

# SIMULAÇÃO DA VARREDURA DA SUPERFÍCIE POR UM CORTADOR DE BASE SEGMENTADO<sup>1</sup>

CARLOS A. A. OLIVEIRA<sup>2</sup>, OSCAR A. BRAUNBECK<sup>3</sup>, CARLOS E. S. VOLPATO<sup>4</sup>

**RESUMO:** O corte e a alimentação de plantas acamadas da cana-de-açúcar próximas do solo para o interior da colhedora requerem uma varredura eficiente da superfície pelo cortador de base. Essas condições não são conseguidas com o cortador convencional, composto por facas rígidas, além disso, esse mecanismo é responsável pela contaminação e incorporação de terra ao material colhido e causador de danos à soqueira. Este trabalho teve por objetivo simular o desempenho da varredura de um cortador de base segmentado. A modelagem foi desenvolvida por meio das leis da dinâmica, sendo a análise realizada em duas rotações (400 e 600 rpm), duas alturas de trabalho (0,12 e 0,13 m) e duas inclinações do cortador (-10° e -12°). Os resultados de varredura variaram entre 56° e 193°, valores que representam um potencial muito promissor em termos de alimentação de colmos acamados. A variável de maior influência foi à altura de trabalho, em que seu acréscimo causou redução nos índices de varredura de forma mais pronunciada, em comparação com as demais variáveis. Esse fato evidencia a necessidade de combinar ao cortador segmentado um dispositivo bem preciso de posicionamento de altura no sentido de avanço da colhedora.

**PALAVRAS-CHAVE:** modelagem, protótipo virtual, colhedora de cana-de-açúcar.

## SIMULATION OF THE SWEEPING PERFORMANCE OF A SEGMENTED BASE CUTTER

**ABSTRACT:** Base cutting and feeding into harvesters of plants lying close to the ground surface require an efficient sweeping action of the cutting mechanism. It is not the case of conventional sugarcane harvesters which have rigid blades mounted on discs capable to contaminate the cane with dirt as well as damage the ratoons. The objective of this work was to simulate the sweeping performance of a segmented base cutter. The model was developed using the laws of dynamic. Simulation included two rotational speeds (400 and 600 rpm), two cutting heights (0.12 and 0.13 m) and two disk tilting angles (-10° and -12°). The simulated sweeping angle varied between 56° and 193°, which are very promising as a mean to cutting and feeding cane sticks lying on the ground. Cutting height was the variable that affected sweeping action the most. This behavior indicates the need to have an automatic control of the cutting disk height in order to keep good sweeping performance as the harvester moves forward.

**KEYWORDS:** modeling; virtual prototype, sugarcane harvester.

## INTRODUÇÃO

As maiores perdas na colheita mecanizada da cana-de-açúcar acontecem pela ação do mecanismo de corte basal (COPERSUCAR, 1997; NEVES et al., 2003). Tais perdas dependem das diferentes condições dos canaviais, teores de água do solo, alturas de atuação do cortador e velocidade de avanço da máquina. Alguns autores (OMETTO, 1994; HENKEL et al., 1979; FURLANI NETO et al., 1996) apresentam valores de perdas, em função do cortador basal, variando de 1,4 a 8,0 t ha<sup>-1</sup>.

<sup>1</sup> Extraído da tese de Doutorado do primeiro autor. Projeto com apoio financeiro da Fapesp.

<sup>2</sup> Eng. Agrícola, Professor Doutor, Faculdade de Agronomia, FESURV, Rio Verde - GO, Fone: (0XX64) 620.2213, carlosaao@fesurv.br

<sup>3</sup> Eng. Industrial, Professor Livre-Docente, Faculdade de Engenharia Agrícola, FEAGRI/UNICAMP, Campinas - SP.

<sup>4</sup> Eng. Florestal, Professor Adjunto, Departamento de Engenharia, UFLA, Lavras - MG.

Recebido pelo Conselho Editorial em: 26-3-2004

Aprovado pelo Conselho Editorial em: 17-8-2005,

O corte de base é uma das quatro funções básicas da colhedora de cana-de-açúcar e, também, responsável pela incorporação de terra à matéria-prima com sílica e microorganismos que prejudicam o processamento industrial e a qualidade do açúcar (BRAUNBECK et. al., 1999). Segundo RIDGE & DICK (1988), as impurezas minerais incorporadas à cana colhida proporcionam custo adicional de 0,62 a 0,95 dólar australiano por tonelada durante o processamento na usina.

Para satisfazer uma condição desejada de um corte próximo à superfície, o cortador convencional penetra no solo, causando movimentação de terra e contaminando os colmos colhidos; isso acontece em função de a sua configuração geométrica frontal não ser plana (BRAUNBECK & MAGALHÃES, 2002). Diante da falta de versatilidade do cortador de base convencional de facas fixas, OLIVEIRA (2003) propôs um mecanismo passivo segmentado de corte e varredura, a fim de realizar uma varredura mais eficiente dos colmos acamados e reduzir a contaminação de terra pela ação do cortador devido à mobilidade do segmento no plano vertical.

A utilização de protótipos virtuais na engenharia tem sido uma ferramenta de grande sucesso e confiabilidade nos últimos anos, em função de oferecer a possibilidade de verificar a viabilidade de um protótipo por meio de simulações, sob certas condições de operações, sem ter de construí-lo, evitando custos com projetos inadequados.

Diante do exposto, o trabalho teve por objetivos modelar e simular o desempenho de mecanismo de discos segmentados em função da varredura com superfície. A avaliação foi realizada em duas rotações, duas inclinações do rotor e em duas alturas de operação.

## MATERIAL E MÉTODOS

### Simulação e ferramentas computacionais

A modelagem e as simulações foram realizadas no Laboratório de Protótipos da Faculdade de Engenharia Agrícola - FEAGRI/UNICAMP. A elaboração dos desenhos (Figura 1), projeto e determinação das propriedades de massa das peças foi obtida por meio do programa Mechanical Desktop R4.0®. A modelagem, a simulação e a geração de gráficos foram desenvolvidas no programa computacional Matlab R6.1®.

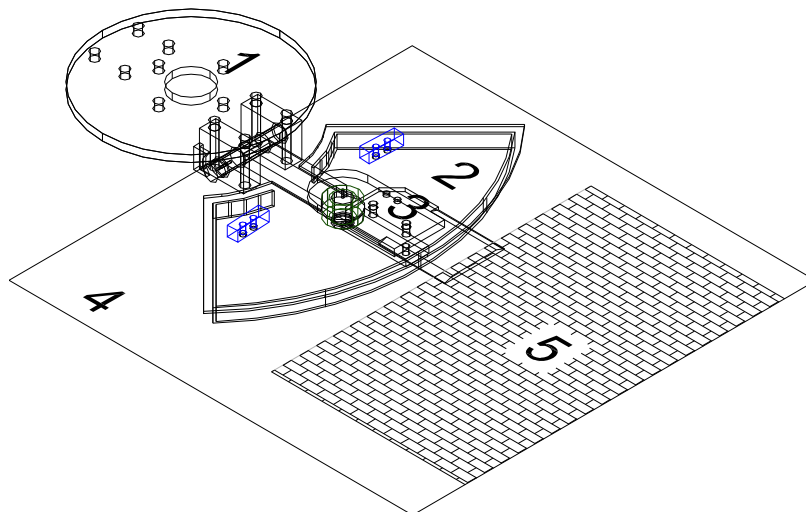


FIGURA 1. Vista geral do mecanismo de corte e varredura: (1) rotor; (2) segmento; (3) faca; (4) superfície, e (5) região de varredura.

Os movimentos do rotor, segmento e faca, que são as peças que compõem o cortador de base segmentado, acontecem de maneira solidária durante a operação, em função dos vínculos entre as três

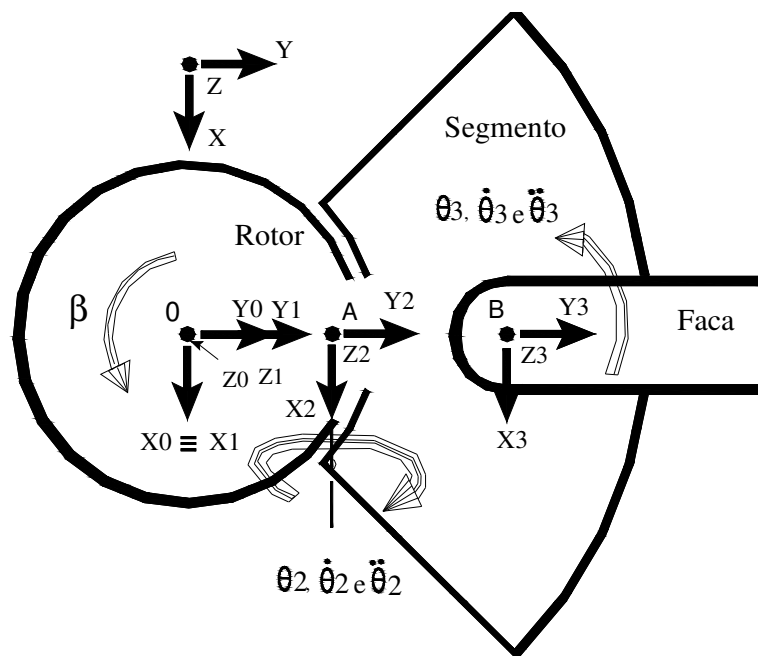
peças (Figura 1). O segmento do cortador apresenta oscilação com relação ao rotor devido à articulação existente entre as duas peças. Essa articulação propicia movimento do segmento no plano vertical ao entrar em contato com a superfície, auxiliando a varredura de plantas acamadas e o corte das mesmas.

### Desenvolvimento do modelo

O método utilizado para a modelagem matemática do mecanismo foi baseado nas leis de Newton-Euler (SANTOS, 2001). O produto final desse método é o cálculo das equações diferenciais de movimento e as reações dinâmicas nos vínculos entre as peças.

Para descrever o movimento do segmento, inicialmente, foi necessário definir os sistemas ou as bases de referência para que os vetores de posição, velocidade, aceleração e de força pudessem ser representados. Feito isso, definiram-se as matrizes de transformação de coordenadas, que são responsáveis por transformar a representação de um vetor descrito em um sistema inercial para um sistema móvel, ou vice-versa.

Neste estudo, foram definidas cinco bases de referência, em que quatro são móveis e uma inercial (global). Duas bases móveis foram definidas no rotor; uma representava sua inclinação com relação ao plano horizontal na direção de avanço da máquina, e outra representava o giro do rotor em função da ação do motor hidráulico; o segmento e a faca foram representados por outras duas bases móveis (Figura 2). A cada base móvel, estava associada uma matriz de rotação (matriz de transformação de coordenadas).



X, Y e Z - sistema inercial; X0, Y0 e Z0 - inclinação do rotor; X1, Y1 e Z1 - giro  $\beta$  do rotor; X2, Y2 e Z2 - oscilação do segmento no plano vertical;  $\theta_2, \dot{\theta}_2$  e  $\ddot{\theta}_2$  - posição, velocidade e aceleração angular do segmento, respectivamente; X3, Y3 e Z3 - oscilação da faca no plano horizontal;  $\theta_3, \dot{\theta}_3$  e  $\ddot{\theta}_3$  - posição, velocidade e aceleração angular da faca, respectivamente; O - centro de massa do rotor; A e B - vínculos entre rotor e segmento, e entre o segmento e a faca, respectivamente.

FIGURA 2. Sistemas de referência.

Os vetores de posição de pontos de interesse na modelagem foram: distância da superfície até o centro de massa do rotor, distância do centro de massa do rotor até o vínculo com o segmento;

distância do vínculo do rotor com o segmento até o vínculo do segmento com a faca; distância do vínculo do rotor com o segmento até o centro de massa do segmento; distância do vínculo do rotor com o segmento até o ponto de contato com a superfície; distância do vínculo da faca com o segmento até a extremidade da faca; distância do vínculo da faca com o segmento até o centro de massa da faca.

Depois de escritos os vetores de posição, foram escritos os vetores de velocidade e aceleração linear absoluta dos mesmos pontos de interesse descritos para os vetores de posição. Para isso, utilizaram-se as equações vetoriais (1) e (2), representadas ao centro de massa de uma peça genérica.

$${}_I\vec{V}_j^* = {}_I\vec{V}_i + {}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{r} + {}_I\vec{V}_{rel} \quad (1)$$

em que,

${}_I\vec{V}_j^*$  - velocidade linear absoluta do centro de massa da peça  $j$  (em que,  $j = 1,2,3$ ; três peças modeladas: rotor, segmento e faca) representada na base inercial  $I$  (subscrita à esquerda),  $m s^{-1}$ ;

${}_I\vec{V}_i$  - velocidade linear absoluta no ponto  $i$ , que é o vínculo entre as peças,  $m s^{-1}$ ;

$\times$  - produto vetorial;

${}_I\vec{\omega}_j$  - velocidade angular absoluta da peça  $j$ ,  $rad s^{-1}$ ;

${}_I\vec{r}$  - vetor posição dos inúmeros pontos de interesse,  $m$ , e

${}_I\vec{V}_{rel}$  - velocidade relativa,  $m s^{-1}$ .

$${}_I\vec{a}_j^* = {}_I\vec{a}_i + {}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{r} + {}_I\vec{\omega}_j \times ({}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{r}) + 2 {}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{V}_{rel} + {}_I\vec{a}_{rel} \quad (2)$$

em que,

${}_I\vec{a}_j^*$  - aceleração linear absoluta do centro de massa da peça  $j$ ,  $m s^{2^{-1}}$ ;

${}_I\vec{a}_i$  - aceleração linear absoluta no ponto  $i$ , que é o vínculo entre as peças,  $m s^{2^{-1}}$ ;

${}_I\vec{\omega}_j$  - aceleração angular absoluta da peça  $j$ ,  $rad s^{2^{-1}}$ ;

${}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{r}$  - componente de aceleração tangencial,  $m s^{2^{-1}}$ ;

${}_I\vec{\omega}_j \times ({}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{r})$  - componente de aceleração normal,  $m s^{2^{-1}}$ ;

$2 {}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{V}_{rel}$  - componente de aceleração de Coriolis,  $m s^{2^{-1}}$ , e

${}_I\vec{a}_{rel}$  - aceleração relativa,  $m s^{2^{-1}}$ , demais variáveis já descritas anteriormente na eq.(1).

Em seguida, foram equacionados os movimentos do mecanismo em função das forças (excitação e externas) atuantes sobre as peças, mantendo relação de causa e origem.

Essa etapa iniciou-se com a determinação das propriedades geométricas das três peças que compõem o mecanismo, a determinação da massa total de cada peça e seus tensores de inércia. Em seguida, foram elaborados os diagramas de corpo livre com todas as forças atuantes sobre o conjunto de peças. Essa seqüência foi necessária para a montagem das equações vetoriais (3) e (4) do método de Newton-Euler.

Equação de Newton

$$\sum {}_I\vec{F}_n = m_j \left( {}_I\vec{a}_i + {}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{r}_j^* + {}_I\vec{\omega}_j \times ({}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{r}_j^*) + 2 {}_I\vec{\omega}_j \times {}_I\vec{V}_{rel} + {}_I\vec{a}_{rel} \right) \quad (3)$$

em que,

$\sum_I \vec{F}_n$  - número total de n forças externas atuantes sobre a peça j (j = 1,2,3), N;  
 $m_j$  - massa total da peça j, kg, e  
 ${}_I \vec{r}_j^*$  - vetor posição do centro de massa de cada peça j, m; demais variáveis já descritas nas eqs.(1) e (2).

Equação de Euler

$$\sum_{B_n} \vec{M}_i = {}_{B_n} I_j \frac{d}{dt} ({}_{B_n} \vec{\omega}_j) + {}_{B_n} \vec{\Omega}_j \times ({}_{B_n} I_j {}_{B_n} \vec{\omega}_j) + m_j {}_{B_n} \vec{p}_i^* \times {}_{B_n} \vec{a}_i \quad (4)$$

em que,

$\sum_{B_n} \vec{M}_i$  - somatória dos momentos provocados pelas forças (externas e de reação) em relação ao ponto i, representados em uma base móvel  $B_n$ , N m;  
 ${}_{B_n} \vec{\Omega}_j$  - velocidade angular absoluta da base móvel  $B_n$  ( $B_n = 1, \dots, 4$ ); neste estudo, são idênticas às velocidades angulares absolutas das peças,  $\text{rad s}^{-1}$ ;  
 ${}_{B_n} I_j$  - tensor de inércia da peça,  $\text{kg m}^2$ ;  
 ${}_{B_n} \vec{p}_i^*$  - vetor com origem no ponto i, em que se calcula a quantidade de movimento angular e termo no centro de massa da peça j, m, e  
 ${}_{B_n} \vec{a}_i$  - aceleração linear absoluta do ponto i representada na base móvel  $B_n$ ,  $\text{m s}^{-2}$ .

As modelagens cinemática e dinâmica do mecanismo, que foram representadas nas equações de (1) a (4), que se constituem de manipulações vetoriais, matriciais e derivações, foram desenvolvidas em linguagem simbólica no “Symbolic Toolbox do Matlab”.

Para a simulação do protótipo virtual, foi necessário solucionar um sistema de 18 equações algébricas originadas do equilíbrio dinâmico das três peças (rotor, segmento e faca). As incógnitas do sistema são as equações de movimento, as reações dinâmicas e os momentos nos vínculos (conexões) das peças. A variável de interesse neste trabalho é o deslocamento angular do segmento, que é a oscilação do mesmo no plano vertical, a qual está diretamente ligada à varredura das plantas acamadas sobre a superfície. A obtenção dessa variável é obtida da solução numérica por Série de Taylor de uma equação diferencial de segunda ordem não-linear (equação de movimento). O programa de simulação desenvolvido no Matlab segue no algoritmo apresentado pelo fluxograma da Figura 3.

A escolha das rotações de 400 e 600 rpm e as inclinações do rotor de  $-10^\circ$  e  $-12^\circ$  (giro negativo no sentido horário), com plano horizontal na direção do avanço da máquina, foram feitas com base nos estudos de KROES & HARRIS (1994), que verificaram menores danos à soqueira da cana quando o cortador operava dentro desses intervalos. Quanto às alturas do cortador (centro de massa do rotor) com a superfície, essas foram definidas em função de simulações que indicaram que alturas inferiores a 120 mm causariam problemas de interferência do cortador com a superfície, e valores superiores a 130 mm acarretavam reduções elevadas nos índices de varredura para o protótipo estudado.

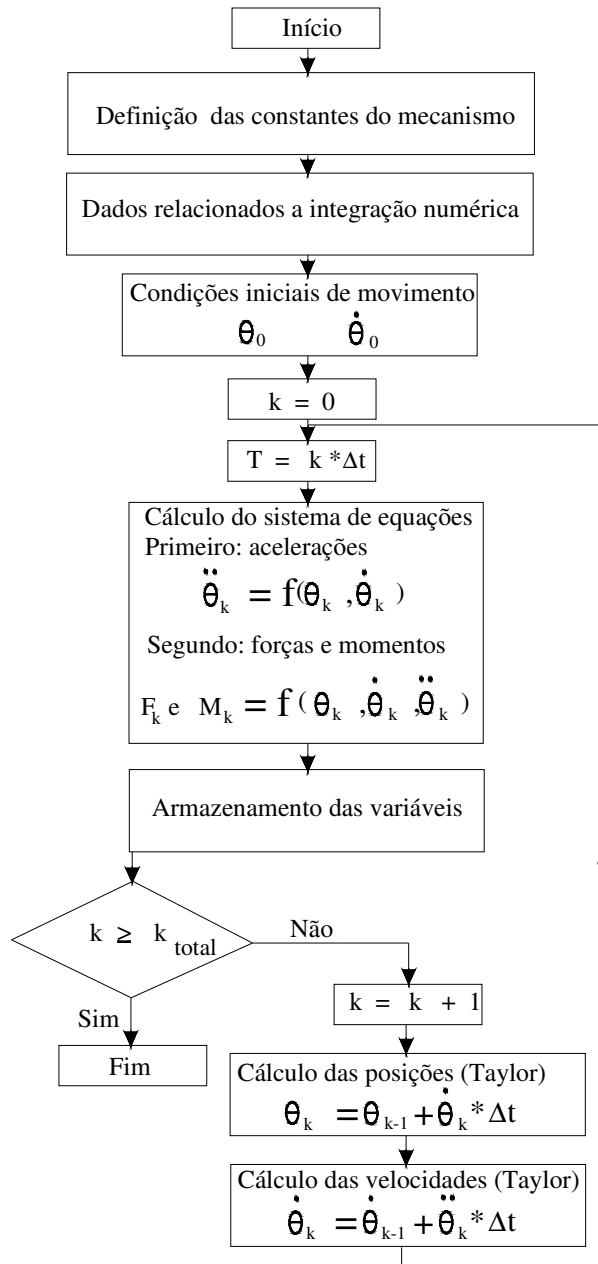


FIGURA 3. Fluxograma do programa de simulação dinâmica.

### RESULTADOS E DISCUSSÃO

A varredura foi analisada sob duas situações distintas durante a operação do protótipo virtual. A primeira, quando o segmento estava em contato com a superfície, denominada “*altura de varredura 0*” e a outra, quando o segmento estava à altura vertical inferior a 30 mm com relação à superfície, denominada “*altura de varredura 30*”. O primeiro caso implica uma situação de varredura dada pelo contato efetivo do segmento com a superfície. Já no segundo caso, considerou-se a hipótese de que o segmento estando a uma altura vertical inferior a 30 mm, ainda propiciaria corte e alimentação satisfatória dos colmos. Os índices de varreduras estão apresentados na Tabela 1. A varredura indicada na tabela corresponde à soma dos ângulos de giro para os quais a altura do segmento é nula ou inferior a 30 mm. Uma visão mais detalhada da posição do segmento durante o giro do rotor é apresentada na Figura 4. Os gráficos de varredura representam a trajetória do segmento (TSC) durante o movimento

do rotor. Na região AV, a altura do segmento é superior a 30 mm e considera-se que não existe varredura. Entre os pontos IV30 e FV30 existe varredura, e o segmento encontra-se em uma altura inferior a 30 mm. Entre os pontos IV0 e FV0 existe varredura, e o segmento acompanha a superfície com altura nula.

TABELA 1. Desempenho de varredura do mecanismo de corte e varredura.\*

Altura de Varredura (m)	Inclinação do Rotor (graus)	Altura do Rotor (m)	Rotação do Cortador (rpm)	
			400	600
			Ângulo de Varredura (graus)	
0	-10	0,120	71	80
		0,130	56	65
	-12	0,120	77	88
		0,130	66	74
0,03	-10	0,120	193	186
		0,130	164	159
	-12	0,120	183	179
		0,130	157	157

\* Condições utilizadas na simulação: passo de integração de 0,0008 segundos; massa do rotor = 4,2 kg; massa do segmento 3,9 kg e massa da faca 1,5 kg.

Os resultados de varredura variaram de 56° a 193°, valores que representam um potencial muito promissor em termos de varredura e alimentação de colmos acamados sobre a superfície pelo mecanismo aqui proposto. Nota-se, ainda, pela trajetória do segmento, que, na região frontal onde ocorre contato com a superfície em todas as situações (Figura 4), a varredura gera valores lineares superiores a 0,3 m, valor que pode ser arbitrado como largura média da “touceira” da cana-de-açúcar. Esse fato, reforça o elevado potencial de corte e varredura de colmos acamados sobre a superfície pelo mecanismo segmentado.

A variação da altura do centro do rotor até a superfície, de 0,12 para 0,13 m, ficou entre 12% e 21%. A variação da rotação de 600 para 400 rpm provocou redução na varredura na ordem de 11 a 14% (altura de varredura de 0 m) e, em outros casos (altura de varredura de 0,03 m), a varredura aumenta com a redução da rotação. O aumento da inclinação do rotor, de -10° para -12°, causou ganho na varredura na ordem de 8 a 18% (altura de varredura de 0 m) e, em outros casos (altura de varredura de 0,03 m), a varredura diminui com o aumento da inclinação. A análise das três variáveis (velocidade de rotação, inclinação e altura na situação de varredura de 0 m) evidencia que a varredura aumenta com a velocidade de rotação e inclinação do rotor, e diminui com a altura do rotor.

Verifica-se que a varredura apresenta maior sensibilidade a mudanças na altura do rotor, situação também encontrada por OLIVEIRA (2003). O autor afirma que o cortador de discos segmentados apresenta elevado potencial de corte e alimentação dos colmos acamados em função dos índices de varredura obtidos. Porém, salienta a necessidade de combinar a esse último dispositivo um mecanismo de posicionamento de altura bastante preciso, na direção longitudinal de avanço da colhedora, que pode ser um mecanismo de quatro barras otimizado, ou algum recurso automático de controle.

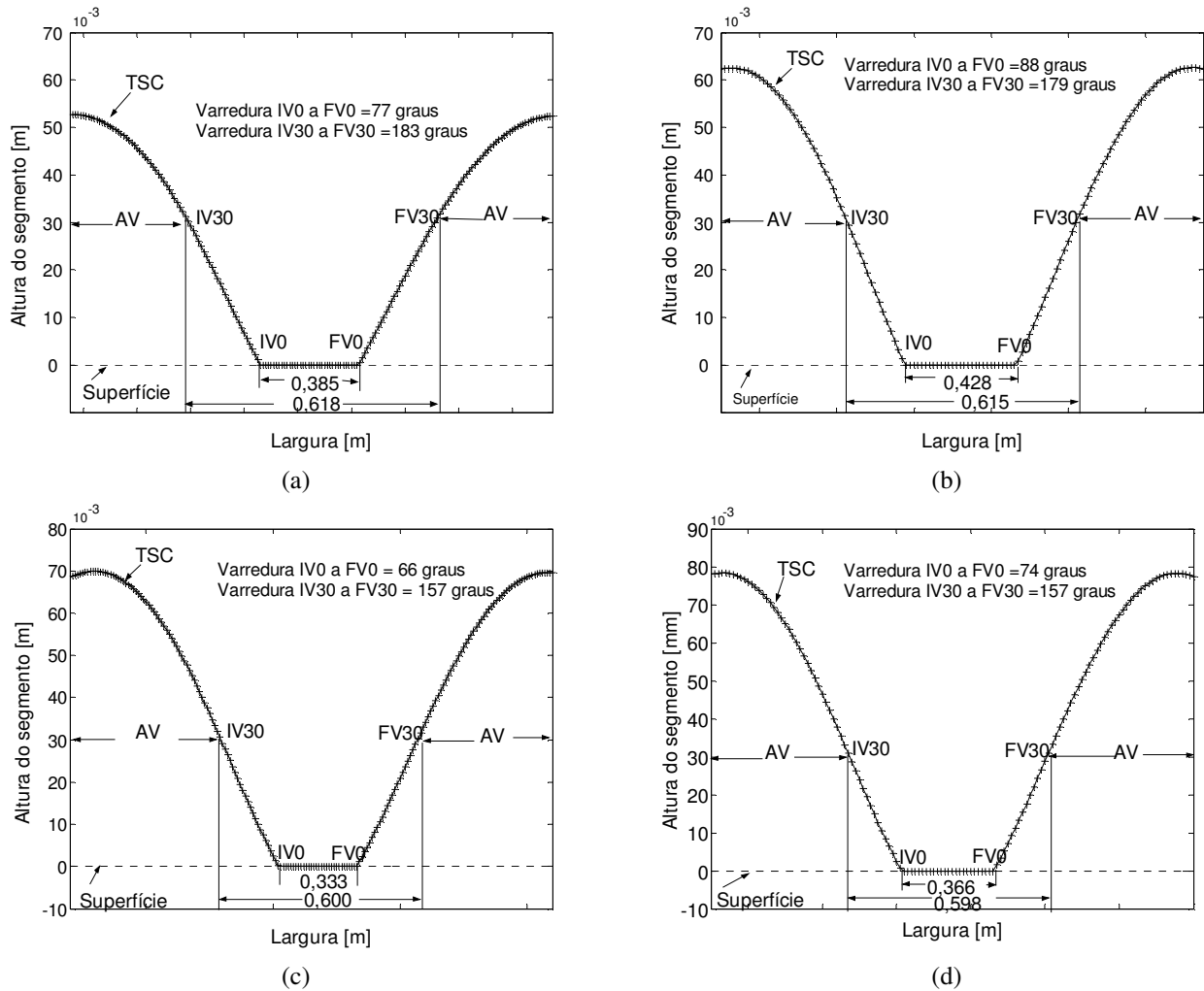


FIGURA 4. Altura do segmento e varredura para inclinação do rotor de  $-12^\circ$ : (a) altura de operação de 0,12 m e rotação de 400 rpm; (b) altura de operação de 0,12 m e rotação de 600 rpm; (c) altura de operação de 0,13 m e rotação de 400 rpm; (d) altura de operação de 0,13 m e rotação de 600 rpm.

## CONCLUSÕES

A utilização do modelo de simulação permitiu obter resultados para o mecanismo proposto que não seriam conseguidos por meio de processos intuitivos. Os resultados obtidos apresentaram-se bastante satisfatórios em termos de acompanhamento transversal e varredura da superfície pelo segmento. O desempenho do mecanismo segmentado em termos de varredura, somado a um dispositivo preciso de posicionamento da altura na direção do avanço da colhedora, torna-se uma alternativa viável para minimizar perdas na colheita da cana-de-açúcar e gramíneas forrageiras de alta densidade.

## AGRADECIMENTOS

À Fapesp, que possibilitou a construção e a validação experimental do protótipo virtual de corte e varredura.



**REFERÊNCIAS**

- BRAUNBECK, O.A.; MAGALHÃES, P.S.G. Segmento do perfil do solo no corte e/ou levantamento de produtos agrícolas rasteiros. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, Campina Grande, v.6, n.1, p.151-8, 2002.
- BRAUNBECK, O.A.; CORTEZ, L.A.B; ROSILLO-CALLE, F.; BAUEN, A. Prospects for green cane harvesting and cane residue use in Brazil. *Biomass and Bioenergy*, Oxford, v.17, n.1, p.495-506, 1999.
- COPERSUCAR Avaliação de perdas invisíveis nos sistemas da colhedora de cana picada Austoft A-7000. *Agrícola informa: seção de projetos mecânicos agrícolas*, CTAG-2. Piracicaba, 1997.
- FURLANI NETO, V.L.; RIPOLI T.C.; VILA NOVA, N.A. Colheita mecânica: perdas de matéria-prima em canaviais com e sem queima prévia. *Revista da STAB*, Piracicaba, v.14, n.6, 1996.
- HENKEL, C R.; FUELLING, T.G.; RIDGE, D.R. Effect of basecutter setting on dirt in the cana supply and cana left in the field. *Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists*, Australia, v.1, p.18-25, 1979.
- KROES, S.; HARRIS, H.D. Parameters on the quality of cut. *Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists*, Australia, p.169-77, 1994.
- NEVES, J.L.M.; MAGALHÃES, P.S.G.; MORAES, E.E; MARCHI, A.S. Avaliação de perdas invisíveis em colhedoras de cana-de-açúcar picada. *Engenharia Agrícola*, Jaboticabal, v.23, n.3, p.539-46, 2003.
- OLIVEIRA, C.A.A. *Modelagem e validação experimental de um cortador basal com discos segmentados*. 2003. 110 f. Tese (Doutorado em Máquinas Agrícolas) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.
- OMETTO, M.C. Desempenho da colhedora Engeagro. *Revista da STAB*, Piracicaba, v.12, n.3, p.21-4, 1994.
- RIDGE, D.R.; DICK, R.G. Current research on green cane harvesting and dirt rejection by harvesters. *Proceedings of Australian Society of Sugar Cane Technologists*, Australia, v.19, p.19-25, 1988.
- SANTOS, I.F. *Dinâmica de sistemas mecânicos: modelagem, simulação, visualização e verificação*. São Paulo: Makrow Books, 2001. 272 p.