração

%% Cinemática
% substituição dos valores numéricos calculados anteriormente no vetor
% posição, para plotagem
X1=subs(r_i_oa(1));
Y1=subs(r_i_oa(2));
X2=subs(r_i_ob(1));
Y2=subs(r_i_ob(2));
X3=subs(r_i_oc(1));
Y3=subs(r_i_oc(2));
Y4=subs(r_i_ob1(2));

A1 = subs(a_i_cm2(1));
A2 = subs(a_i_cm2(2));

syms Fs
%% Força em "c" na direção vertical, em função da reação do solo estimada
% pelo índice de cone
Re=2.5e6;           % Resistência a penetração no solo [MPa]
dh=0.012;          % diâmetro da haste [m];
Area=(pi*dh^2/4);  % seção transversal da haste [m^2];
Fs=10*Area*Re;
Fa=0.05*Fs;
%% Resistência à penetração do solo
for i=1:length(t)
    if Y3(i)>=0 || (i > 1 && Y3(i-1) < Y3(i))
        F(i)=0;
    else
        F(i)=(Fs*Y3(i));
    end
end

%% substituição dos valores numéricos calculados anteriormente nos vetores

```

```

% força, para plotagem das reações dinâmicas
F1x=subs(F1x);
F1y=subs(F1y);
F2x=subs(F2x);
F2y=subs(F2y);
F3x=subs(F3x);
F3y=subs(F3y);
N1=subs(N1);
M1=subs(M1);
F1=subs(F1);
F4=sqrt((subs(F2x).^2)+(subs(F2y).^2));

% % % % % %Aceleração "b" Ilmar Santos (2001)% % % % %
OB=(cos(betta).^-1).*(-r*cos(teta+betta).*(dteta.^2)-l*(dbetta.^2));

%% Gráficos de cinemática e dinâmica
figure; subplot(3,2,1); plot(t, F1x, '-k', t, F1y, '--b'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
legend('Força F1x', 'Força F1y')
title('Reações atuantes no suporte do disco [N]')

subplot(3,2,3); plot(t, F2x, '-k', t, F2y, '--b'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
legend('Força F2x', 'Força F2y')
title('Reações no pino A /vínculo biela e manivela [N]')

subplot(3,2,5); plot(t, F3x, '-k', t, F3y, '--b'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
legend('Força F3x', 'Força F3y')
title('Reações atuantes no pino B / vínculo biela e punçionador[N]')

subplot(3,2,2); plot(t, M1, '-k'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
title('Torque de acionamento externo [N m]')

subplot(3,2,4); plot(t, N1, '-b'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
title('Força normal [N]')

subplot(3,2,6); plot(-F, Y3, '-b'); grid on;
xlabel('Reação do solo (N)')
ylabel('Atuação no solo (m)');

figure; subplot(2,2,1); plot(t, yb, '-b'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('deslocamento Yb (m)')

subplot(2,2,2); plot(t, dyb, '-b'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('velocidade - dYb (m s-1)')

subplot(2,2,3); plot(t, d2yb, '-b'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('aceleração - d2Yb (m s-2)')

```

```

subplot(2,2,4); plot(t, F, '-b'); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')

figure; plot(t, 6*M1); grid on;
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Torque de acionamento motriz(N m)');

figure; subplot(1,2,1); plot(t, A1, '-k'); grid on;
title('ACELERAÇÃO "a_i_cm2" em "X"');
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Aceleração em "a_i_cm2" em "X"');

subplot(1,2,2); plot(t, A2, '-k'); grid on;
title('ACELERAÇÃO "a_i_cm2" em "Y"');
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Aceleração em "a_i_cm2" em "Y"');

figure; plot(t, OB, '-k'); grid on;
title('ACELERAÇÃO em "B" livro do ILMAR SANTOS');
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Aceleração em "B" em "Y"');

figure; plot(X1,Y1, '-k',X2,Y2, '-b',X3,Y3, '-r'); axis equal
legend('Trajetória do disco', 'Trajetória do suporte-guia', 'Trajetória da
extremidade da haste puncionadora')
title('Trajetória dos corpos')

hold on;
for i = 1:length(t)
    plot(X1(i),Y1(i), 'ko',X2(i),Y2(i), 'bo',X3(i),Y3(i), 'ro') % animação da
trajetória percorrida pelos corpos
    if i>1
        plot(X1(i-1),Y1(i-1), 'wo',X2(i-1),Y2(i-1), 'wo',X3(i-1),Y3(i-1), 'wo')
    end
    plot(X1,Y1, '-k',X2,Y2, '-b',X3,Y3, '-r'); grid on; axis equal
    M(i) = getframe;
end
%movie(M,30)
movie2avi(M, 'animacao.avi', 'compression', 'None');

%% FIM DO PROGRAMA

```

- **Simulação cinemática do mecanismo acionado pelo mecanismo de tambor**

```

%% PROGRAMA MATLAB PARA DETERMINAÇÃO DO VETOR POSIÇÃO DO PUNÇIONADOR
% Resolução utilizando o programa "fulldiff.m", que realiza a derivada com
relação ao tempo das variáveis indicadas.
% Este programa acessa o M-File "fulldiff.m", que deverá estar na pasta raiz
do MATLAB.
% Autor: Marcelo José da Silva
% Mecanismo Tambor
% Data: 15/11/2012
clear all; close all; clc;
%% PARTE I - CINEMÁTICA
% Declaração das variáveis simbólicas
syms teta dteta d2teta betta dbetta d2betta X dX d2X S dS d2S ; % variam no
tempo
%teta-deslocamento angular da manivela;
%betta- deslocamento angular da biela;
%X-descocamento da máquina;
%S-Deslocamento do tambor;
%% Declaração dos parâmetros do sistema mecânico
syms h l l1 r R p d N yb dyb d2yb % não variam no tempo
%h-altura do centro geométrico da manivela em relação a superfície do solo;
%l-comprimento da biela;
%r-raio da manivela;
%R-raio da roda de solo da máquina;
%p-distância de punção;

%% Definição das matrizes de transformação de coordenadas
T_teta=[cos(teta), sin(teta), 0; -sin(teta), cos(teta), 0; 0, 0, 1];
T_betta=[cos(betta), -sin(betta), 0; sin(betta), cos(betta), 0; 0, 0, 1];

%% Representação dos vetores posição
r_i_oa=[X;0;0]; % posição da máquina motriz;
r_i_ab=[-S;h;0]; % posição do carro-guia em relação a máquina;
r_b1_bc=[0;-r;0]; % vetor posição do raio da manivela;
r_i_oc=T_teta.*r_b1_bc + r_i_oa + r_i_ab; % Em referência inercial;
r_b2_cd=[0;-l;0]; % vetor posição da biela;
r_i_od=[0;-yb;0] + r_i_oa + r_i_ab; % Vínculo punçionador/biela em
relação ao centro da manivela;
r_i_oe=r_i_od+[0;-l1;0]; % Vetor posição do punçiomador

%% Equações de vínculo
betta=asin(r*sin(teta)/l);
dbetta=r*dteta*cos(teta)/l*cos(betta);
d2betta=(l*cos(betta).^-1).*(-
r*(dteta.^2)*sin(teta)+l*(dbetta.^2)*sin(betta));
yb= l*cos(betta) + r*cos(teta);
dyb=-l*dbetta*sin(betta) - r*dteta*sin(teta);
d2yb=-l*dbetta.^2*cos(betta) - l*d2betta*sin(betta) - r*dteta.^2*cos(teta)-
r*d2teta*sin(teta);

%% Determinação dos vetores de velocidade linear absoluta
v_i_a=fulldiff((r_i_oa),{X});
v_i_b=fulldiff((r_i_ab),{X, S});
v_i_c=fulldiff((r_i_oc),{X, S, teta});
v_i_d=fulldiff((r_i_od),{X, S, betta, teta});
v_i_e=fulldiff((r_i_oe),{X, S, betta, teta});

```

```

%% Parâmetros de entrada
% Dimensões
R=0.585*0.5;           % [m];
r=0.140;               % [m];
l=0.270;               % [m];
h=0.975;               % [m];
p=0.30;                % [m];
l1=0.665;              % [m];
N=4;                   % número de punção simuladas;

X0=0;                  % posição [m]
dX0=1;                 % velocidade[m/s]
d2X=0;                 % aceleração [m/s^2]

%%Deslocamento S do carro-guia em função da rotação ?_c do came;
% Funções determinadas;
load S1_"ideal"
load S2_projetado
load S3_proposta
load S4_came_1
load S5_came_2
S=S1teorica/1000;      % transformação de mm para m
%S=S1_projetado/1000;  % transformação de mm para m
%S=S2_proposta/1000;
%S=S4_came_1/1000;
%S=S5_came_2/1000;

%%Tempo de simulação
wc=(dX0/R)*6;          % Rotação do came de tambor;
T=2*pi/wc;             % período de um ciclo
n=floor(length(S)/N);  %Quantidade de vetores em um ciclo;
dt=T/n;                % Incrmento do tempo de simulação;
tmax=T*N;              % Tempo máximo de simulação;
t=0:dt:tmax;           % Intervalo de tempo de simulação;
%Velocidade linear de deslocamento da máquina
X=X0+dX0*t+0.5*d2X*t.^2;
dX=dX0+d2X*t;
%velocidade angular da roda de solo
d_wr_1=dX/R;
%velocidade angular da manivela
dteta0=6*d_wr_1; % relação de transmissão;
% Deslocamento angular da manivela
teta0=-pi/2; % deslocamento inicial;
teta=teta0+dteta0.*t; % deslocamento angular da manivela;

%% Substituição das variáveis simbólicas por valores numéricos
betta=subs(betta);
dbetta=subs(dbetta);
d2betta=subs(d2betta);
yb=subs(yb);
dyb=subs(dyb);
d2yb=subs(d2yb);
X1=subs(r_i_oa(1));
Y1=subs(r_i_oa(2))*ones(length(t),1)';
X2=subs(r_i_ab(1));

```

```

Y2=subs(r_i_ab(2));%*ones(length(t),1)';

X3=subs(r_i_oc(1));
Y3=subs(r_i_oc(2));
X4=subs(r_i_od(1));
Y4=subs(r_i_od(2));
X5=subs(r_i_oe(1));
Y5=subs(r_i_oe(2));

%% Gráficos de posição, velocidade e aceleração
%Representação do deslocamento do punçionador
figure;
plot(X5,Y5,'-b'); grid on; axis equal;
xlabel('Direção horizontal (m)');
ylabel('Direção Vertical (m)');
legend('Deslocamento do punçionador');

hold on;
for i = 1:length(t)
    plot(X5(i),Y5(i),'bo') % animação da trajetória percorrida pelos corpos
    if i>1
        plot(X5(i-1),Y5(i-1),'wo')
    end
    plot(X5,Y5,'-b'); grid on; axis equal
    M(i) = getframe;
end
%movie(M,30)
movie2avi(M, 'punçionador.avi', 'compression', 'None');
%%Fim do programa

```

10.2. APÊNDICE – B – Imagens do experimento realizado em caixa de solo



Figura 35. Fase de preparo da caixa de solo.

Tabela 5. Calibração da célula de carga

Tensão (mV)	Força (N)
-0,0072	0
0,1378	18
0,3072	40
0,52	66
0,728	92
0,9809	123
1,231	153
1,476	174
1,726	215
2,027	254
0,979	123
0,1397	18
-0,00554	0



Figura 36. Determinação da distância e Profundidade das punções.



Figura 37. Pesagem do protótipo na caixa de solo.



Figura 38. Determinação do torque.