

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**MODELAGEM E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM
CORTADOR BASAL COM DISCOS SEGMENTADOS**

CARLOS ALBERTO ALVES DE OLIVEIRA

CAMPINAS
DEZEMBRO DE 2003

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

**MODELAGEM E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM
CORTADOR BASAL COM DISCOS SEGMENTADOS**

Tese submetida à banca examinadora para
obtenção do título de Doutor em Engenharia
Agrícola na área de concentração em
Máquinas Agrícolas.

CARLOS ALBERTO ALVES DE OLIVEIRA

Orientador: Prof. Dr. Oscar Antonio Braunbeck

CAMPINAS
DEZEMBRO DE 2003

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

OL4m

Olivera, Carlos Alberto Alves de
Modelagem e validação experimental de um cortador
basal com discos segmentados / Carlos Alberto Alves de
Oliveira.--Campinas, SP: [s.n.], 2003.

Orientador: Oscar Antonio Braunbeck.
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.

1. Máquinas agrícolas. 2. Simulação (Computadores).
3. Dinâmica das máquinas. 4. Cana-de-açúcar. I.
Braunbeck, Oscar Antonio. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. III.
Título.

À minha esposa Denise e a meu filho Pedro,

pela compreensão, amor e espera ao longo desses anos.

Aos meus pais, Sebastião e Tereza

DEDICO

AGRADECIMENTOS

Ao prof. Dr. Oscar Antonio Braunbeck, pela orientação, ensinamentos, amizade e dedicação em todas as etapas deste trabalho.

Ao CNPq pela bolsa de estudos concedida para a realização do curso.

À FAPESP pelo apoio financeiro (Processo nº 2001/05910-8) que possibilitou a construção do protótipo de ensaios.

À Coordenadoria de Pós-graduação pelo apoio prestado ao longo dessa jornada.

Aos professores e funcionários da Área de Máquinas Agrícolas meus sinceros agradecimentos.

Aos amigos de todas as horas, Regina, Admilson, Néri, Volpato, “Quincas”, Marlene, Bertol e Ariston, meus sinceros agradecimentos e gratidão pelo fraterno companheirismo.

Aos amigos da UFU, Ednaldo e Marcelo pelo constante companheirismo e motivação.

SUMÁRIO

	Página
DEDICATÓRIA.....	ii
AGRADECIMENTOS.....	iii
SUMÁRIO.....	iv
LISTA DE FIGURAS.....	vi
LISTA DE TABELAS.....	ix
LISTA DE SÍMBOLOS.....	x
LISTA DE ABREVIATURAS.....	xviii
RESUMO.....	xix
ABSTRACT.....	xxi
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Justificativa.....	1
1.2 Objetivos.....	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 Aspecto econômico da cana-de-açúcar.....	5
2.2 Influência do preparo do solo e plantio sobre o corte de base.....	6
2.3 Perdas causadas pela colheita mecânica.....	9
2.4 Variáveis de projeto que influenciam no mecanismo de corte durante a colheita.....	11
2.4.1 Na cultura da cana-de-açúcar.....	11
2.4.2 Em outras culturas.....	13
2.5 Modelagem, simulação e otimização de sistemas mecânicos.....	17
2.6 Acompanhamento do perfil do solo pelo mecanismo de corte basal.....	19
2.7 Considerações relacionadas ao projeto do cortador basal.....	21
3 MATERIAL E MÉTODOS.....	23
3.1 Material.....	23
3.2 Métodos.....	29
3.2.1 Considerações teóricas.....	29

4	MODELAGEM CINEMÁTICA E DINÂMICA	35
4.1	Sistemas de referências e matrizes de transformação de coordenadas	35
4.2	Vetores de posição do rotor	38
4.3	Velocidades de rotação e translação do rotor	40
4.4	Acelerações de rotação e translação do rotor	40
4.5	Vetores posição no setor circular	41
4.6	Velocidade de rotação e translação do setor circular	43
4.7	Acelerações de angular e de translação do setor circular	44
4.8	Posição do centro de massa e a ponta da faca	45
4.9	Velocidades angular e linear da ponta da faca	46
4.10	Acelerações angular e linear do centro de massa da faca.....	47
4.11	Equações do equilíbrio dinâmico do rotor.....	48
4.12	Equações do equilíbrio dinâmico do setor circular	51
4.13	Equações do equilíbrio dinâmico da faca.....	54
4.14	Considerações sobre a modelagem.....	57
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	59
5.1	Validação do modelo na condição de contato do setor com a superfície	59
5.2	Análise do desempenho simulado da varredura	66
5.3	Validação do modelo na condição de ausência de contato com a superfície	74
6	CONCLUSÕES	77
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78
	ANEXOS	85
	Anexo 1: Programa de equilíbrio dinâmico.....	85
	Anexo 2: Programa de simulação dinâmica de um rotor segmentado com dois graus de liberdade.....	96
	Anexo 3: Comparação de médias entre dados simulados e dados experimentais..	101
	Anexo 4: Desenhos da unidade experimental	102
	Anexo 5: Características adicionais dos equipamentos da instrumentação.....	104

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1: Esquema do cortador basal em operação de colheita (VOLPATO, 2001)	6
Figura 2: Colhedora convencional de cana picada (NEVES, 2001)	7
Figura 3: Força normal de interação entre uma superfície rígida e o segmento (OLIVEIRA et al.,1999)	19
Figura 4: Unidade Experimental: (a) vista geral; (b) vista superior	25
Figura 5: Instrumentação: (a) 1-sensor piezoelétrico para medir a força de interação do setor circular com superfície; (b) 2- Potenciômetro para medir o deslocamento angular do setor circular, 3- Potenciômetro para medir o deslocamento angular da faca, 4- Coletor rotativo; (c) 5- condicionador de sinais, 6- microcomputador digital	26
Figura 6: Esquema ilustrativo da unidade experimental	27
Figura 7: Mecanismo de corte e varredura: (a) vista geral; (b) dimensões	28
Figura 8: Fluxograma do programa de simulação dinâmica	33
Figura 9: Sistemas de referência: (a) Inclinação ε do plano do rotor com relação ao sistema inercial, com giro em torno do eixo $X \equiv X0$; (b) Deslocamento angular β do rotor com relação ao sistema BO , com giro em torno do eixo $ZO \equiv Z1$; (c) Deslocamento angular θ_2 do setor circular com relação ao sistema 1 (giro em $X1 \equiv X2$), e deslocamento angular θ_4 com relação ao sistema 2 (giro em $Z2 \equiv Z4$).....	36
Figura 10: O vetor $\vec{R}_{OE}$ posiciona o ponto onde acontece o contato entre o setor circular e o rotor.....	39
Figura 11: Setor circular: pontos de referência	41
Figura 12: O vetor $\vec{R}_{AF}$ posiciona o ponto onde está localizada a força aplicada pela faca sobre o setor circular.	43
Figura 13: Faca: pontos de referência	45
Figura 14: Diagrama de corpo livre do rotor.....	48
Figura 15: Força de atrito aplicada pelo setor circular sobre o mancal do rotor	50
Figura 16: Diagrama de corpo livre do setor circular	51
Figura 17: Força de atrito do mancal do setor circular com o pino da faca	53

Figura 18: Diagrama de corpo livre da faca	55
Figura 19: Oscilação vertical do setor circular com inclinação do rotor de -10 graus:	
(a) velocidade de rotação do disco = 400 rpm e altura do disco de 120 mm;	
(b) velocidade de rotação do disco = 600 rpm e altura do disco de 120 mm;	
(c) velocidade de rotação do disco = 400 rpm e altura do disco de 130 mm;	
(d) velocidade de rotação do disco = 600 rpm e altura do disco de 130 mm.	61
Figura 20: Oscilação vertical do setor circular com inclinação do rotor de -12 graus:	
(a) velocidade de rotação do disco = 400 rpm e altura do disco de 120 mm;	
(b) velocidade de rotação do disco = 600 rpm e altura do disco de 120 mm;	
(c) velocidade de rotação do disco = 400 rpm e altura do disco de 130 mm;	
(d) velocidade de rotação do disco = 600 rpm e altura do disco de 130 mm.	62
Figura 21: Reação vertical da placa de varredura $\varepsilon = -10$ graus:	
(a) 400 rpm e r_{6z} de 120 mm;	
(b) 600 rpm e r_{6z} de 120 mm;	
(c) 400 rpm e r_{6z} de 130 mm;	
(d) 600 rpm e r_{6z} de 130 mm.....	63
Figura 22: Reação vertical da placa de varredura $\varepsilon = -12$ graus:	
(a) 400 rpm e r_{6z} de 120 mm;	
(b) 600 rpm e r_{6z} de 120 mm;	
(c) 400 rpm e r_{6z} de 130 mm;	
(d) 600 rpm e r_{6z} de 130 mm.....	64
Figura 23: Altura do setor circular e varredura para uma inclinação do rotor $\varepsilon = -10$ graus:	
(a) $r_{6z} = 120$ mm, 400 rpm;(b) $r_{6z} = 120$ mm, 600 rpm;	
(c) $r_{6z} = 130$ mm, 400 rpm; (d) $r_{6z} = 130$ mm, 600 rpm.	68
Figura 24: Altura do setor circular e varredura para uma inclinação do rotor $\varepsilon = -12$ graus:	
(a) $r_{6z} = 120$ mm, 400 rpm;	
(b) $r_{6z} = 120$ mm, 600 rpm;	
(c) $r_{6z} = 130$ mm, 400 rpm;	
(d) $r_{6z} = 130$ mm, 600 rpm.	69
Figura 25: Variação da varredura rente à superfície:	
(a) ε de -10 graus; (b) ε de -12 graus;	
(c) r_{6z} de 120 mm;(d) r_{6z} de 130 mm.	72

Figura 26: Variação da varredura em 30 mm:	
(a) ε de -10 graus;	
(b) ε de -12 graus;	
(c) r_{6Z} de 120 mm;	
(d) r_{6Z} de 130 mm.	73
Figura 27: Oscilação livre do setor circular em posição vertical.	74
Figura 28: Oscilação no plano horizontal da faca com θ_4 com $\varepsilon = 0$ graus.....	75
Figura 29: Oscilação no plano vertical do setor com θ_2 com $\varepsilon = 0$ graus.....	75

LISTA DE TABELAS

	Página
Tabela 1: Validação do modelo virtual por meio dos dados experimentais para as variáveis θ_2 e Fz	60
Tabela 2: Frequência de excitação e máximas amplitudes de oscilação do setor	66
Tabela 3: Ângulo de varredura do mecanismo	67
Tabela 4: Variação da varredura em função da altura e a inclinação do rotor	70
Tabela 5: Comparação de médias de θ_2 para dados simulados e experimentais	101
Tabela 6: Comparação de médias de Fz para dados simulados e experimentais.....	101

LISTA DE SÍMBOLOS

Sobrescritos

$\rightarrow$	vetores
$*$	referente ao centro de massa da peça
T	transposta

Subscritos

I	base inercial (global)
Bn	base n genérica
$B1$	base 1 solidário ao rotor
$B2$	base 2 solidário ao setor circular
$B4$	base 4 solidário a faca
O	ponto localizado no centro de massa do rotor
A	ponto localizado no vínculo entre o rotor e o setor circular
B	ponto localizado no vínculo entre o setor circular e a faca
PF	ponto localizado na extremidade da faca onde inicia o corte
$1, 2, 4, j, k$	referente ao rotor, ao setor, a faca, a uma peça genérica, e um ponto genérico, respectivamente.

Matrizes

$T_{\varepsilon}, T_{\varepsilon}^T$	matriz de rotação (ε = inclinação) do rotor e a matriz transposta de ε
T_{β}, T_{β}^T	matriz de rotação (β = giro) do rotor e a matriz transposta de β
$T_{\theta_2}, T_{\theta_2}^T$	matriz de rotação do setor circular e a matriz transposta de θ_2

$T_{\theta_4}, T_{\theta_4}^T$ matriz de rotação da faca e a matriz transposta de θ_4

Letras gregas

${}_I \overset{P}{\omega}_j$	velocidade angular genérica da peça j representada na base I [rad s ⁻¹]
${}_I \overset{P}{\alpha}_j$	aceleração angular genérica da peça j representada na base I [rad s ²⁻¹]
${}_{Bn} \overset{P}{\Omega}_j$	velocidade angular de um sistema de referência genérico [rad s ⁻¹]
${}_{Bn} \omega_j$	velocidade angular genérica da peça j representada na base móvel Bn [rad s ⁻¹]
${}_{Bn} \overset{P}{\rho}_k^*$	vetor que liga o ponto k onde está sendo calculando a quantidade de movimento angular e o centro de massa de uma peça genérica [m]
${}_{B1} \overset{P}{\alpha}_1$	aceleração angular absoluta do rotor representada na base 1 [rad s ²⁻¹]
${}_{B1} \overset{P}{\omega}_1$	velocidade angular absoluta do rotor representada na base 1 [rad s ⁻¹]
ϕ	velocidade angular (escalar) do rotor [rad s ⁻¹]
${}_{B1} \overset{P}{\Omega}_1$	velocidade angular absoluta da base 1 [rad s ⁻¹]
${}_{B2} \overset{P}{\Omega}_2$	velocidade angular absoluta da base 2 [rad s ⁻¹]
${}_{B4} \overset{P}{\Omega}_4$	velocidade angular absoluta da base 4 [rad s ⁻¹]
${}_{B2} \overset{P}{\alpha}_2$	aceleração angular absoluta do setor representada na base 2 [rad s ²⁻¹]
${}_{B2} \overset{P}{\alpha}_2$	aceleração angular absoluta do setor representada na base 2 [rad s ²⁻¹]
ε	rotação do rotor em torno do eixo X [rad]
β	rotação do rotor em torno do eixo Z_o [rad]
θ_2	rotação do setor circular em torno do eixo X_1 [rad]
θ_4	rotação da faca em torno do eixo Z_2 [rad]
$\overset{P}{\alpha}_2$	aceleração (escalar) angular absoluta do setor [rad s ²⁻¹]
$\overset{P}{\alpha}_4$	aceleração (escalar) angular absoluta da faca [rad s ²⁻¹]
${}_{B4} \overset{P}{\omega}_4$	velocidade angular absoluta da faca representada na base 4 [rad s ⁻¹]
${}_{B4} \overset{P}{\alpha}_4$	aceleração angular absoluta da faca representada na base 4 [rad s ²⁻¹]

$\alpha_{12N}, \alpha_{24N}$	ângulos para determinação da direção das forças de atritos nos mancais
μ_m	coeficiente de atrito nos mancais
μ_{sp}	coeficiente de atrito do contato do setor circular com a superfície
ω	freqüência de oscilação livre do setor circular [Hz]
ω_n	freqüência natural do setor circular [Hz]

Letras latinas

$\mathbf{p}_j$	quantidade de movimento linear genérico
m_j	massa de um corpo genérico [kg]
$\mathbf{h}_j$	quantidade de movimento angular genérico
$\sum_I \mathbf{F}_n$	número total de n forças que atuam sobre uma peça j escrito na base I [N]
$\sum_{Bn} \mathbf{M}_k$	somatória de momentos atuantes em um ponto k escrito na base móvel Bn [N m]
${}_I \mathbf{r}_j^*$	vetor que posiciona o centro de massa de uma peça genérica [m]
I_j	tensor de inércia genérico [kg m ²]
${}_I \mathbf{v}_j^*$	velocidade linear genérica do centro de massa de uma peça [m/s]
${}_I \mathbf{v}_k$	velocidade linear genérica no ponto de vínculo entre duas peças [m/s]
${}_I \mathbf{v}_{Rel}$	velocidade relativa genérica [m/s]
${}_I \mathbf{a}_j^*$	aceleração linear genérica do centro de massa de uma peça [m/s ²]
${}_I \mathbf{a}_k$	aceleração linear genérica no ponto de vínculo entre duas peças [m/s ²]
${}_I \mathbf{a}_{Rel}$	aceleração relativa [m/s]
${}_I \mathbf{s}_{BO}, \mathbf{s}_{...}$	vetores genéricos, representados nas bases $I, B0, B1, B2$ e $B4$, respectivamente
${}_{B4} \mathbf{s}$	
X, Y, Z	coordenadas cartesianas da base inercial I
$X0, Y0, Z0$	coordenadas cartesianas da base $B0$

$X1, Y1, Z1$	coordenadas cartesianas da base $B1$
$X2, Y2, Z2$	coordenadas cartesianas da base $B2$
$X4, Y4, Z4$	coordenadas cartesianas da base $B4$
D	ponto de corte da faca
F	ponto do mancal onde acontece o contato entre o rotor e o setor circular
L	centro de massa da faca
${}_{B1}P_I$	vetor que vincula o centro de massa do rotor à articulação do setor [m]
r_{Iy}	componente do vetor ${}_{B1}P_I$ representado no eixo $Y1$ da base $B1$ [m]
r_{Iz}	componente do vetor ${}_{B1}P_I$ representado no eixo $Z1$ da base $B1$ [m]
${}_{B1}K_{OE}$	vetor que vai do centro de massa do rotor até o ponto de contato (mancal) do rotor com o setor circular [m]
R_{OEy}	componente do vetor ${}_{B1}K_{OE}$ representado no eixo $Y1$ da base $B1$ [m]
R_{OEz}	componente do vetor ${}_{B1}K_{OE}$ representado no eixo $Z1$ da base $B1$ [m]
r_{AE}	raio do pino do setor circular [m]
${}_IP_6$	vetor cota da placa de varredura até o centro de massa do rotor [m]
r_{6z}	cota do centro de massa do rotor até a placa de varredura representada no eixo Z da base inercial [m]
${}_{B1}V_I^*$	velocidade linear absoluta do centro de massa do rotor [$m\ s^{-1}$]
${}_IV_O$	velocidade linear absoluta do ponto O [$m\ s^{-1}$]
$Vmaq$	velocidade de avanço da colhedora [$m\ s^{-1}$]
${}_{B1}a_I^*$	aceleração linear absoluta do centro de massa do rotor [$m\ s^{2^{-1}}$]
${}_Ia_O$	aceleração linear absoluta na do ponto O [$m\ s^{2^{-1}}$]
${}_{B1}P_I^*$	vetor que posiciona o centro de massa do rotor [m]
${}_{B2}P_2$	vetor com origem no vínculo do rotor com o setor e término no vínculo do setor com a faca [m]
r_{2y}	componente do vetor ${}_{B2}P_2$ representado no eixo $Y2$ da base $B2$ [m]
r_{2z}	componente do vetor ${}_{B2}P_2$ representado no eixo $Z2$ da base $B2$ [m]

${}_{B2}\mathcal{P}_2^*$	vetor que posiciona o centro de massa do setor circular [m]
r_{2cmx}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{P}_2^*$ representado no eixo $X2$ da base $B2$ [m]
r_{2cmy}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{P}_2^*$ representado no eixo $Y2$ da base $B2$ [m]
r_{2cmz}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{P}_2^*$ representado no eixo $Z2$ da base $B2$ [m]
${}_{B2}\mathcal{P}_{2RS}$	vetor que posiciona o ponto de contato do setor com a superfície varrida [m]
r_{2rsx}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{P}_{2RS}$ representado no eixo $X2$ da base $B2$ [m]
r_{2rsy}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{P}_{2RS}$ representado no eixo $Y2$ da base $B2$ [m]
r_{2rsz}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{P}_{2RS}$ representado no eixo $Z2$ da base $B2$ [m]
${}_I\mathcal{P}_{RS}$	vetor que posiciona o ponto de contato do setor com a superfície varrida a partir do ponto O representado na base inercial [m]
${}_{B2}\mathcal{K}_{AF}$	vetor com origem no pino do setor e término no ponto de contato (mancal) do setor circular com a faca [m]
R_{AFx}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{K}_{AF}$ representado no eixo $X2$ da base $B2$ [m]
R_{AFy}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{K}_{AF}$ representado no eixo $Y2$ da base $B2$ [m]
R_{AFz}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{K}_{AF}$ representado no eixo $Z2$ da base $B2$ [m]
r_{BF}	raio do pino da faca [m]
${}_I\mathcal{V}_{RS}^P$	velocidade linear absoluta no ponto de contato do setor circular com a superfície de varredura representada na base inercial [m s^{-1}]
${}_{B2}\mathcal{V}_{RS}^P$	velocidade linear absoluta no ponto de contato do setor circular com a superfície de varredura representada na base 2 [m s^{-1}]
$ \mathcal{V}_{RS}^P $	módulo da velocidade linear absoluta no ponto de contato do setor circular com a superfície [m s^{-1}]
V_{RSx}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{V}_{RS}^P$ representado no eixo $X2$ da base $B2$ [m s^{-1}]
V_{RSy}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{V}_{RS}^P$ representado no eixo $Y2$ da base $B2$ [m s^{-1}]
V_{RSz}	componente do vetor ${}_{B2}\mathcal{V}_{RS}^P$ representado no eixo $Z2$ da base $B2$ [m s^{-1}]
${}_I CD_{tg1}$	versor auxiliar para determinação da direção e sentido da força de atrito do contato do setor com a superfície varrida

${}_I CD_{ac1}$	versor de direção e sentido da força de atrito do setor com a superfície
${}_{B4} \mathcal{P}_4$	vetor com origem no vínculo do setor com a faca, e término na extremidade da faca onde inicia-se o corte da cana [m]
r_{4x}	componente do vetor ${}_{B4} \mathcal{P}_4$ representado no eixo $X4$ da base $B4$ [m]
r_{4y}	componente do vetor ${}_{B4} \mathcal{P}_4$ representado no eixo $Y4$ da base $B4$ [m]
r_{4z}	componente do vetor ${}_{B4} \mathcal{P}_4$ representado no eixo $Z4$ da base $B4$ [m]
${}_{B4} \mathcal{P}_4^*$	vetor que posiciona o centro de massa da faca [m]
r_{4cmy}	componente do vetor ${}_{B4} \mathcal{P}_4^*$ representado no eixo $Y4$ da base $B4$ [m]
r_{4cmz}	componente do vetor ${}_{B4} \mathcal{P}_4^*$ representado no eixo $Z4$ da base $B4$ [m]
${}_I \mathcal{P}_{PF}$	vetor posição da ponta da faca onde inicia-se o corte da cana com relação ao centro do rotor [m]
${}_{B2} \mathcal{V}_B$	velocidade linear absoluta do ponto B [m s ⁻¹]
${}_{B2} \mathcal{V}_A$	velocidade linear absoluta do ponto A [m s ⁻¹]
${}_{B4} \mathcal{V}_4^*$	velocidade linear absoluta do centro de massa da faca [m s ⁻¹]
${}_{B4} \mathcal{V}_{PF}$	velocidade linear absoluta da ponta da faca no início do corte da cana [m s ⁻¹]
${}_I \mathcal{V}_{PF}$	velocidade linear absoluta no ponto de contato do setor circular com a superfície de varredura representada na base inercial [m s ⁻¹]
$ \mathcal{V}_{PF} $	módulo da velocidade linear absoluta na extremidade da faca onde inicia-se o corte da cana [m s ⁻¹]
V_{PFx}	componente do vetor ${}_I \mathcal{V}_{PF}$ representado no eixo $X4$ da base $B4$ [m s ⁻¹]
V_{PFy}	componente do vetor ${}_I \mathcal{V}_{PF}$ representado no eixo $Y4$ da base $B4$ [m s ⁻¹]
V_{PFz}	componente do vetor ${}_I \mathcal{V}_{PF}$ representado no eixo $Z4$ da base $B4$ [m s ⁻¹]
${}_I CD_{tg2}$	versor auxiliar que dá direção e sentido da força de corte no contato da faca com a cana
$\mathcal{a}_2^*$	aceleração linear absoluta do centro de massa do setor circular [m s ²⁻¹]
${}_I \mathcal{a}_A$	aceleração linear absoluta em A, local do vínculo do rotor com o setor [m s ²⁻¹]

$\mathcal{G}_4^*$	aceleração linear absoluta do centro de massa da faca [m s^2^{-1}]
$\mathcal{G}_B$	aceleração linear absoluta do vínculo do setor com a faca [m s^2^{-1}]
${}_I CD_{ac2}$	versor que dá a direção e sentido da força de corte no contato da faca com a cana
g	aceleração da gravidade [m s^2^{-1}]
$m_1, m_2 \text{ e } m_4$	massas do rotor, do setor e da faca, respectivamente [kg]
${}_{B1} \mathcal{F}_{am12}$	força de atrito no mancal da conexão do rotor com o setor circular [N]
F_{am12x}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{F}_{am12}$ representado no eixo XI da base $B1$
F_{am12y}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{F}_{am12}$ representado no eixo YI da base $B1$ [N]
F_{am12z}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{F}_{am12}$ representado no eixo ZI da base $B1$ [N]
${}_{B1} \mathcal{F}_I$	força de reação do rotor com a flange do motor hidráulico [N]
F_{IX}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{F}_I$ representado no eixo XI da base $B1$ [N]
F_{IY}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{F}_I$ representado no eixo YI da base $B1$ [N]
F_{IZ}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{F}_I$ representado no eixo ZI da base $B1$ [N]
${}_{B2} \mathcal{F}_{12}$	força de reação no vínculo do setor circular com o rotor [N]
F_{12X}	componente do vetor ${}_{B2} \mathcal{F}_{12}$ representado no eixo $X2$ da base $B2$ [N]
F_{12Y}	componente do vetor ${}_{B2} \mathcal{F}_{12}$ representado no eixo $Y2$ da base $B2$ [N]
F_{12Z}	componente do vetor ${}_{B2} \mathcal{F}_{12}$ representado no eixo $Z2$ da base $B2$ [N]
SFa_{12}	variável que define o sentido da força de atrito da força ${}_{B1} \mathcal{F}_{am12}$
$ F_{12V} $	módulo das componentes verticais da força de atrito [N]
${}_{B1} \mathcal{M}_I$	momento de reação do rotor com a flange do motor hidráulico [N m]
M_{IX}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{M}_I$ representado no eixo XI da base $B1$ [N m]
M_{IY}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{M}_I$ representado no eixo YI da base $B1$ [N m]
M_{IZ}	componente do vetor ${}_{B1} \mathcal{M}_I$ representado no eixo ZI da base $B1$ [N m]
${}_{B2} \mathcal{M}_{12}$	momento de reação do setor com o rotor [Nm]

M_{12Y}	componente do vetor ${}_{B2}\overset{P}{M}_{12}$ representado no eixo $Y2$ da base $B2$ [N m]
M_{12Z}	componente do vetor ${}_{B2}\overset{P}{M}_{12}$ representado no eixo $Z2$ da base $B2$ [N m]
${}_{B4}\overset{P}{F}_{24}$	força de reação no vínculo da faca com o setor circular [N]
F_{24X}	componente do vetor ${}_{B4}\overset{P}{F}_{24}$ representado no eixo $X4$ da base $B4$ [N]
F_{24Y}	componente do vetor ${}_{B4}\overset{P}{F}_{24}$ representado no eixo $Y4$ da base $B4$ [N]
F_{24Z}	componente do vetor ${}_{B4}\overset{P}{F}_{24}$ representado no eixo $Z4$ da base $B4$ [N]
${}_I\overset{P}{F}_Z$	força de reação atuante entre a superfície varrida e o setor na direção Z [N]
F_Z	módulo da força de reação atuante entre a superfície varrida e o setor [N]
${}_I\overset{P}{F}_{at}$	força de atrito do contato do setor com a superfície de varredura [N]
F_{at}	módulo da força de atrito do contato do setor com a superfície de varredura [N]
$RIGP$	constante elástica da superfície de varredura [N m ⁻¹]
${}_{B2}\overset{P}{F}_{am_{24}}$	força de atrito no mancal da conexão do rotor com o setor circular [N]
SFa_{24}	variável que define o sentido da força de atrito da força ${}_{B2}\overset{P}{F}_{am_{24}}$
F_{24H}	componentes horizontais da força normal ${}_{B4}\overset{P}{F}_{24}$ [N]
SFa_{12}	define o sentido do movimento da força de atrito
$ F_{12V} $	módulo da força ${}_B F_{12}$ atuante no plano vertical [N]
${}_{B4}\overset{P}{M}_{24}$	momento de reação da faca sobre o setor circular [Nm]
M_{24X}	componente do vetor ${}_{B4}\overset{P}{M}_{24}$ representado no eixo $X4$ da base $B4$ [Nm]
M_{24Y}	componente do vetor ${}_{B4}\overset{P}{M}_{24}$ representado no eixo $Y4$ da base $B4$ [Nm]
${}_I\overset{P}{F}_C$	força de corte da cana [N]
${}_I\overset{P}{P}_C$	peso da cana [N]
f_c	módulo da força de corte da cana [N]
${}_I\overset{P}{P}_1, {}_I\overset{P}{P}_2, {}_I\overset{P}{P}_3$	pesos do rotor, setor e faca, respectivamente [N]
$I_1, I_2 e I_4$	tensores de inércia do rotor, setor e faca, respectivamente [kg.m ²]

LISTA DE ABREVIATURAS

UE	unidade experimental – protótipo de estudo com dois graus de liberdade
TSC	trajetória do setor circular durante uma volta do rotor
IV0	início da varredura a uma “ <i>altura 0 mm</i> ” do setor durante uma volta do rotor
FV0	final da varredura a uma “ <i>altura 0 mm</i> ” do setor durante uma volta do rotor
IV30	início da varredura a uma “ <i>altura de 30 mm</i> ” do setor em uma volta do rotor
FV30	final da varredura a uma “ <i>altura de 30 mm</i> ” do setor durante uma volta do rotor
AV	ausência de varredura do setor durante uma volta do rotor

RESUMO

O presente trabalho teve por objetivo modelar, projetar e validar experimentalmente o desempenho de um mecanismo de discos segmentados, a fim de fornecer uma alternativa ao mecanismo convencional de discos rígidos que equipam as colhedoras de cana-de-açúcar e outras gramíneas de alta densidade. O dispositivo estudado trata-se de um mecanismo passivo com dois graus de liberdade, tendo por finalidade o acompanhamento e a varredura da cultura acamada sobre a superfície, bem como, a capacidade de retração da faca diante de obstáculos (pedras e tocos) de forma mecânica. O acompanhamento da superfície e a auto-proteção são fatores limitantes no mecanismo convencional, o que acarreta em corte e uma varredura ineficientes, além de promover a incorporação de grande quantidade de terra ao material colhido, trazendo implicações negativas aos processos subsequentes a colheita. O modelo de simulação montado por meio das leis da dinâmica, teve como objetivo determinar os deslocamentos angulares do setor circular no plano vertical θ_2 e da faca no plano horizontal θ_4 , assim como, registrar a força de interação do setor circular com a superfície. As velocidades de rotação ensaiadas foram de 400 e 600 rpm, com duas alturas do rotor com relação a superfície de 120 e 130 mm e duas inclinações do rotor ε de -10 e -12 graus. Diante dos resultados, verificou-se que a amplitude de oscilação do segmento, variável diretamente relacionado com a varredura sofreu uma diferença entre as curvas simuladas e experimentais de aproximadamente 32%. A variável F_z de reação com a superfície, que está relacionado com a movimentação de terra e danos a soqueira, apresentou diferença entre as curvas simuladas e experimentais de aproximadamente 13%. A modelagem matemática e os dados experimentais apresentaram mesma ordem de grandeza, o que possibilitou afirmar que o modelo de simulação é válido para representar o comportamento do mecanismo de corte e varredura sob as condições testadas. Os resultados dos índices de varredura variaram entre 56 e 193 graus, valores satisfatórios em termos de acompanhamento do setor circular e varredura da superfície. A utilização do modelo de simulação permitiu obter ganhos de desempenho do mecanismo e com relativa confiabilidade nos dados, como observado pela validação, o que não seria atingido por meio de processos intuitivos. O desempenho do mecanismo segmentado com facas oscilantes em dois planos mostrou-se promissor em termos de varredura e com

grande potencial como mecanismo alternativo de corte e varredura, viabilizando assim a tese proposta.

Palavras-chave: cortador basal; simulação; validação experimental; varredura da superfície.

ABSTRACT

The objective of this research was to model, design, build and experimentally validate the performance of a segmented disc for base cutting of high density grasses, as an alternative to the conventional rigid disk used in sugarcane harvesters. The device studied is a passive mechanism, having two degrees of freedom in each segment. They are meant to follow the ground surface sweeping lodged crops as well as having self protecting capacity resulting from retraction of the revolving knives when hitting hard obstacles, such as rocks and stumps. The accompaniment of the soil surface and the self-protection are limited in the conventional base cutters. They adds soil to the harvested cane resulting in negative implications for the industrial processes. The simulation model developed, using the laws of dynamics, predicts the angular displacements of the rotor segments in the vertical plane θ_2 and the knife oscilation in the horizontal plane θ_4 , as well as the force of interaction with the swept surface. The rotation speeds tested were 400 and 600 rpm with 120 and 130 mm heights of the rotor relative to the swept surface. The rotor inclination was set to -10 and -12 degrees. According to the results, the amplitude of segment oscilation was directly related with the sweeping angle. The difference between the simulated and experimental curves was approximately 32%. The difference between the simulated and experimental values of the reaction force F_z was approximately 13%. It is related to soil movement and ratoon damage. The simulated values and the experimental data had the same behavior and the same order of magnitude. It allows to conclude that the simulation model is adequate to study the behavior of the cutting and sweepings mechanism under the tested conditions. The results of the sweeping angles varied between 56 and 193 degrees which are considered satisfactory for the desired sweeping behavior of the segmented rotor. The simulation model allowed to improve the performance of the mechanism. It would not be possible by means of intuitive processes. The performance of the segmented mechanism with rocking knives, moving in two planes, revealed to be promising in terms of sweeping performance and has a great potential as an alternative mechanism for base cutting. The results presented permit to considered that the initial thesis proposed is valid.

Key words: base cutter; simulation; experimentally validate; ground sweeping.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Justificativa

A atual conotação de preservação ambiental e globalização da economia tem forçado o setor agrícola a buscar novas tecnologias para reduzir os custos de suas atividades e melhorar a qualidade dos seus produtos, objetivando obter um produto competitivo junto ao mercado externo. Neste contexto, o estudo de novas tecnologias para o sistema de colheita mecânica de gramíneas, como a cana-de-açúcar, torna-se um fator relevante na redução do custo final do processo produtivo e na qualidade do açúcar e do álcool.

Atualmente o Brasil é o maior produtor mundial de açúcar e álcool, sendo que a agroindústria sucroalcooleira movimenta cerca de R\$ 12,7 bilhões por ano, com faturamentos diretos e indiretos, o que corresponde a 2,3% do PIB brasileiro (JORNALCANA, 2001). A área de cana-de-açúcar colhida em 2001 foi de 4,96 milhões de hectares, com produção obtida de 347,5 milhões de toneladas (IBGE, 2002). O setor gera aproximadamente mais de 1 milhão de empregos diretos e, indiretamente acima de 300 mil, dando suporte a mais de 500 empresas de insumos (FURLANI NETO et al., 1996). A cultura da cana-de-açúcar é uma das mais importantes espécies agrícolas exploradas no país, o que torna o setor de grande relevância no contexto sócio-econômico do país.

A cana-de-açúcar demanda anualmente a retirada média de 70 t ha^{-1} de colmos, com valores superiores no Estado de São Paulo, e aproximadamente 20 vezes superior a qualquer cereal cultivado, apesar disso, a colheita mecânica da cana é menos desenvolvida. A mecanização representa a melhor opção para a colheita da cana, tanto do ponto de vista

ergonômico quanto econômico e principalmente ambiental, uma vez que viabiliza o corte mecânico sem queima prévia (BRAUNBECK e MAGALHÃES, 2002).

No entanto, a colheita manual tem predominado ao longo da existência da cana-de-açúcar e continua sendo aplicada em 80% dos canaviais brasileiros. Para que a prática seja viabilizada é necessária a queima da palha como um recurso de limpeza. O Brasil teve nas décadas de 70 e 90 dois surtos de crescimento da colheita mecânica que pareciam dar início a um processo rápido e contínuo desta prática. Em ambos as décadas, o processo perdeu força e apenas estabilizou a mecanização num patamar mais elevado (BRAUNBECK, et. al., 1999).

Os dois fatores mais freqüentemente apontados para justificar o adiamento da colheita mecanizada são o aproveitamento da mão-de-obra disponível e a inadequação dos canaviais à tecnologia de colheita existente. O primeiro fator não parece ser determinante, já que no decorrer dos séculos 19 e 20 observou-se um processo contínuo de substituição da mão-de-obra por processos mecanizados ou robotizados, a medida que estes foram se tornando suficientemente eficientes e competitivos com relação aos processos manuais. Este é o caso da colheita de cereais cuja tecnologia encontra-se consolidada por mais de meio século. A adequação das lavouras às colhedoras tem sido amplamente debatida e melhorada durante os últimos 25 anos de operação no Brasil, indicando que os esforços nesse sentido apresentaram ganhos significativos na redução de perdas. Apesar disso, as taxas de perdas encontram-se atualmente em níveis considerados elevados (5 a 15%) e sem perspectivas de redução com uso desta técnica, além das já conseguidas (BRAUNBECK, 2001).

Certos produtos agrícolas, como colmos inteiros de cana-de-açúcar, vagens de alguns cultivares de feijoeiro ou soja, tomate para processamento industrial e outros produtos hortícolas, se encontram no momento da colheita encostados ou muito próximos da superfície do solo. Essa condição promove perdas do produto e de qualidade pela contaminação do mesmo com terra e microrganismos do solo, além de aumentar o custo do processamento industrial (BRAUNBECK, 2003).

Segundo BRAUNBECK (1999), os princípios utilizados nas funções básicas das colhedoras australianas têm permanecidos inalterados desde de 1957. Assim, mudanças conceituais nos projetos dos mecanismos que desempenham tais funções é um fator que possivelmente apresenta grande potencial em um futuro próximo para viabilizar a redução de perdas “visíveis” ou “invisíveis” da cana-de-açúcar durante a colheita. O corte de base é uma

das quatro funções básicas e também responsável pela incorporação de terra à matéria-prima, sílica e microorganismos que prejudicam o processamento industrial e a qualidade do açúcar. O perfil frontal dos discos, encarregados de efetuar a varredura e o corte dos colmos não é plano; essa configuração geométrica exige penetração dos discos no solo para efetuar o corte rente ao mesmo; a terra movimentada contamina os colmos e demanda maior potência e desgaste do equipamento (BRAUNBECK e MAGALHÃES, 2002).

Os altos índices de contaminação de terra no caso da cana-de-açúcar aconteceram em consequência do corte e do carregamento mecanizado. Tais operações no passado eram realizadas manualmente, ou seja por um mecanismo preciso e sofisticado, como é a mão do homem, e atualmente estas operações são realizadas por dispositivos grosseiros, como discos rígidos de corte e garras hidráulicas. Entretanto, com os recursos disponíveis da engenharia é possível obter-se soluções mecânicas mais eficientes do que as utilizadas atualmente, de forma a reduzir a contaminação de terra nas operações de colheita e transporte (BRAUNBECK, 2001).

Esta contaminação gera uma redução na eficiência de filtragem e clarificação do caldo, fatores esses intimamente ligados à qualidade final do açúcar. Isso implica também no uso de equipamentos de lavagem de colmos inteiros, que necessitam de esteiras inclinadas, bombeamentos e estruturas de tratamento para a aplicação de 6 a 8 m³ de água por tonelada de colmos, o qual, além de ter um maior custo econômico, provoca um custo ambiental atualmente inaceitável (RIDGE e DICK, 1992).

1.2 Objetivos

Diante do exposto, a tese sustenta a hipótese de que é possível efetuar uma varredura da superfície mais eficiente, incorporando ao setor circular do mecanismo de corte e varredura um grau de liberdade no plano vertical. É possível evitar a quebra das facas na presença de obstáculos incorporando a essas, um grau de liberdade no plano horizontal. Os objetivos específicos para o desenvolvimento da presente tese foram:

- Modelar, projetar e validar experimentalmente o desempenho de um mecanismo de discos segmentados, a fim de fornecer uma alternativa ao mecanismo convencional de discos rígidos que equipa as colhedoras de cana-de-açúcar e outras gramíneas.
- Avaliar a capacidade do mecanismo de discos segmentados em efetuar a varredura da superfície e a capacidade mecânica de retração da faca diante a presença de pedras e tocos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Aspecto econômico da cana-de-açúcar

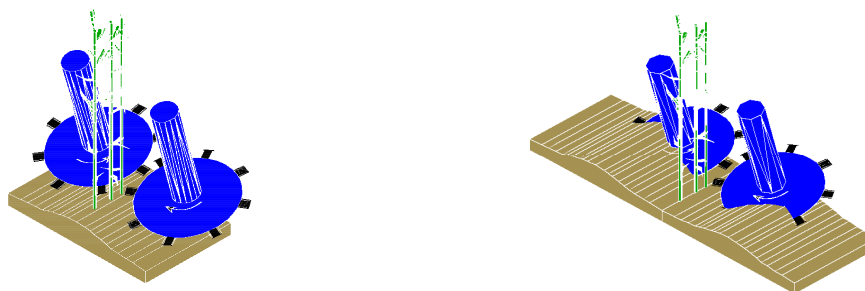
O estado de São Paulo produz com tecnologia e gestão avançada 60% de todo o açúcar do Brasil, sendo extremamente competitivo no mercado internacional, o que torna o estado responsável por 70% das exportações brasileiras. O estado gera ainda 61% da produção brasileira de álcool o que permitiu nos últimos 22 anos uma economia de divisas para o país ao ritmo médio de 1,8 bilhão de dólares anuais. O setor canavieiro paulista emprega de forma direta, no campo e nas usinas, cerca de 400 mil pessoas, representando aproximadamente 40% do emprego rural do Estado (ÚNICA, 2001).

O Brasil é o maior produtor do mundo seguido pela Índia e Austrália. Na média, 55% da cana brasileira vira álcool e 45% açúcar. A cana é plantada no Centro-Sul e no Norte-Nordeste o que permite dois períodos de safra. O país por sua longa relação com a cana, transformou-se no maior produtor e exportador de açúcar de cana do mundo, com os menores custos de produção, em consequência do uso de tecnologia e gestão de vanguarda (ÚNICA, 2004).

Uma tonelada de cana-de-açúcar tem um potencial energético equivalente ao de 1,2 barril de petróleo. O álcool combustível (etanol) é um produto renovável e limpo que contribui para a redução do efeito estufa e diminui substancialmente a poluição do ar, minimizando os impactos na saúde pública. No Brasil, o uso intenso do álcool restringe a emissão de poluentes da crescente frota de veículos, principalmente de monóxido de carbono, óxidos de enxofre, compostos orgânicos tóxicos como o benzeno e compostos de chumbo. Apesar de ser lembrado como resposta do Brasil às crises do petróleo, o álcool anidro é usado desde os anos 30 como aditivo na gasolina brasileira. Na busca de autonomia energética, o país desenvolveu o Programa Nacional do Álcool e o pioneiro carro a álcool. Estavam lançadas as raízes de uma capacidade instalada de produção anual de 16 bilhões de litros de álcool, o equivalente a 84 milhões de barris de petróleo ano⁻¹. Atualmente o Brasil produz 10,4 bilhões de litros ano⁻¹, desse total cerca de 62% no Estado de São Paulo (ÚNICA, 2001).

2.2 Influência do preparo do solo e plantio sobre o corte de base

Segundo RIPOLI e PARANHOS (1990), o sistema de preparo do solo e de plantio surge como um dos aspectos mais importantes em relação ao corte basal nas colhedoras de cana-de-açúcar. Apesar do conjunto do cortador basal possuir acionamento hidráulico permitindo variação na altura do corte, ele é projetado para cortar colmos em um ponto pouco acima do nível do terreno, ou seja, a soqueira deverá estar sobre um leve camalhão, conforme ilustra a Figura 1(a). Porém esta condição é raramente encontrada, pois, as práticas de preparo do solo em uso no Brasil não são voltadas para a colheita mecanizada. O plantio convencional da cana em uso é realizada dentro de um sulco, este tipo de cultivo acarreta o corte de um grande volume de terra, conforme ilustra a Figura 1(b).



(a) condição ideal de corte

(b) condição real de corte utilizada no
Brasil

Figura 1: Esquema do cortador basal em operação de colheita (VOLPATO, 2001)

BRAUNBECK (1999) relata que a ação do disco de corte, conforme visualizado pela Figura 1(b), além de demandar mais potência para cortar causando desgaste ao mecanismo, conduz terra para o interior da máquina contaminando o material colhido. Salienta ainda, que a solução reiteradamente recomendada durante os últimos trinta anos tem sido a sistematização das áreas para a colheita mecânica, como nivelamento dos sulcos, eliminação dos terraços, alongamento de talhões, dentre outras. Pelo tempo transcorrido e os resultados obtidos pode se concluir que esta solução é insuficiente, já que a quantidade de terra incorporada a matéria-prima permanece elevada, em torno de 5 kg t^{-1} . O desgaste de facas exige manutenções freqüentes e as perdas ainda continuam elevadas.

Segundo MAGALHÃES e BRAUNBECK (1998) uma das principais limitações das colhedoras de cana picada (Figura 2) que são a maioria no Brasil está relacionado aos mecanismos de corte e de limpeza. O mecanismo cortador é composto por dois discos que apresentam em suas extremidades oito facas fixas em cada rotor. Os discos posicionam-se na entrelinha da cultura durante a operação de corte, não se adaptando ao sistema de plantio em sulcos utilizados no Brasil e como não apresentam recursos de flutuação ao realizar um corte rente a superfície, acabam alimentando para dentro da colhedora elevada quantidade de terra.

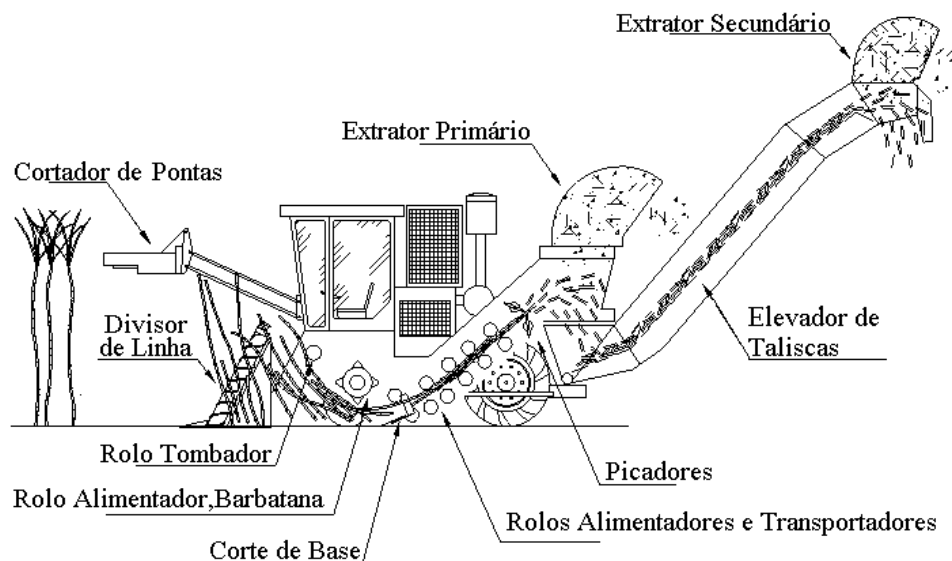


Figura 2: Colhedora convencional de cana picada (NEVES, 2001).

RIDGE (1994) relata os problemas da incorporação de terra pelo cortador basal durante o corte, sendo que para minimizar este problema, foi projetado um cortador tipo "spider" (aranha ou pé de galinha), capaz de reduzir os resíduos agregados à cana em até 30%. Porém, este mecanismo foi desenvolvido para operar no sistema de plantio onde a cana é plantada sobre o sulco. O método foi utilizado em 60% das fazendas australianas, causando um efeito encorajador aos produtores, além de possibilitar um corte da cana ao nível do solo quando as condições de campo eram favoráveis. Este método de plantio minimiza o ângulo de corte do mecanismo (spider), característica esta responsável pela redução na incorporação de terra. Assim, o autor salienta, que a elaboração de uma máquina mais sofisticada e novos métodos de plantio podem ajudar na eficácia da colheita, como foi observado com plantio sobre o sulco, o qual aumentou a germinação e consequentemente aumentou a produtividade em 20 toneladas por hectares quando comparado ao plantio convencional.

RIDGE e DICK (1988) avaliaram em laboratório a capacidade de rejeição de terra dos cortadores de disco convencionais submetidos à vazões de terra equivalentes a operar o cortador de base a 25 e 50 mm de profundidade. Apesar do cortador de base ter rejeitado entre 83 e 93% da terra e os rolos alimentadores de 3 a 16%, o percentual de terra na matéria-prima permaneceu em torno de 1,5%.

As impurezas minerais incorporadas pelo disco do cortador de base foram quantificadas por HENKEL et al. (1979) para diferentes condições de canaviais, teores de umidade do solo e alturas de atuação do cortador. A quantidade de terra nas condições de colmos de cana deitados, solo seco, operando a 50 mm de profundidade foi de 50 kg t^{-1} ; nas condições de colmos de cana eretos, solo seco, operando rente ao solo a quantidade de terra foi de 5 kg t^{-1} ; e finalmente nas condições de colmos de cana eretos, solo seco, operando o corte acima do solo a quantidade de terra foi de $2,2 \text{ kg t}^{-1}$. Segundo RIDGE e DICK (1988) as impurezas minerais incorporada a cana colhida proporciona um custo médio adicional de 0,62 a $0,95 \text{ \$A t}^{-1}$ durante o processamento na Usina.

Segundo RIDGE (1990) para minimizar a presença de terra na matéria-prima são necessárias alterações nas práticas culturais existentes de preparo do solo, plantio, espaçamento de plantio e mudanças no projeto do disco cortador basal. O autor destaca os fatores relacionados ao corte basal que contribuem para elevar os níveis de contaminação da matéria-prima, sendo estes: a movimentação de solo provocada pelas sapatas dos levantadores helicoidais (pirulitos); o excessivo ângulo dos colmos promovido pelo anteparo localizado antes do corte basal e o excessivo fluxo de solo promovido pelo cortador basal quando o corte é realizado abaixo do nível do solo. Analisando a evolução da contaminação dos colmos com terra, no período de existência do sistema Australiano de colheita, observa-se que a quantidade de terra na matéria-prima aumentou com a implantação da colheita de cana picada e estabilizou-se, o que indica que o problema está associado principalmente ao princípio operacional utilizado para o corte basal, sem evidências que indiquem que este poderá ser corrigido através de aprimoramentos periféricos do equipamento.

RIDGE e DICK (1992) correlacionaram as quantidades de terra registradas nas indústrias do estado de Queensland, na Austrália, no período de 1960 a 1989, o qual corresponde à passagem da colheita de cana inteira, com carregamento mecânico, para a

colheita de cana picada nesse país, os resultados mostraram um aumento crescente de contaminação de 12 para 16 kg t⁻¹ no período.

Após aproximadamente quatro décadas, pode-se observar com bastante clareza que existem limitações intrínsecas no princípio operacional do cortador de discos rígidos que impede reduzir os níveis de contaminação abaixo dos atualmente praticados; pode-se concluir com bastante segurança que novos esforços devem ser concentrados em mecanismos alternativos que evitem a captação dessas impurezas, no lugar de tentar retirá-las após sua incorporação à matéria-prima. São necessárias, portanto, alterações nos mecanismos que ataquem especificamente os problemas de contaminação e perdas e não apenas mudanças na operação dos equipamentos existentes ou na sistematização dos terrenos, (BRAUNBECK et al., 1999).

KROES e HARRIS (1996a) salientam que as vantagens apresentadas pela utilização do corte mecânico são bastantes óbvias. Entretanto, algumas modificações devem ser feitas para o disco cortador basal em função das perdas que este pode provocar para algumas condições específicas de relevo e cultivo da cana. Em alguns casos, esses danos na base da soqueira reduzem consideravelmente a brotação devido às injúrias que provocam nas gemas de crescimento da cana. Além disso, a exposição da soqueira dilacerada, aumenta significativamente o ataque de pragas e doenças refletindo numa redução da safra da cultura no ano subsequente.

2.3 Perdas causadas pela colheita mecânica

DE BEER e BOEVEY (1977) avaliaram na África do Sul as perdas no campo causadas pelas colhedoras com diferentes estados de manutenção. Os autores obtiveram perdas na ordem 6,8% e 15,3% para as colhedoras com manutenção regular e deficiente, respectivamente. Segundo TAMBOSCO et al. (1977) as perdas visíveis em campo causada pelas colhedoras Toft-robot 300, Santal 115, Massey Ferguson 201 e Claas Libertadora 1400, variam entre 10,07 t ha⁻¹ a 17,13 t ha⁻¹ para as diferentes marcas ensaiadas. RIPOLI e ALVES BERTO (1981) avaliando o desempenho da colhedora Santal, em condições de cana queimada e ereta na região de Campos RJ, obtiveram perdas visíveis em campo na ordem de 4,75% de colmos não colhidos (toletes de colmos, tocos na soqueira e colmos inteiros), o que

representou aproximadamente 5,61 t ha⁻¹ para a média dos rendimentos agrícolas das áreas experimentada. LIMA (1994) comparou as perdas de matéria-prima no campo para cana crua e para cana queimada, utilizando as colhedoras Engeagro E-8000 e a Engeagro E-6000, e os resultados médios obtidos de perdas na cana crua foi de 4,71% (3,9 t ha⁻¹) e na cana queimada foi de 4% (3,5 t ha⁻¹).

A COPERSUCAR (1988) realizou um estudo classificando as perdas visíveis e invisíveis de cana-de-açúcar encontradas em campo, as quais incluíam canas inteiras, toletes, ponteiros, tocos e canas esmagadas que ficam perdidas ou presas na colhedora durante a operação. A denominação de perdas visíveis é dada pela facilidade de se detectar estas no campo. Já as perdas invisíveis são provenientes de estilhaços e fragmentos que se desprendem durante a ação dos mecanismos de corte e picagem da colhedora e são lançadas e incorporadas ao solo, sendo estas mais difíceis de serem quantificadas.

Segundo FURLANI NETO (1995), a colheita mecânica de cana-de-açúcar nos dias atuais é uma realidade dentro da agroindústria brasileira, assumindo uma importância relevante aos estudos e pesquisas realizadas com o tema de perdas e otimização do processo de colheita com e sem a queima prévia. O autor ainda apresenta os seguintes custos os quais viabilizam a prática da colheita mecânica: sistema semimecanizado (corte manual e carregamento mecânico) custo de R\$ 3,00 por tonelada; sistema mecanizado (corte mecanizado de cana picada) custo R\$ 1,65.

A deficiência no controle da altura de corte de base das colhedoras de cana-de-açúcar, além de contaminar os colmos com terra, quando opera em sub-superfície, provoca também perdas de matéria-prima quando o corte é elevado. OMETTO (1994) apresenta perdas na forma de tocos deixados pelo cortador de base. Estas perdas atingiram 1,17% (1,26 t ha⁻¹) na cana queimada e 1,44% (1,43 t ha⁻¹) na cana sem queimar, de um total de aproximadamente 5% de perdas totais visíveis.

Segundo a Única (citado por NEVES, 2003) a agroindústria canavieira brasileira processa 318 milhões de toneladas de cana-de-açúcar por ano, das quais de 5 a 15% desta matéria-prima é perdida no campo, quando o corte é feito manual ou mecanizado respectivamente. O que representa um prejuízo da ordem de US\$ 450 milhões por ano. Devido à lei governamental nº 11.241 de 19/09/2002, o corte tende a tornar-se apenas de cana

crua, sem queimar, inviabilizando o corte manual. Desta forma, as perdas devem permanecer próximas do último valor.

NEVES (2003) quantificou as perdas “impossíveis” de serem levantadas diretamente no campo (perdas invisíveis). Parte deste estudo, mostra que as perdas invisíveis nos sistemas das colhedoras variaram de 2 a 11%, e são maiores na cana com maior teor de fibra, em cana mais torta, e em cana com palha em comparação a cana sem palha. Os resultados apontaram que o fluxo de massa de cana que alimenta a colhedora não tem influência nas magnitudes das perdas invisíveis totais e na eficiência de limpeza da matéria-prima. Com relação à ação dos mecanismos, as perdas invisíveis foram mais acentuadas devido ao corte de base, e em segundo lugar, em decorrência à ação dos facões picadores e do ventilador do extrator primário.

2.4 Variáveis de projeto que influenciam o mecanismo de corte durante a colheita

2.4.1 Na cultura da cana-de-açúcar

KROES e HARRIS (1994) testaram os efeitos de quatro formatos de lâminas em um cortador basal de cana-de-açúcar, concluindo que a lâmina “standard austoft” com bordas cortantes nas duas laterais, apresenta pequena diferença na qualidade do corte em relação as duas espessuras testadas. A lâmina “tapered top edge” com bordas cortantes em apenas uma lateral, melhorou a qualidade do corte para altas taxas de alimentação, porém os colmos sofreram colapso quando o topo frontal da lâmina foi afiado. A lâmina “round”, com borda cortante arredondado empurrou o colmo para fora da ação de corte da lâmina. Os mesmos autores observaram também, que quando a lâmina fica cega, há uma tendência do colmo ser empurrado para o lado ou sofrer um colapso. Eles também classificaram o modo e a severidade dos danos observados durante experimentos e testes de campo, chegando a conclusão que os danos a base do colmo, aumentaram com a velocidade de corte abaixo de 500 rpm ou acima de 600 rpm, constatando também que o aumento na velocidade de alimentação também aumenta a ocorrência de danos.

GUPTA e ODUORI (1992) variaram parâmetros cinemáticos e geométricos de um cortador basal de facas giratórias para colheita da cana-de-açúcar com objetivo de determinar as características operacionais que minimizam o consumo de energia. Os parâmetros geométricos e cinemáticos estudados foram o ângulo oblíquo, ângulo de inclinação e

velocidade rotacional do cortador basal. A velocidade de alimentação, o diâmetro do cortador basal e as dimensões e formas das lâminas de corte não foram variadas. Os autores concluíram, que a combinação ótima de valores para os parâmetros investigados que minimiza a força e potência de corte ocorreu para uma velocidade rotacional do disco de aproximadamente 800 rpm (18,4 m s), num ângulo oblíquo de 35° e num ângulo inclinado de 27°. As velocidades rotacionais do disco menores que 600 rpm (velocidade periférica da lâmina de 13,8 m s⁻¹) tendem a rachar o caule na base antes do corte ser terminado. A velocidade rotacional abaixo de 600 rpm provocou muitos efeitos adversos, mas a velocidade rotacional em torno de 800 rpm produziu a mínima potência e força requeridas. Velocidades rotacionais maiores que 800 rpm aumentaram consideravelmente a potência requerida para o corte.

HARRIS e MELLO (1999) estudaram vários formatos e tipos de bordas cortantes priorizando um corte alternativo com intuito de reduzir a força de impacto utilizada pelas facas convencionais durante o corte da cana. Dentre as configurações teóricas estudadas verificou-se que a lâmina curvada com borda serrilhada possibilita um corte por fatiamento, sendo esta, preferível em relação a lâmina retangular convencional que realiza um corte por impacto. Os autores concluíram que a lâmina de borda serrilhada apresenta grande potencial na redução de perdas durante o corte, além de auxiliar na alimentação da cana colhida para o interior da máquina.

MELLO e HARRIS (2000) compararam em laboratório quatro diferentes tipos de lâminas, sendo três de bordas serrilhadas e uma de borda lisa com relação a danos na base do colmo e perdas de material durante o corte da cana. Os resultados mostraram que as lâminas com bordas serrilhadas causam menores danos a base do colmo, porém, causam maior remoção de células (pequenos fragmentos) comparadas a lâmina de borda lisa.

MELLO e HARRIS (2001) em estudo de laboratório e campo concluíram que lâminas anguladas com bordas cortantes na face interna (lisas e serrilhadas) apresentam melhor desempenho operacional que as lâminas convencionais retangulares, além de reduzir danos a soqueira e a energia para o corte. Os autores também observaram uma redução do grau de impurezas entregue na Usina com a utilização da lâmina curvada serrilhada operando com uma pequena elevação do nível do solo, sendo esta uma condição de trabalho impraticável com uso da faca convencional devido o alto índice de remoção de soqueira.

2.4.2 Em outras culturas

McRANDAL e McNULTY (1978a) realizaram um estudo em laboratório simulando o corte por impacto de um rotor com facas fixas para cultura de gramínea forrageira e aveia. Neste estudo, as velocidades tangenciais da faca variaram entre 5 e 60 m s^{-1} , com três diferentes configurações de faca, as quais diferiram em relação ao ângulo do gume de corte e a geometria, sendo duas retangulares e uma trapezoidal. Por meio das equações de corte de impacto (inercial) em confronto com os resultados obtidos das medidas de instrumentação, os autores concluíram que a velocidade mínima para se obter um corte satisfatório por impacto é de 20 m s^{-1} para as duas culturas ensaiadas, não havendo redução significativa do consumo de energia de corte em função das variações inerentes as três facas; o consumo de energia no processo de corte diminuiu em 25% quando a velocidade da faca aumentou de 20 para 60 m s^{-1} , sendo que esta demanda de energia foi menor que os estabelecidos pelas equações teóricas, que é explicado pelo atrito da faca com os talos e aceleração destes, com o aumento da velocidade da faca.

McRANDAL e McNULTY (1978b) realizaram ensaios com uma colhedora de forragens com dois diferentes cortadores de base, sendo que estes, apresentavam mesmo princípio de funcionamento onde as facas articuladas estavam vinculadas ao rotor central. O trabalho foi realizado em 16 parcelas experimentais de feno e o trabalho teve como objetivo verificar o efeito das propriedades da cultura com parâmetros da energia de corte por impacto em campo, para dois diferentes cortadores, assim foi possível obter o balanço de energia como função do cortador com relação a velocidade de avanço. A faca foi ensaiada para uma velocidade tangencial de 78,1 m s^{-1} e uma velocidade de avanço de 5,5 km h^{-1} . Foi verificado que o consumo de potência aumentou linearmente com o aumento da densidade do feno de 0,95 para 5,42 kg/m^2 . A análise estatística utilizando o método de correlação múltipla indicou que a massa por unidade de área pelo avanço do cortador é o fator mais importante que afeta o consumo de energia (46%), seguido pela resistência ao corte do feno (14%), número de plantas a serem cortadas por área (13%), conteúdo de matéria seca (6%) e altura da planta (2%). O balanço de energia como função dos dois cortadores e velocidade de avanço, mostraram que, a aceleração para transporte do feno é maior que 50% da energia total, enquanto que a energia para o corte é menor que 3%. Assim, a demanda de energia do

cortador pode ser reduzido consideravelmente caso seja reduzido a energia de aceleração do material.

O'DOGHERTY (1982) realizou uma extensa revisão de trabalhos relacionados com colhedoras picadoras de forragem e apresentou várias informações importantes ao nível de projeto do picador. Dentre as várias informações abordadas neste trabalho, o autor cita que os picadores de forragens apresentam um bom desempenho com um ângulo de ataque da faca ("rake angle") de 30 a 40° com relação ao eixo vertical e um raio ótimo do gume da extremidade da faca (ponto de corte) de 0,05 mm. O autor conclui, que há necessidade de um maior conhecimento analítico da mecânica de corte, já que a maioria das informações disponíveis vem de modelos empíricos para se obter um melhor desempenho destes mecanismos.

PRASAD e GUPTA (1975) estudaram algumas variáveis de projeto relacionadas ao corte de base do milho, dentre essas, ângulo do gume, ângulo de aproximação, velocidade tangencial de corte e ângulo de cisalhamento, sendo todas variáveis estudadas em diferentes níveis para a obtenção da energia e tensão de corte mínima para realizar a separação total do colmo do milho. Os resultados obtidos foram que a energia de corte por unidade de área é mínima no ângulo de 23°, a energia de corte é influenciada pelo atrito, compressão e forças de cisalhamento. A medida que o ângulo do gume diminui, as forças de atrito aumentam, devido ao aumento da superfície de contato. A energia perdida no atrito é menor quando a inclinação do gume se aproxima do ângulo de atrito estático (colmo / faca entre 20° a 25°). Valores do ângulo do gume superior a 23° causam um aumento na energia de corte devido a necessidade de maiores forças requeridas para efetuar o corte do colmo de milho. A velocidade de 2,65 m s⁻¹ propiciou a energia mínima de corte, sendo que acima e abaixo desse valor observou-se aumentos da energia.

A força e a energia necessárias para o corte inercial de colmos de sorgo foram estudadas por CHATTOPADHYAY e PANDEY (1999). Os autores registraram velocidades mínimas no intervalo de 12,9 a 18,0 m s⁻¹ para completar o corte inercial dos colmos. Aumentando a velocidade da faca até 60 m s⁻¹, a energia específica de corte (energia por unidade de área da seção transversal cortada), reduziu-se a um terço dos valores registrados com a velocidade mínima. Os autores observaram que a energia utilizada especificamente para

o corte dos colmos não supera 10% da energia total utilizada para o corte e lançamento (transporte) do material.

HUMMEL e NAVE (1979) estudaram as perdas de grãos e a aceleração conferida à planta durante o corte inercial de talos de soja com três modelos de discos rotativos efetuando o corte com velocidades periféricas de 36, 46 e 65 m s⁻¹. As maiores velocidades resultaram em menores perdas e menor aceleração da planta, parâmetros esses que seguramente estão correlacionados. Em todos os ensaios a aceleração conferida à planta foi inferior para os discos rotativos que para a barra de corte convencional com movimento alternativo. Os resultados da pesquisa indicam a conveniência do uso de uma maior velocidade tangencial de corte, restando apenas como ponto negativo o risco de dano mecânico às facas na presença de corpos estranhos. LOPES (1999) cita os estudos realizados por Lamp et. al. (1961) e Quick (1973) onde os autores mencionam que 80 a 84% as perdas totais na colheita mecânica de grãos é ocasionada pelo mecanismo de alimentação e corte das colhedoras.

O'DOGHERTY e GALE (1991) realizaram um trabalho em laboratório com centeio, caule vegetal e tubos plásticos com finalidade de estudar o comportamento dinâmico desses materiais quando submetidos à altas velocidades de corte. O equipamento utilizado constava de um rotor de 900 mm, o qual apresentava fixado na periferia uma lâmina de corte. Os resultados mostraram que o centeio e tubo apresentam velocidades críticas entre 25 a 30 m s⁻¹, acima da qual a energia de corte foi mínima e a separação do material diante da ação da faca apresentou características de corte inercial. A energia específica média por unidade de área das folhas acima da velocidade crítica de corte foi de 55 e 130 mJ/mm² para a lâmina nova e usada, respectivamente. Para velocidades de corte abaixo de 20 m s⁻¹, a energia de corte teve um aumento significativo, causando um corte ineficiente com grandes deflexões do material e aumentos no comprimentos da soqueira (“restolho do corte”). O pico de força durante o corte independeu da velocidade tangencial da faca e do estado de uso da lâmina de corte. A soqueira se aproxima da altura nominal (altura da base do suporte até o plano da faca) para velocidades acima de 25 m s⁻¹ com valores de 46 a 48 mm com a lâmina gasta e 42 mm para a nova. Diante deste estudo observa-se que a escolha da velocidade adequada somada a manutenção do gume da faca possibilita em menor energia específica de corte para diferentes materiais, bem como, uma uniformidade de altura da soqueira evitando deflexões do material causada por uma faca gasta. A maior vida útil do gume cortante pode ser conseguida por meio da utilização de facas

oscilantes as quais, apresentam menor contato com o solo evitando abrasão e desgaste prematuro.

TUCK et. al. (1991a) realizaram um estudo em laboratório para verificar a eficiência de corte de dois mecanismos segadores de gramíneas. O primeiro era constituído de faca em movimento e contra-faca estacionária em três disposições, faca atuando sobre a contra-faca, faca sob a contra faca e faca entre duas contra-facas. Já o outro mecanismo constava de um disco de bordas serrilhadas. A avaliação destes mecanismos foram feitas com relação a altura da soqueira (“restolho do corte”), número de caules não cortados, caules que sofreram deflexões e não foram cortados pela ação da faca e caules quebrados. Os autores fizeram as seguintes considerações: para minimizar caules não cortados para velocidades menores que 35 m s^{-1} , é necessário aumentar o comprimento da contra faca e utilizar 100% da faca para o corte. É necessário utilizar ângulos positivos entre faca e contra-faca, para reduzir os caules não cortados a baixas velocidades críticas com a disposição de contra-facas duplas; a razão entre o comprimento da faca e a altura em relação ao solo tem que ser maior que uma unidade para minimizar os caules não cortados; 4) o disco serrilhado com características de ângulo de ataque (“rake angle”) igual a zero, ângulo de limpeza de 30° (“clearence angle”) e distância entre o topo dos dentes de 8 mm (“pitch”) apresentou menores velocidades críticas de corte. Porém notou-se que o desgaste do dente provoca um aumento proporcional da velocidade critica de corte.

Em estudo de campo TUCK et. al. (1991b) avaliaram o desempenho operacional de discos serrilhados adaptados em segadoras comerciais, em confronto com segadoras equipadas de rotor convencional com facas. Os autores concluíram que os discos quando operam numa velocidade de 40 m s^{-1} se obtém mínimo consumo de potência e comprimento da soqueira. Quando se utilizam discos serrilhados novos (“sharp toothed”) a potência de corte foi 65% da total consumida pela segadoras equipadas com lâminas convencionais; para lâminas usadas esta relação é de 50%. Alguns aprimoramentos adicionais devem ser realizados ao se utilizar discos serrilhados de forma a minimizar problemas com a ação do solo e embuchamentos nos pontos de interseção dos discos.

2.5 Modelagem, simulação e otimização de sistemas mecânicos

Segundo PRADO e COSTA (1996) as equações de movimento para um sistema mecânico de vários corpos rígidos podem ser geradas através de programas computacionais, em que os dados dos corpos rígidos (dados geométricos e inerciais) e das suas interconexões (vínculos cinemáticos e reações dinâmicas) são dados como argumentos para o programa. Neste contexto os autores apresentam as funções e aplicações do programa ADAMS® (Automatic Dynamics Analysis of Mechanical Systems), o qual, foi desenvolvido para realizar a análise e projetos de sistemas mecânicos, efetuando as análises cinemáticas e dinâmicas dos mecanismos projetados virtualmente. Estes autores salientam que a utilização de protótipos virtuais tem sido uma ferramenta de grande sucesso na engenharia nos últimos anos, devido principalmente a redução significativa do tempo de desenvolvimento analítico e custos quando comparados ao desenvolvimento e construção de protótipos reais.

Segundo SANTA (1989), o problema da otimização consiste em um problema de programação matemática que consiste em achar o valor das variáveis $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ que minimizam ou maximizam uma determinada função de variáveis $Q = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, denominadas de função objetivo. Assim, as variáveis e as funções que as implicam devem estar submetidas às restrições e vínculos do tipo: $a_i \leq x_i \leq b_i$, onde $i = 1, 2, 3, \dots, n$. O autor diz que o problema de otimização tem que ser conduzido de forma a explicitar a função objetivo através de uma manipulação adequada das variáveis denominadas variáveis de controle. Neste sentido, deve-se estabelecer a seqüência metodológica de definir com precisão as variáveis que intervêm no processo; formular adequadas relações matemáticas dos vínculos e das restrições do sistema e propor uma função objetivo que represente a qualidade do processo, que é denominada de critério de otimização.

A otimização do desempenho de um picador de forragens marca John Deere 3800 foi estudado por IGE e FINNER (1976). Neste trabalho, os autores desenvolveram um modelo para a energia de picagem para as culturas de alfafa e milho forrageiro com base na interação do material processado e nas características construtivas do picador. As constantes da equação de energia de picagem utilizadas na função objetivo a ser minimizada foram obtidas pelo método dos quadrados mínimos. Já o método utilizado para a otimização da função objetivo foi o dos gradientes decrescentes. As variáveis submetidas às restrições para efetuar a

otimização do modelo foram: teor de umidade das plantas, ângulo do gume da faca (“lip angle”), ângulo de ataque da faca (“rake angle”) e distância livre da faca e contra faca (“clearance”). Pela solução do modelo, os autores concluíram que quanto maior o teor de umidade, maior será a energia requerida na picagem; a distância livre da faca e contra faca ótima para a alfafa é próximo de zero, enquanto que para o milho esta fica distante deste valor; o ângulo de ataque de melhor desempenho foi de 90° e os ângulos do gume para a alfafa foi de 22° e para o milho de 55° .

CONTRERAS e BRAUNBEK (1996) utilizaram o programa computacional ADAMS® para pré-dimensionar e analisar um mecanismo de quatro barras seguidor do perfil do solo. Os resultados obtidos pelo ADAMS® foram confrontados com outro recurso de programação equacionado pelo método de Newton-Euler, e, a comparação dos dois procedimentos de simulação mostrou que ambos resultados se equivalem satisfatoriamente.

OLIVEIRA et al. (1999) realizaram uma simulação dinâmica de um mecanismo de corte basal com facas oscilantes em dois planos de atuação utilizando o programa Working Model com intuito de se determinar a força normal de uma superfície rígida sobre a faca. Para restringir a amplitude de oscilação da faca, foram utilizados dois elementos elásticos de torção conectadas ao segmento com constantes elásticas de $3.000 \text{ N.mm grau}^{-1}$. Por meio da simulação dinâmica foi obtida a força de interação atuante sobre o segmento quando este atinge a superfície do solo durante a operação de corte e varredura; encontrou-se uma força cíclica com valor máximo absoluto de 391 N, conforme ilustra a Figura 3. As pequenas diferenças entre os sucessivos picos de força surgem da posição angular diferente com que a faca atinge o solo em cada giro. A periodicidade dos picos de força de aproximadamente 0,25 s corresponde à velocidade de rotação de 240 rpm do rotor com apenas uma faca utilizado para o processo de simulação.

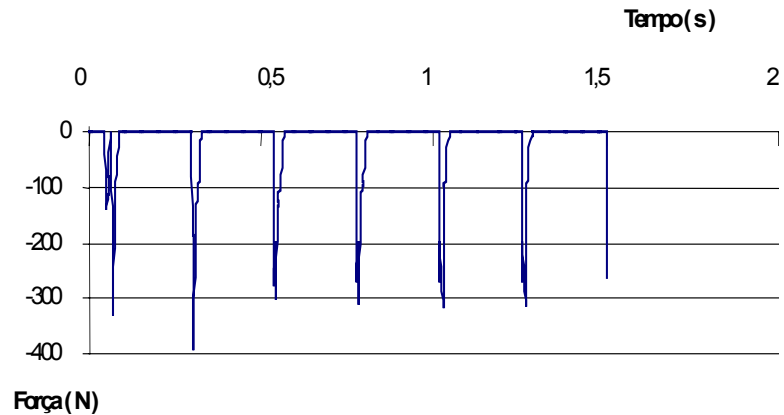


Figura 3 Força normal de interação entre uma superfície rígida e o segmento (OLIVEIRA et al.,1999)

2.6 Acompanhamento do perfil do solo pelo mecanismo de corte basal

O seguimento do perfil do solo implica no reposicionamento contínuo do mecanismo ao longo dos sucessivos pontos do perfil. A massa do referido mecanismo varia de acordo com sua função; no caso do cortador de base das colhedoras de cana-de-açúcar este é de aproximadamente 400 kg, no entanto, em colhedoras de grãos que utilizam ponteiros articuladas a massa é de aproximadamente 2 kg. De acordo com o perfil do solo e a massa do mecanismo seguidor pode-se utilizar recursos de seguimento *ativos* ou *passivos* cujas características de projeto, construção, manutenção e custo diferem significativamente. No caso do seguimento passivo, não é alimentada energia hidráulica ou elétrica ao mecanismo para sua movimentação no processo de seguimento; o mecanismo é posicionado nos movimentos ascendentes pela força de reação do solo e nos movimentos descendentes pela ação do peso próprio do mecanismo e do produto colhido. Já o seguimento ativo utiliza fonte de potência auxiliar, normalmente hidráulica, para efetuar o posicionamento do mecanismo. O controle do posicionamento ativo pode ser do tipo "on-off", no qual, a força ou velocidade de correção independe da magnitude do erro de posição a ser corrigido ou das características dinâmicas do mecanismo a movimentar. Uma alternativa de seguimento ativo com maior precisão é conseguida quando o circuito de controle retroalimentado aplica uma ação corretiva cuja magnitude depende da magnitude do erro e utiliza um modelo paramétrico do comportamento

dinâmico do mecanismo para minimizar o erro de seguimento (BRAUNBECK e MAGALHÃES, 2002).

CONTRERAS (1997) sustentou a tese que mecanismos articulados de quatro barras com pouca massa e adequadamente dimensionado utilizando recursos de otimização, podem acompanhar o perfil do terreno sem afastamentos ou afundamentos, de forma a evitar perdas ou movimentação do solo que possam prejudicar o mecanismo ou o produto; a proposta visou substituir a articulação fixa da ponteira por um centro instantâneo virtual gerado por um mecanismo de quatro barras e localizado abaixo do nível do solo. O trabalho fundamenta-se na necessidade de desenvolver recursos para elevar vagens e ramos de soja localizadas total ou parcialmente abaixo da linha de corte da plataforma. Destaca também que o desenvolvimento de variedades com maior altura de inserção das vagens e a introdução da barra de corte flexível tiveram um impacto significativo na redução das perdas. No entanto, seu efeito positivo foi gradativamente eliminado pelo aumento na largura de corte e da velocidade de deslocamento das colhedoras. O autor utilizou um modelo dinâmico do mecanismo desenvolvido com auxílio do método de Lagrange para obter a força de interação entre o perfil e o garfo levantador; o qual foi validado experimentalmente com excitação senoidal, tipo deslocamento, com amplitude de 40 mm. O valor da força foi minimizado alterando as variáveis de projeto constituídas pelos comprimentos das barras e a constante elástica da mola do mecanismo, reduzindo de 20,5 N para 8,9 N através do processo de otimização.

VOLPATO (2001) desenvolveu e avaliou um mecanismo pantográfico para seguimento do solo com massa de 397 kg que suportava uma unidade piloto para corte basal de cana-de-açúcar. Este cortador foi posteriormente construído e avaliado em caixa de solo em função da continuidade do contato do mecanismo com o perfil e da magnitude da força de interação com a superfície. Os desempenhos do modelo virtual e do mecanismo experimental avaliados foram satisfatoriamente próximos quando trafegando perfil senoidal com amplitudes de 25 e 50 mm, para um período linear (distância entre sulcos) de 1230 mm; as velocidades de avanço variaram de 0,69 a 2,12 m s⁻¹. O desempenho de seguimento foi satisfatório para velocidades até 2,12 m s⁻¹ quando trafegando perfil senoidal com amplitude de 25 mm.

NEVES et al. (2001) desenvolveram cortador de base que era acoplado a um mecanismo de braços articulados com objetivo de acompanhar a superfície do terreno. O mecanismo primeiramente foi testado em laboratório (bancada estática), de modo que a

superfície constava de uma esteira de borracha com velocidade avanço de $6,5 \text{ km h}^{-1}$, nesta fase, verificou-se a viabilidade de flutuação do mecanismo. Posteriormente, o mecanismo foi montado em colhedoras para verificar o desempenho em condições reais de colheita. Dentre os resultados obtidos verificou que cortador convencional arrancou em média 2 vezes (190%) mais soqueiras que o mecanismo flutuante e também causou em média perdas visíveis de 10% maiores que o flutuante.

Segundo LOPES (1999) as colhedoras combinadas equipadas com controle automático de altura utilizam o sistema de controle "on-off", o qual apesar da simplicidade e baixo custo não apresentam um bom desempenho de seguimento do perfil em solos irregulares. O autor pesquisou como alternativa para conseguir um melhor desempenho de seguimento um sistema de controle retroalimentado através de um modelo de laboratório em escala. O modelo utiliza uma sapata articulada para detectar o perfil do solo e estimar o erro de seguimento. O trabalho simulou o comportamento dinâmico da plataforma, com base na resposta de frequência no intervalo de 0.1 a 5 Hz, utilizando três modelos; sendo dois modelos empíricos baseados em estimação de parâmetros e um modelo analítico baseado na mecânica de Newton. Os modelos empíricos apresentaram resultados satisfatórios e o modelo analítico apresentou desvios nos ângulos de fase para as baixas frequências. O modelo analítico, no entanto, mostrou vantagens na geração de alguns parâmetros utilizados nos modelos empíricos.

2.7 Considerações relacionada ao projeto do cortador basal

Para a cultura da cana-de-açúcar, vários são os autores que estudaram o desempenho do cortador de base convencional com facas fixas do ponto de vista cinemático e dinâmico (IZUMI e AKINAGA, 1975 e KROES e HARRIS, 1994 e GUPTA e ODUORI, 1992, KROES e HARRIS, 1996a, entre outros). Porém nestes estudos foram abordados os efeitos de configuração da faca, a qualidade de corte, ângulos de ataque, rotação que propicia menor consumo energia, danos em função da força de impacto e outros. Entretanto, estes trabalhos buscam a melhora de desempenho analisando somente o corte e não abordam o efeito da incorporação de terra a matéria-prima colhida, já que o mecanismo convencional é fixo ao

chassis da máquina e não apresentam capacidade de acompanhamento do perfil do solo o que acarreta contaminação do material colhido.

Segundo BRAUNBECK e MAGALHÃES (2002), esta questão pode ser melhor ilustrada pelo estudo de KROES e HARRIS (1996b) que quantificaram a força máxima e a energia necessárias para o corte de um colmo de cana-de-açúcar com baixo teor de fibra, sendo de 420 N e 13 J respectivamente. Esta energia demandaria uma potência de 390 J s^{-1} (0,53 c.v.) para o corte, em condições de colheita de 15 colmos m^{-1} e velocidade de deslocamento da máquina de 2 m s^{-1} . Potências superiores a 75 kW são instaladas nos cortadores de base das colhedoras comerciais através de bombas hidráulicas com vazão de aproximadamente 300 litros por minutos e válvulas de alívio ajustadas em 17 MPa. Embora o circuito hidráulico tenha instaladas outras funções de menor demanda de potência em série com o motor-divisor de fluxo do cortador de base, a configuração do circuito permite estimar que mais de 50% dessa potência instalada destina-se ao corte de base e conseqüentemente é utilizada para o corte e movimentação do solo.

Diante da análise dos trabalhos mencionados nesta revisão nota-se que os princípios operacionais utilizados atualmente para o corte de base de gramíneas e grãos ainda carecem de aprimoramentos tecnológicos para evitar perdas e contaminação do material colhido. Se tratando da colheita da cana-de-açúcar nota-se que a redução de perdas e contaminação com como visto, representa implicações negativas graves, as quais somente serão minimizadas com a mudança nos de mecanismos básicos da colhedora. A proposta de mecanismos alternativos (neste caso o cortador de base) somados a processos de simulação parecerem representar a única solução viável para a quebra do referido impasse tecnológico, que permita atingir novos patamares de custo e qualidade para o açúcar e o álcool.

No capítulo seguinte, será apresentada a metodologia utilizada para elaboração da presente tese, como: a concepção do projeto, os programas computacionais, o método da modelagem matemática e os equipamentos da instrumentação utilizados na validação do mecanismo de corte e varredura.

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1 Material

O trabalho foi realizado na Faculdade de Engenharia Agrícola - Feagri/Unicamp, e está inserido no projeto e desenvolvimento de uma colhedora de cana-de-açúcar e outras gramíneas forrageiras de baixo custo e adaptadas as condições brasileiras de cultivo. Especificamente, no estudo de mecanismos passivos e ativos que realizam o acompanhamento do perfil do solo para minimizar perdas na colheita durante a varredura e o corte.

A concepção do projeto, análises e verificações prévias do mecanismo de varredura e corte em diferentes condições de operação, foram realizadas virtualmente por meio de um modelo dinâmico de simulação do mecanismo, que sofreu aprimoramentos gradativos ao longo da pesquisa (OLIVEIRA et al., 1999; OLIVEIRA e BRAUNBECK, 2000; OLIVEIRA et al., 2001).

A partir dos resultados da modelagem e simulação virtual da varredura do mecanismo, foi construída uma unidade experimental para verificar a validade do modelo de simulação e possível viabilidade do mecanismo de discos segmentados como alternativa ao mecanismo convencional. O mecanismo de discos segmentados projetado e construído foi instalado em uma unidade acionadora de eixo vertical conforme ilustra a Figura 4. A unidade apresentava recursos de ajuste de altura e do ângulo do cabeçote de sustentação do rotor (Figura 6). O acionamento do mecanismo foi realizado por meio de uma transmissão hidrostática continuamente variável na faixa de 100 a 1700 rpm.

Nas etapas de modelagem, simulação, e geração de gráficos utilizou-se o programa computacional Matlab R6.1®. Nas etapas de desenhos, projeto, determinação das propriedades de massa das peças da unidade experimental (UE), foi utilizado o programa Mechanical Desktop R4.0®.

O levantamento dos dados experimentais para validação do modelo virtual foi realizado por meio da instrumentação da unidade experimental, que inclui os equipamentos descritos a seguir:

a) Sensor piezoelétrico triaxial com eletrônica integrada, marca “Kistler”, tipo 9602, complementado com um cabo de conexão e um disco de pré-carga para medição da força de interação entre o setor circular (segmento) e a superfície de varredura (Figura 5a).

b) Potenciômetros rotativos marca “Gefran”, modelo “PS09”, com curso de 340° , para medida dos deslocamentos angulares vertical e horizontal do setor circular e da faca (Figura 5b).

c) Sensor indutivo marca “Instrutech”, modelo “SL8-22G1LPA”, para medida indireta da velocidade de rotação do rotor.

d) A transferência dos sinais gerados no disco rotativo para o sistema de aquisição de dados foi feita por meio de um coletor rotativo, marca “Hbm”, modelo SK12, que alimentava os dados para um condicionador de sinais, marca “Hbm”, modelo “Spider 8” (Figura 5 b,c). O armazenamento dos dados foi feito através de um computador portátil (Figura 5 c). A taxa de aquisição utilizada para realização dos ensaios foi de 1200 [Hz] em cada um dos 6 canais.

A placa de polietileno utilizada para varredura era da marca MGS, modelo NY6, com espessura de 25mm e dimensões de 500×1200 mm.

A unidade experimental de forma esquemática, bem como as dimensões do mecanismo de corte e varredura, podem ser visualizadas pelas Figuras 6 e 7, respectivamente.

Outros detalhes da unidade experimental e dos equipamentos da instrumentação aparecem nos Anexos 4 e 5.

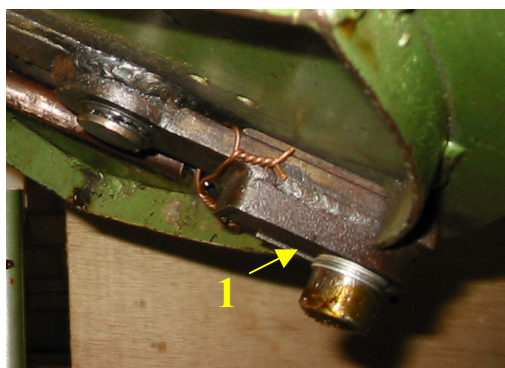


(a)

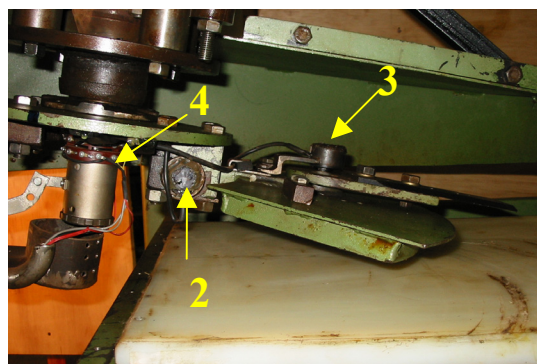


(b)

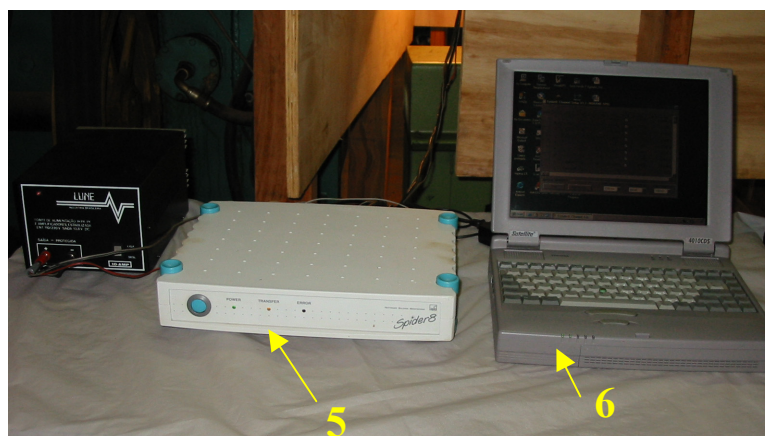
Figura 4: Unidade Experimental: (a) vista geral; (b) vista superior



(a)

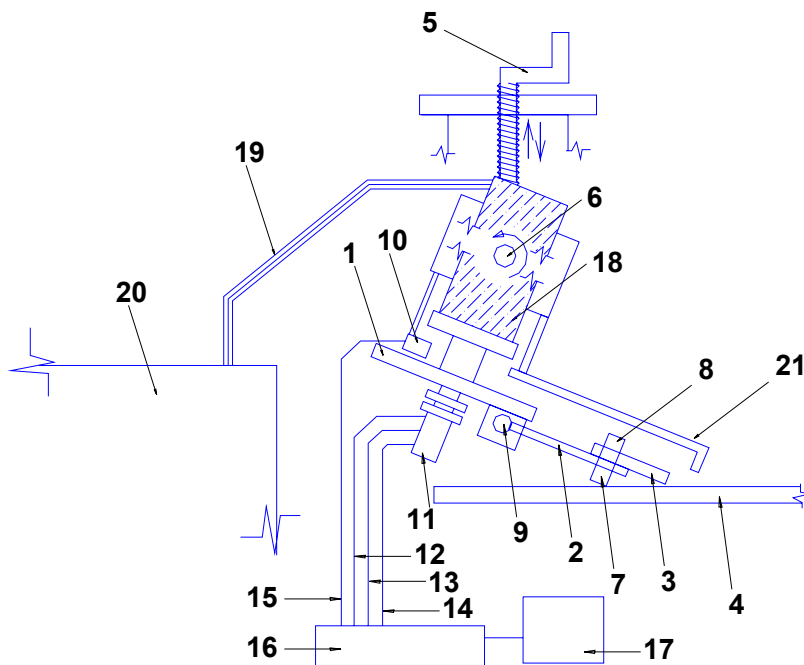


(b)



(c)

Figura 5: Instrumentação : (a) 1- sensor piezoelétrico para medir a força de interação do setor circular com a superfície; (b) 2- Potenciômetro para medir o deslocamento angular do setor circular, 3- Potenciômetro para medir o deslocamento angular da faca, 4 Coletor rotativo; (c) 5- Condicionador de sinais, 6- Microcomputador digital.



- | | |
|---|---|
| 1 rotor | 12 cabo do sensor piezoelétrico triaxial (F_x, F_y e F_z) |
| 2 setor circular | 13 cabo do potenciômetro medida de θ_2 |
| 3 faca | 14 cabo do potenciômetro medida de θ_4 |
| 4 placa de polietileno | 15 cabo do sensor indutivo |
| 5 dispositivo de ajuste de altura | 16 condicionador de sinais |
| 6 dispositivo de ajuste de angular | 17 microcomputador |
| 7 sensor piezoelétrico triaxial (F_x, F_y e F_z) | 18 motor hidráulico |
| 8 Potenciômetro para medida de θ_2 do setor circular | 19 mangueiras de fluido hidráulico |
| 9 Potenciômetro para medida de θ_4 da faca | 20 transmissão hidrostática |
| 10 sensor indutivo para medida indireta da rotação do rotor | 21 cobertura de proteção do mecanismo de corte |
| 11 coletor rotativo (slipring assemblies) | |

Figura 6: Esquema ilustrativo da unidade experimental

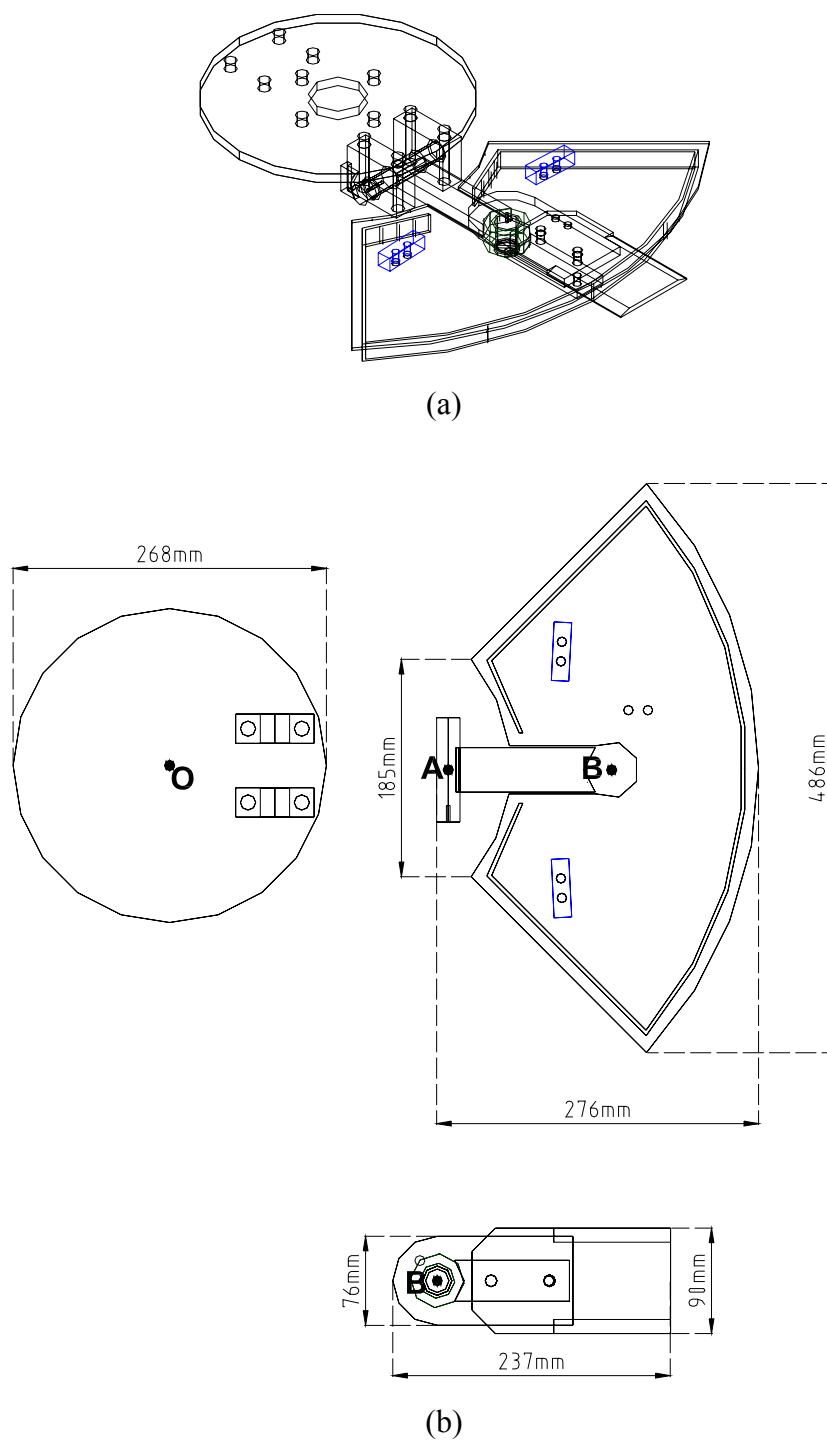


Figura 7: Mecanismo de corte e varredura: (a) vista geral; (b) dimensões.

3.2 Métodos

A metodologia empregada neste trabalho foi realizada com base no livro de SANTOS (2001), o qual trata da modelagem, simulação cinemática e dinâmica de sistemas mecânicos. A modelagem matemática foi desenvolvida utilizando as leis de Newton-Euler.

3.2.1 Considerações teóricas

A cinemática é a parte da mecânica que estuda os movimentos de corpos sem se preocupar com suas causas. A análise de posições, velocidades e acelerações lineares e angulares de um corpo, são descritas em função da geometria do sistema mecânico. Estas grandezas físicas foram escritas de forma vetorial para as três peças constituintes do mecanismo de varredura e corte.

Os sistemas de referência têm como objetivo facilitar a descrição dos vetores posição, velocidade, aceleração, força e momento, de forma analítica, e sistemática de movimentos complexos. Toda interpretação dos movimentos é então realizada neste referencial escolhido. Um sistema de referência é definido como uma base vetorial, representada por vetores unitários ou cursores que podem ser representados em um sistema de referência inercial ou móvel.

Após definidos os sistemas de referências, o próximo passo, é a determinação das matrizes de transformação de coordenadas, as quais, são entidades matemáticas responsáveis por transformar a representação de um vetor qualquer, por exemplo, de aceleração ou força descrito numa dada base para outra base, apenas realizando a multiplicação deste vetor pelas suas respectivas matrizes.

Os vetores posição dos pontos de interesse de cada peça, rotor, segmento e faca, foram escritos para a obtenção das velocidades e acelerações absolutas de translação e rotação dos centros de massa das peças.

A determinação dos vetores velocidade e aceleração absoluta do centro de massa das peças, bem como dos pontos de vínculo entre as peças, foram obtidas por meio da primeira e segunda derivada do vetor posição absoluto do centro de massa da peça, ou pela utilização das equações vetoriais 1 e 2.

$${}_I\dot{V}_j^* = {}_I\dot{V}_k + {}_I\dot{\omega}_j \times {}_I\dot{r}_j^* + {}_I\dot{V}_{Rel} \quad (1)$$

$${}_I\dot{r}_j^* = {}_I\dot{r}_k + {}_I\dot{\omega}_j \times {}_I\dot{r}_j^* + {}_I\dot{\omega}_j \times ({}_I\dot{\omega}_j \times {}_I\dot{r}_j^*) + 2 \cdot {}_I\dot{\omega}_j \times {}_I\dot{V}_{Rel} + {}_I\dot{r}_{Rel} \quad (2)$$

A velocidade angular absoluta de cada peça representada numa base móvel B_i é composta pelas rotações consecutivas que esta peça sofre. Já a aceleração angular é obtida da derivada no tempo da equação da velocidade angular absoluta.

A análise dinâmica permite determinar as reações dinâmicas nas articulações do mecanismo, bem como os momentos de cada peça.

Depois do calculo das grandezas físicas citadas e equacionadas na etapa da cinemática, o próximo passo foi a determinação da quantidade de movimento linear e a quantidade de movimento angular baseados nas equações de Newton-Euler, representadas pelas equações (3) e (4). Com estas equações e baseado nas velocidades lineares e angulares da peça, da massa total m dos momentos e produtos de inércia de massa em relação ao sistema de referência móvel solidário a peça com uma dada velocidade angular, foram obtidas as equações de movimento das peças e as forças de reações dinâmicas nas conexões das mesmas.

$$\dot{J}_j = m_j \cdot \dot{V}_j^* \quad (3)$$

$$\dot{H}_j = I_j \cdot \dot{\omega}_j \quad (4)$$

A variação da quantidade de movimento linear é obtida com base na segunda lei de Newton, que diz que, a quantidade de movimento de uma peça rígida representada pelo seu centro de massa r^* , só poderá ser alterada mediante à aplicação de forças externas sobre a mesmo (equação 5).

$$\sum {}_I\dot{F}_n = m_j \cdot ({}_I\dot{a}_i + {}_I\dot{\omega}_j \times {}_I\dot{r}_j^* + {}_I\dot{\omega}_j \times ({}_I\dot{\omega}_j \times {}_I\dot{r}_j^*) + 2 \cdot {}_I\dot{\omega}_j \times {}_I\dot{V}_{Rel} + {}_I\dot{r}_{Rel}) \quad (5)$$

A variação da quantidade de movimento angular de uma peça só pode ser alterada mediante a aplicação de momentos externos sobre a mesma. Derivando-se a equação da quantidade de movimento angular no sistema inercial, observa-se a necessidade de se calcular a derivada do tensor de inércia, pois, o mesmo, quando descrito no sistema inercial varia com o tempo. Portanto, fica mais prático derivar a equação de movimento angular na móvel, pois o tensor de inércia não varia com o tempo (equação 6).

$$\sum_{Bn} \overset{p}{M}_k = \overset{p}{I}_j \cdot \frac{d}{dt} (\overset{p}{\omega}_j) + \overset{p}{\Omega}_j \times (\overset{p}{I}_j \cdot \overset{p}{\omega}_j) + m_j \cdot \overset{p}{p}_k^* \times \overset{p}{a}_k \quad (6)$$

Para a montagem e simulação do modelo dinâmico do mecanismo cortador, foi necessário solucionar um sistema de dezoito equações algébricas. O sistema de equações do mecanismo apresenta dezesseis equações de reações dinâmicas e momentos e, duas equações de movimento (equação 7). A primeira equação de movimento é originada do deslocamento angular do setor no plano vertical, e a segunda, do deslocamento angular da faca no plano horizontal, sendo representadas por ${}_{B2}\overset{p}{\omega}_2$ e ${}_{B4}\overset{p}{\omega}_4$, respectivamente. Para simular o comportamento dinâmico do mecanismo de corte e varredura em contato com a superfície e, a obtenção dos deslocamentos do segmento e da faca, e a obtenção da força de reação com a superfície, foi desenvolvido um algoritmo de simulação conforme ilustra a Figura 8.

$$\begin{bmatrix}
a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & a_{25} & a_{26} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & a_{32} & a_{33} & 0 & a_{35} & a_{36} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & a_{45} & a_{46} & a_{47} & a_{48} & a_{49} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{57} & a_{58} & a_{59} & 0 & a_{511} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & a_{64} & 0 & 0 & 0 & a_{68} & a_{69} & 0 & a_{611} & a_{612} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & a_{74} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{713} & 0 & a_{715} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & a_{85} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{814} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{96} & 0 & 0 & 0 & a_{910} & 0 & 0 & a_{913} & 0 & a_{915} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1010} & 0 & 0 & a_{1013} & 0 & a_{1015} & a_{1016} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1110} & a_{1111} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1117} & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1210} & 0 & a_{1212} & a_{1213} & 0 & a_{1215} & a_{1216} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1310} & 0 & 0 & a_{1313} & a_{1314} & 0 & 0 & 0 & a_{1318} \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1410} & 0 & 0 & a_{1413} & a_{1414} & 0 & 0 & 0 & a_{1418} \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1510} & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1515} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1610} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1616} & a_{1617} & a_{1618} \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1710} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1716} & a_{1717} & a_{1718} \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1810} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1818}
\end{bmatrix}
\begin{Bmatrix}
F_{1x} \\
F_{1y} \\
F_{1z} \\
F_{12x} \\
F_{12y} \\
F_{12z} \\
M_{1x} \\
M_{1y} \\
M_{1z} \\
\cancel{F_{2x}} \\
M_{12y} \\
M_{12z} \\
F_{23x} \\
F_{23y} \\
F_{23z} \\
M_{23x} \\
M_{23y} \\
\cancel{F_{24}}
\end{Bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
b_1 \\
b_2 \\
b_3 \\
b_4 \\
b_5 \\
b_6 \\
b_7 \\
b_8 \\
b_9 \\
b_{10} \\
b_{11} \\
b_{12} \\
b_{13} \\
b_{14} \\
b_{15} \\
b_{16} \\
b_{17} \\
b_{18}
\end{bmatrix}
\quad (7)$$

Os coeficientes da matriz ($a_{11}...a_{1818}$) e os termos independentes ($b_1...b_{18}$) estão ilustrados no Anexo 1b.

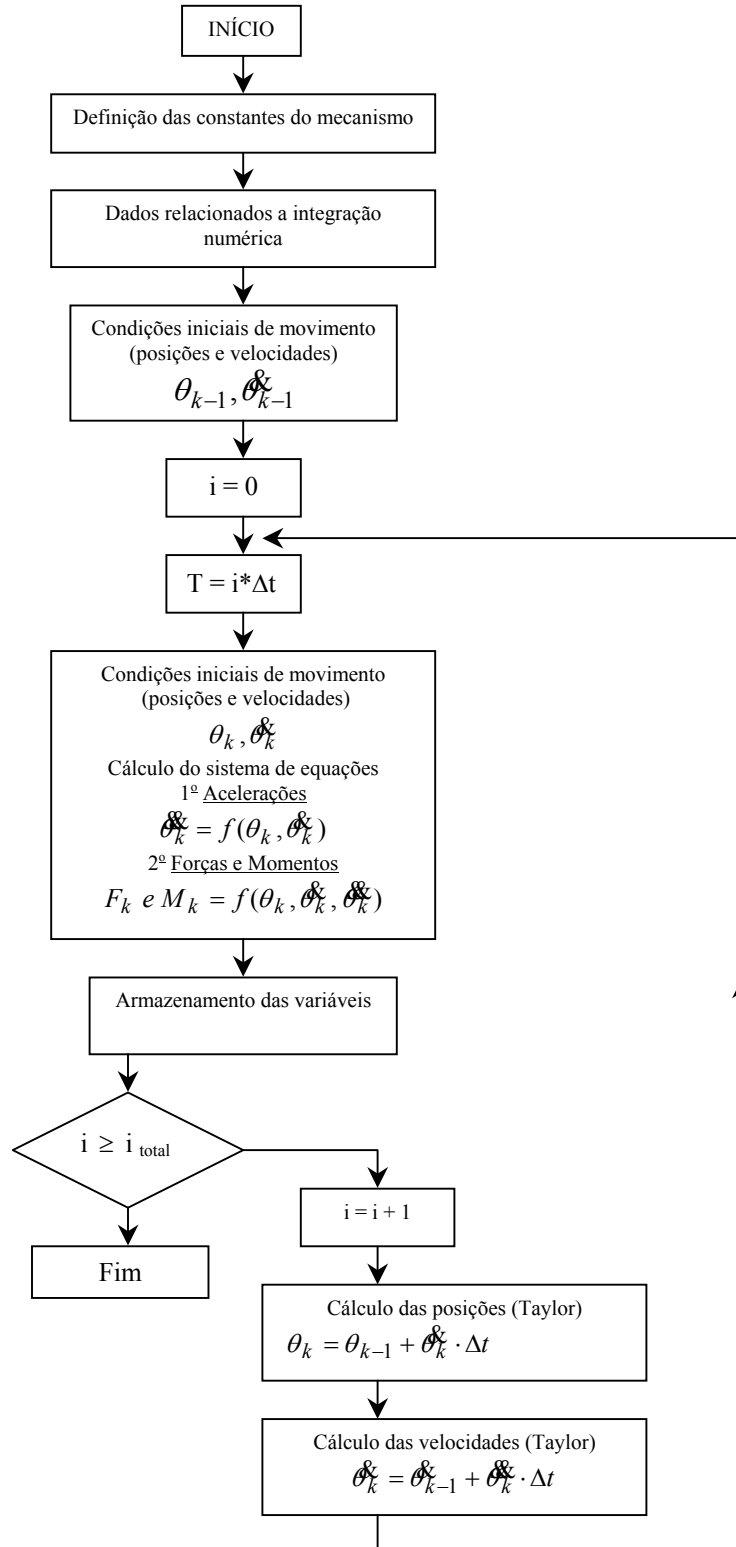


Figura 8: Fluxograma do programa de simulação dinâmica

No capítulo seguinte, é apresentada todas as equações utilizadas nas fases cinemática e dinâmica do mecanismo aqui proposto por meio do método de Newton-Euler. O método é baseado nas equações vetoriais (5) e (6), que tem como produto final à determinação das duas equações de movimento do mecanismo, as forças reação nos vínculos e os momentos, variáveis estas representadas pela equação (7) e determinadas pelo algoritmo da Figura 8.

4 MODELAGEM CINEMÁTICA E DINÂMICA

4.1 Sistemas de referências e matrizes de transformação de coordenadas

Neste trabalho foram definidos cinco sistemas de referência, onde quatro, são móveis e um inercial I . A representação desses sistemas (bases) estão mostradas nas Figuras 9a,b,c.

A base $B0$ ($X0, Y0, Z0$) representa a inclinação ε do disco com relação à base inercial I (X, Y, Z).

A base $B1$ ($X1, Y1, Z1$) é solidária ao rotor e acompanha o giro do mesmo através do ângulo β relativo à base $B0$.

A base $B2$ ($X2, Y2, Z2$) é solidária ao setor circular e acompanha suas oscilações angulares no plano vertical por meio do ângulo θ_2 relativo à base $B1$.

A base $B4$ ($X4, Y4, Z4$) é solidária a faca oscilante e acompanha suas oscilações angulares no plano horizontal por meio do ângulo θ_4 relativo à base $B2$.

A matriz T_ε representa o giro positivo do sistema $B0$, solidário ao plano do rotor, com relação ao sistema inercial, o giro acontece em torno do eixo $X \equiv X0$ (Figura 9a). A transformação das coordenadas de um vetor genérico ${}_I S$, que está representado na base I para à base $B0$, foi realizada multiplicando-se o mesmo pela matriz T_ε (equações 8 e 9). De forma análoga, para se ter a representação de um vetor que está na base $B0$ em uma base I , multiplicou-se pela matriz transposta T_ε^T equações 10 e 11.

$$T_\varepsilon = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \quad (8)$$

$${}_{BO} S = T_\varepsilon {}_I S \quad (9)$$

$$T_\varepsilon^T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon \\ 0 & \sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \quad (10)$$

$${}_I S = T_\varepsilon^T {}_{BO} S \quad (11)$$

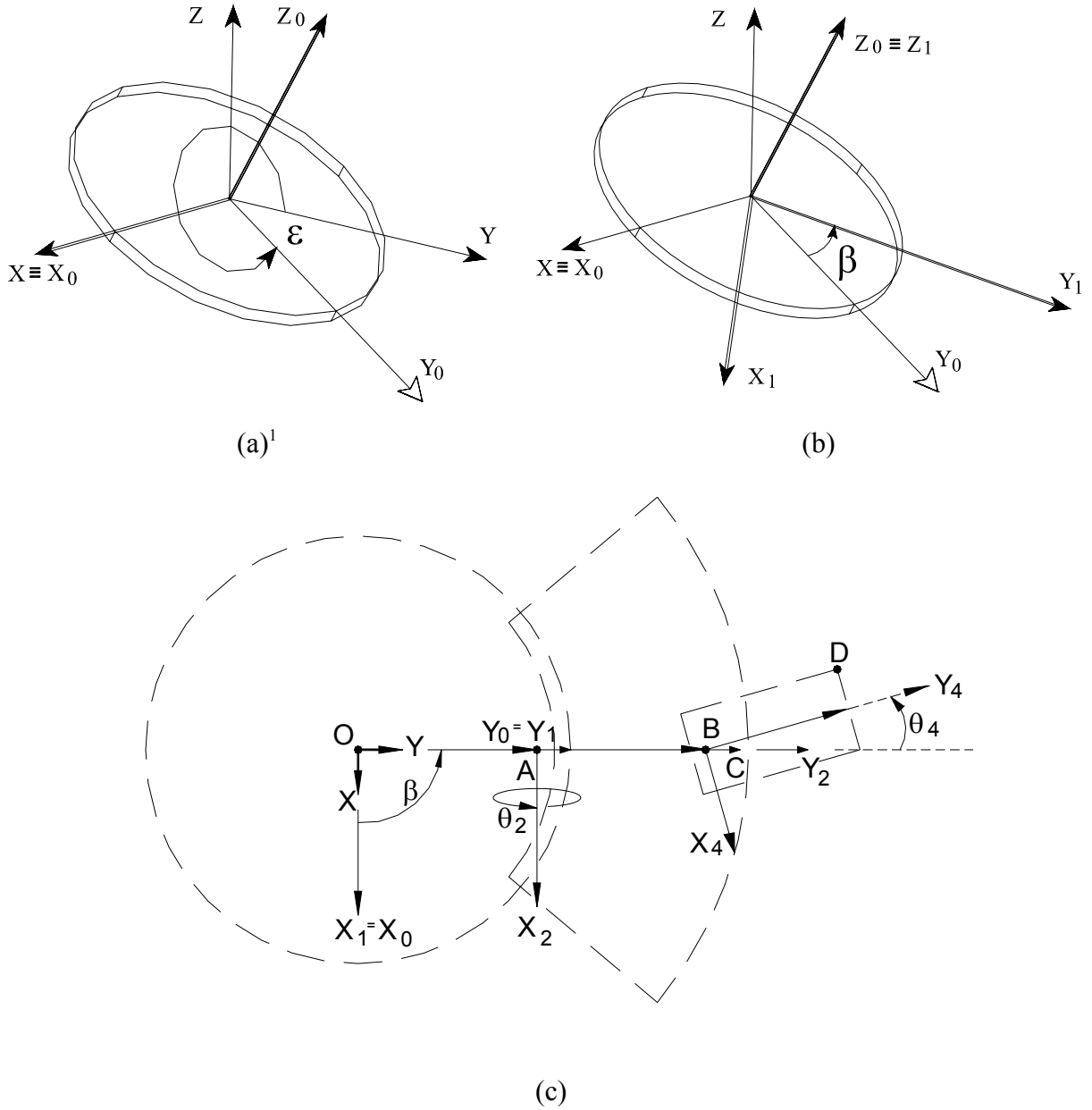


Figura 9: Sistemas de referência: (a) Inclinação ε do plano do rotor com relação ao sistema inercial, com giro em torno do eixo $X \equiv X_0$; (b) Deslocamento angular β do rotor com relação ao sistema BO , com giro em torno do eixo $ZO \equiv Z_1$; (c) Deslocamento angular θ_2 do setor circular com relação ao sistema 1 (giro em $X_1 \equiv X_2$), e deslocamento angular θ_4 com relação ao sistema 2 (giro em $Z_2 \equiv Z_4$).

¹ O ângulo positivo ε como representado, significa nesse estudo inclinações do rotor de 350 e 348 graus, que são, idênticos aos ângulos de -10 e -12 graus, respectivamente. Tal informação é feita porque todos os resultados apresentados nessa Tese são feitos com base em -10 e -12 graus.

A inclinação do rotor é importante para realização do corte próximo da superfície do solo e auxilia o processo de alimentação da cultura para o interior da colhedora.

A matriz T_β representa o giro positivo $\beta(t)$ do rotor, dado pelo acionamento do motor hidráulico com relação ao sistema BO em torno do eixo $ZO \equiv ZI$ (Figura 9b). A transformação das coordenadas de um vetor, da base BO , para a base BI pode ser feita por meio das equações 12 e 13. A transformação dos vetores da base BI para a base BO é realizada com auxílio das equações 14 e 15.

$$T_\beta = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$${}_{BI}^P \mathbf{S} = T_{\beta \ BO} {}_{BO}^P \mathbf{S} \quad (13)$$

$$T_\beta^T = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

$${}_{BO}^P \mathbf{S} = T_{\beta \ BI}^T {}_{BI}^P \mathbf{S} \quad (15)$$

A matriz T_{θ_2} representa o giro positivo $\theta_2(t)$ do sistema $B2$ com relação ao sistema $B1$ em torno do eixo $X1 \equiv X2$. Este giro representa o deslocamento angular no plano vertical do setor circular com relação ao rotor (Figura 9c). A variável $\theta_2(t)$ está diretamente relacionada com o processo de varredura. A transformação de um vetor da base $B1$ para a base $B2$, é realizada pelas equações 16 e 17 e, da base $B2$ para a $B1$ é feita pelas equações 18 e 19.

$$T_{\theta_2} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$${}_{B2}^P \mathbf{S} = T_{\theta_2 \ B1} {}_{B1}^P \mathbf{S} \quad (17)$$

$$T_{\theta_2}^T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \\ 0 & \sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$${}_{B1}^P \mathbf{S} = T_{\theta_2 \ B2}^T {}_{B2}^P \mathbf{S} \quad (19)$$

Os pontos O, A, B, e D da Figura 9c são: o centro de massa do rotor, o ponto do vínculo do rotor com o setor circular, o ponto do vínculo do segmento com a faca e o ponto de corte da faca, respectivamente.

A matriz T_{θ_4} representa o giro positivo $\theta_4(t)$ da base $B4$ com relação à base $B2$, este giro representa o deslocamento angular da faca com relação ao setor circular (Figura 9c). A variável $\theta_4(t)$ está relacionada com o deslocamento de autoproteção da faca diante a presença de obstáculos. A transformação de um vetor da base $B4$ para a base $B2$ é feita pelas equações 20 e 21, e da base $B2$ para a $B4$, pelas equações 22 e 23.

$$T_{\theta_4} = \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (20)$$

$${}_{B4}^{\mathcal{P}} \mathbf{S} = T_{\theta_4} {}_{B2}^{\mathcal{P}} \mathbf{S} \quad (21)$$

$$T_{\theta_4}^T = \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$${}_{B2}^{\mathcal{P}} \mathbf{S} = T_{\theta_4}^T {}_{B4}^{\mathcal{P}} \mathbf{S} \quad (23)$$

4.2 Vetores de posição do rotor

Os vetores que serão apresentados nas fases da modelagem cinemática e dinâmica estão representados de forma simplificada. A apresentação dos vetores de maneira “completa”, com todas as transformações de coordenadas efetuadas na modelagem por meio do programa Matlab, encontra-se de forma simbólica no Anexo 1.

A seguir serão apresentados os vetores posição que estão referenciados ao centro de massa do rotor, onde se encontram as origens das bases BO e $B1$. O vetor que vincula o centro de massa do rotor à articulação do setor circular, ou seja, liga as origens dos sistemas móveis $B1$ e $B2$ é dado pela equação 24.

$${}_{B1}\vec{p}_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{1y} \\ r_{1z} \end{Bmatrix} \quad (24)$$

Outro vetor de interesse, é o vetor que tem origem no centro de massa do rotor e que posiciona o ponto de aplicação da força de atrito do vínculo do pino do setor circular com o rotor, que é dado pela equação 25 e ilustrado pela Figura 10. A força de interação entre o setor circular e o rotor está composta de uma componente normal $\vec{F}_{l2}$ e uma componente tangencial à superfície do pino $\vec{F}_{am12}$, correspondente ao atrito entre o pino do setor e a bucha. O vetor $\vec{F}_{l2}$ é uma das incógnitas do modelo cujo módulo e direção serão obtidos da solução do sistema de equações indicadas na equação 7. A direção do vetor F_{l2} podem ser representados por meio de seus cosenos diretores $\{0 \ ; \cos \alpha_{12N} \ ; \sen \alpha_{12N}\}^T$.

$${}_{B1}\vec{k}_{OE} = {}_{B1}\vec{r}_1 + T_{\theta_2}^T \cdot R_{AE} \quad (25)$$

A equação 25 representada na forma expandida fica:

$${}_{B1}\vec{k}_{OE} = \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{1y} \\ r_{1z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & -\sen \theta_2 \\ 0 & \sen \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \left(-r_{AE} \begin{Bmatrix} 0 \\ \cos \alpha_{12N} \\ \sen \alpha_{12N} \end{Bmatrix} \right)$$

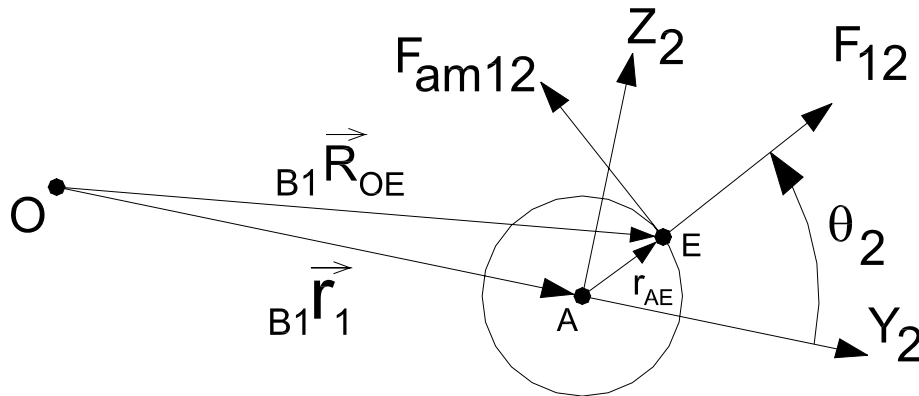


Figura 10: O vetor $\vec{k}_{OE}$ posiciona o ponto onde acontece o contato entre o setor circular e o rotor.

A representação vetorial da cota que posiciona a placa de varredura representada na base inercial é dada pela equação 26.

$${}_I \vec{P}_6 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ r_{6z} \end{Bmatrix} \quad (26)$$

4.3 Velocidades de rotação e translação do rotor

A velocidade angular absoluta do rotor diz respeito à velocidade de acionamento do motor hidráulico. O giro acontece com relação ao eixo Z1 da base BI , segundo a equação 27.

$${}_{BI} \vec{\omega}_I = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \beta \end{Bmatrix} \quad (27)$$

A velocidade linear absoluta do centro de massa do rotor é dada pela equação 28, onde a componente ${}_I \vec{V}_O$ é a velocidade de avanço do cortador.

$${}_{BI} \vec{V}_I^* = T_\beta \cdot T_\varepsilon \cdot {}_I \vec{V}_O + {}_{BI} \vec{\omega}_I \times {}_{BI} \vec{P}_I^* \quad (28)$$

A equação 28 na forma expandida fica:

$${}_{BI} \vec{V}_I^* = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ V_{maq} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \beta \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

4.4 Acelerações de rotação e translação do rotor

A aceleração angular absoluta do rotor dada pela equação 29 é nula, devido o rotor apresentar velocidade angular invariante no tempo.

$${}_{BI} \vec{\alpha}_I = \frac{d}{dt} ({}_{BI} \vec{\omega}_I) + {}_{BI} \vec{\omega}_I \times {}_{BI} \vec{\omega}_I \quad (29)$$

A aceleração linear do centro de massa do rotor dada pela equação 30, também é nula, em função das componentes ${}_{B1}a_o$, ${}_{B1}\omega_I$, ${}_{B1}r_1^*$ serem nulas.

$${}_{B1}\dot{a}_1^* = T_\beta T_{\varepsilon I} \dot{a}_o + {}_{B1}\dot{\omega}_I \times {}_{B1}r_1^* + {}_{B1}\dot{\omega}_I \times ({}_{B1}\dot{\omega}_I \times {}_{B1}r_1^*) \quad (30)$$

4.5 Vetores posição no setor circular

O vetor que posiciona a origem da base $B4$ (ponto B) até a base $B2$ (ponto A), é dado pela equação 31.

$${}_{B2}r_2^p = \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{2y} \\ r_{2z} \end{Bmatrix} \quad (31)$$

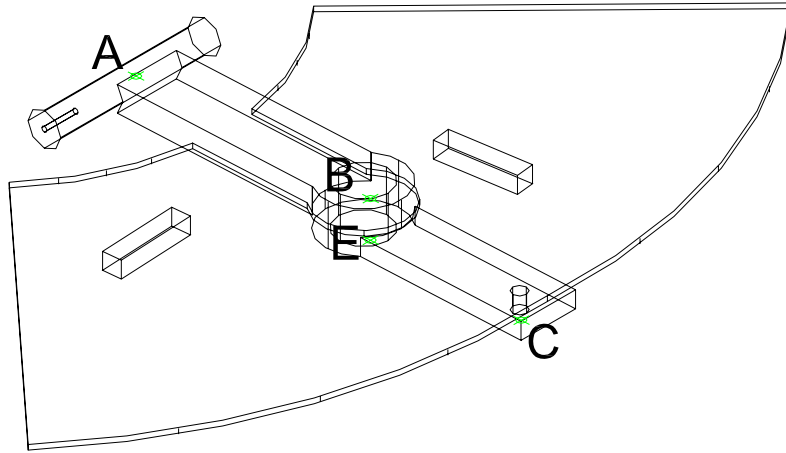


Figura 11: Setor circular: pontos de referência.

O vetor que posiciona a origem da base $B2$ (ponto A) e o centro de massa do setor (ponto E) é dada pela equação 32.

$${}_{B2}r_2^* = \begin{Bmatrix} r_{2cmx} \\ r_{2cmy} \\ r_{2cmz} \end{Bmatrix} \quad (32)$$

O vetor posição do ponto C de contato do setor com a superfície varrida, é dado pela equação 33. A posição do ponto de contato na base inercial é dada pela equação 34.

$${}_{B2}\mathbf{P}_{2RS} = \begin{Bmatrix} r_{2rsx} \\ r_{2rsy} \\ r_{2rsz} \end{Bmatrix} \quad (33)$$

$${}_I\mathbf{P}_{RS} = T_{\varepsilon}^T \cdot T_{\beta}^T \cdot T_{B1}^T \mathbf{P}_1 + T_{\varepsilon}^T \cdot T_{\beta}^T \cdot T_{\theta_2}^T \cdot T_{B2}^T \mathbf{P}_{2RS} \quad (34)$$

A equação 34 representada na forma expandida fica:

$$\begin{aligned} {}_I\mathbf{P}_{RS} = & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon \\ 0 & \sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{1y} \\ r_{1z} \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon \\ 0 & \sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \\ 0 & \sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} r_{2rsx} \\ r_{2rsy} \\ r_{2rsz} \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

O vetor que tem origem no sistema $B2$ e vai até o ponto de aplicação da força de atrito no pino da faca F_{am24} na origem da base $B4$, é representado pela força aplicada pela faca sobre o setor no ponto F , sendo posicionada por meio do vetor $\mathbf{K}_{AF}$. A representação de $\mathbf{K}_{AF}$ é feita na base $B2$ e dada pela equação 35 e ilustrada pela Figura 12.

$${}_{B2}\mathbf{K}_{AF} = {}_{B2}\mathbf{P}_2 + T_{\theta_4}^T \cdot \mathbf{P}_{BF} \quad (35)$$

A equação 35 representada na forma expandida fica:

$${}_{B2}\mathbf{K}_{AF} = \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{2y} \\ r_{2z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \left(-r_{BF} \begin{Bmatrix} \cos \alpha_{24N} \\ \sin \alpha_{24N} \\ 0 \end{Bmatrix} \right)$$

A direção e sentido do vetor $\mathbf{F}_{24}$ podem ser representados por meio dos seus cossenos diretores $\{\cos \alpha_{24N}; \sin \alpha_{24N}; 0\}$.

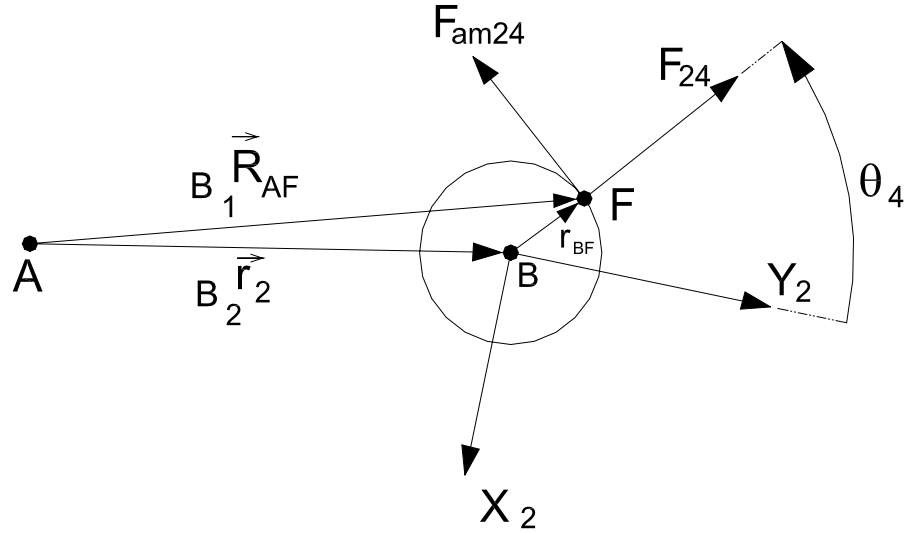


Figura 12: O vetor $\vec{R}_{AF}$ posiciona o ponto onde está localizada a força aplicada pela faca sobre o setor circular.

4.6 Velocidade de rotação e translação do setor circular

A velocidade angular absoluta do setor circular é composta pelo giro do rotor equação 27 somado ao giro do setor equação 36, ficando representada como na equação 37.

$${}_{B_2}^P\vec{\omega}_2 = \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (36)$$

$${}_{B_2}^P\vec{\omega}_2 = T_{\theta_2} \cdot T_{\beta \cdot B_1} \vec{\omega}_1 + T_{\theta_2 \cdot B_2} \vec{\omega}_2 \quad (37)$$

A equação 37 representada na forma expandida fica:

$${}_{B_2}^P\vec{\omega}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\beta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

A velocidade linear absoluta do centro de massa do setor é representada pela equação 39, onde a componente ${}_{B1}\dot{V}_A$ é a velocidade linear absoluta da origem da base local B2 vínculo do setor com o rotor está representada pela equação 38.

$${}_{B1}\dot{V}_A = T_\beta \cdot T_\varepsilon \cdot \dot{V}_O + {}_{B1}\omega_1 \times {}_{B1}P_1 \quad (38)$$

$${}_{B2}\dot{V}_2^* = T_{\theta 2} \cdot {}_{B1}\dot{V}_A + {}_{B2}\omega_2 \times {}_{B2}P_2^* \quad (39)$$

A equação 39 representada na forma expandida fica:

$$\begin{aligned} {}_{B2}\dot{V}_2^* &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \beta_1 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{ly} \\ r_{lz} \end{Bmatrix} + \\ &\left(\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \beta \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \theta_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \right) \times \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{2x} \\ r_{2z} \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

A força de atrito atuante entre o setor e a superfície de varredura, apresenta direção e sentido contrários ao vetor velocidade do ponto de contato do setor com a placa ${}_I\dot{V}_{RS}$. A partir das equações de 40 a 42, pode-se calcular o versor ${}_I CD_{tg1}$ correspondente a velocidade ${}_I\dot{V}_{RS}$. A equação 43 representa o versor ${}_I CD_{ac1}$ que define a direção e sentido da força de atrito como o valor negativo do versor ${}_I CD_{tg1}$.

$${}_I\dot{V}_{RS} = T_\varepsilon^T \cdot T_\beta^T \cdot T_{\theta 2}^T \cdot {}_{B2}\dot{V}_{2RS} \quad (40)$$

$$|{}_I\dot{V}_{RS}| = \sqrt{V_{RSx}^2 + V_{RSy}^2 + V_{RSz}^2} \quad (41)$$

$${}_I CD_{tg1} = \frac{{}_I\dot{V}_{RS}}{|{}_I\dot{V}_{RS}|} \quad (42)$$

$${}_I CD_{ac1} = -{}_I CD_{tg1} \quad (43)$$

4.7 Acelerações de angular e de translação do setor circular

A equação 44 representa a aceleração angular absoluta do setor e é definida como a derivada em função do tempo da equação 37, somado o termo da produto vetorial da

velocidade angular da base móvel ${}_{B2}^P\dot{\Omega}_2$ pela velocidade angular do setor ${}_{B2}^P\dot{\omega}_2$. Este produto é nulo devido à base móvel B2 apresentar a mesma velocidade angular do setor, pois ambas estão solidárias durante o giro.

$${}_{B2}^P\dot{\omega}_2 = \frac{d}{dt}({}_{B2}^P\dot{\omega}_2) + {}_{B2}^P\dot{\Omega}_2 \times {}_{B2}^P\dot{\omega}_2 \quad (44)$$

A aceleração linear absoluta do centro de massa do setor é representada pela equação 46. A componente ${}_{B1}^P\dot{a}_A$ é a aceleração linear do vínculo do setor com o rotor, representada pela equação 45.

$${}_{B1}^P\dot{a}_A = T_\beta T_\epsilon {}_{B1}^P\dot{a}_O + {}_{B1}^P\dot{\omega}_1 \times {}_{B1}^P r_1 + {}_{B1}^P\dot{\omega}_1 \times ({}_{B1}^P\dot{\omega}_1 \times {}_{B1}^P r_1) \quad (45)$$

$${}_{B2}^P\dot{a}_2^* = T_{\theta 2} {}_{B1}^P\dot{a}_A + {}_{B2}^P\dot{\omega}_2 \times {}_{B2}^P\dot{a}_2^* + {}_{B2}^P\dot{\omega}_2 \times ({}_{B2}^P\dot{\omega}_2 \times {}_{B2}^P\dot{a}_2^*) \quad (46)$$

4.8 Posição do centro de massa e a ponta da faca

A posição da ponta da faca (ponto D) representada no sistema B4 (ponto B) é representada pela equação 47 e ilustrada na Figura 13.

$${}_{B4}^P r_4 = \begin{Bmatrix} r_{4x} \\ r_{4y} \\ r_{4z} \end{Bmatrix} \quad (47)$$

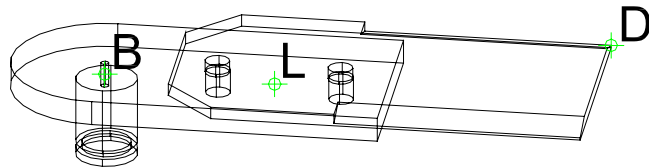


Figura 13: Faca: pontos de referência.

A posição do centro de massa da faca (ponto L) representado no sistema B4 (ponto B) é dada pela equação 48.

$${}_{B4}^P r_4^* = \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{4cmy} \\ r_{4cmz} \end{Bmatrix} \quad (48)$$

A posição da ponta da faca (ponto D) onde inicia-se o corte da cana, com relação ao centro do rotor, é representada na base inercial pela equação 49.

$${}_I \mathbf{r}_{PF} = T_{\varepsilon}^T \cdot T_{\beta}^T \cdot T_{B1} \mathbf{r}_1 + T_{\varepsilon}^T \cdot T_{\beta}^T \cdot T_{\theta_2}^T \cdot T_{B2} \mathbf{r}_2 + T_{\varepsilon}^T \cdot T_{\beta}^T \cdot T_{\theta_2}^T \cdot T_{\theta_4}^T \cdot T_{B4} \mathbf{r}_4 \quad (49)$$

A equação 49 na forma expandida fica:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon \\ 0 & \sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{1y} \\ r_{1z} \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon \\ 0 & \sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \\ 0 & \sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{2y} \\ r_{2z} \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon \\ 0 & \sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \\ 0 & \sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} r_{4x} \\ r_{4y} \\ r_{4z} \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

4.9 Velocidades angular e linear da ponta da faca

A velocidade angular absoluta da faca é dada pela equação 50, e é composta pela soma da velocidade angular do rotor, do setor e da própria faca, sendo todos representados à base $B4$ que é solidária a faca.

$${}_{B4} \mathbf{\omega}_4 = T_{\theta_4} T_{\theta_2} T_{\beta} T_{B1} \mathbf{\omega}_1 + T_{\theta_4} T_{\theta_2} T_{B2} \mathbf{\omega}_2 + T_{\theta_4} \mathbf{\omega}_4 \quad (50)$$

A equação 50 representada na forma expandida fica:

$$\begin{aligned} {}_{B4} \mathbf{\omega}_4 = & \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_1 \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \omega_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_4 \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

A velocidade linear absoluta do centro de massa da faca é representada pela equação (52). A componente de velocidade ${}_{B2}\dot{V}_B$ é a velocidade linear absoluta do vínculo do setor circular com a faca que é representada pela equação 51.

$${}_{B2}\dot{V}_B = {}_{B2}\dot{V}_A + {}_{B2}\dot{\omega}_2 \times {}_{B2}P_2 \quad (51)$$

$${}_{B4}\dot{V}_4^* = T_{\theta 4} {}_{B2}\dot{V}_B + {}_{B4}\dot{\omega}_4 \times {}_{B4}P_4^* \quad (52)$$

A direção e o sentido da trajetória da ponta da faca, é obtida com auxílio da equação 54, que é a velocidade linear absoluta da ponta da faca representada na base inercial. A equação 53 é a velocidade linear absoluta na ponta da faca na base B4. Os cosenos diretores da trajetória da ponta da faca são obtidas por meio da equação 56, cujo sentido é invertido para a equação 57 para obter os cosenos diretores do módulo da força de corte.

$${}_{B4}\dot{V}_{PF} = {}_{B4}\dot{V}_B + {}_{B4}\dot{\omega}_4 \times {}_{B4}P_4 \quad (53)$$

$${}_I\dot{V}_{PF} = T_\varepsilon^T T_\beta^T T_{\theta 2}^T T_{\theta 4}^T {}_{B4}\dot{V}_{PF} \quad (54)$$

$$|{}_I\dot{V}_{PF}| = \sqrt{{V_{PFx}}^2 + {V_{PFy}}^2 + {V_{PFz}}^2} \quad (55)$$

$${}_I CD_{tg2} = \frac{{}_I\dot{V}_{PF}}{|{}_I\dot{V}_{PF}|} \quad (56)$$

$${}_I CD_{ac2} = -{}_I CD_{tg2} \quad (57)$$

4.10 Acelerações angular e linear do centro de massa da faca

A equação 58 corresponde à aceleração angular absoluta da faca que é definida como a derivada no tempo da equação 50.

$${}_{B4}\ddot{\omega}_4 = \frac{d}{dt}({}_{B4}\dot{\omega}_4) + {}_{B4}\ddot{\Omega}_4 \times {}_{B4}\dot{\omega}_4 \quad (58)$$

A aceleração linear absoluta do centro de massa da faca é representada pela equação 60. A componente ${}_{B2}\ddot{a}_B$ é a aceleração linear do vínculo da faca com o setor que é representada pela equação 59.

$${}_{B2}\ddot{a}_B = {}_{B2}\ddot{a}_A + {}_{B2}\ddot{\omega}_2 \times {}_{B2}P_2 + {}_{B2}\dot{\omega}_2 \times ({}_{B2}\dot{\omega}_2 \times {}_{B2}P_2) \quad (59)$$

$${}_{B4}\ddot{a}_4^* = T_{\theta 4} {}_{B2}\ddot{a}_B + {}_{B4}\ddot{\omega}_4 \times {}_{B4}P_4^* + {}_{B4}\dot{\omega}_4 \times ({}_{B4}\dot{\omega}_4 \times {}_{B4}P_4^*) \quad (60)$$

4.11 Equações do equilíbrio dinâmico do rotor

Os esforços atuantes no rotor estão apresentados pelo diagrama de corpo livre da Figura 14.

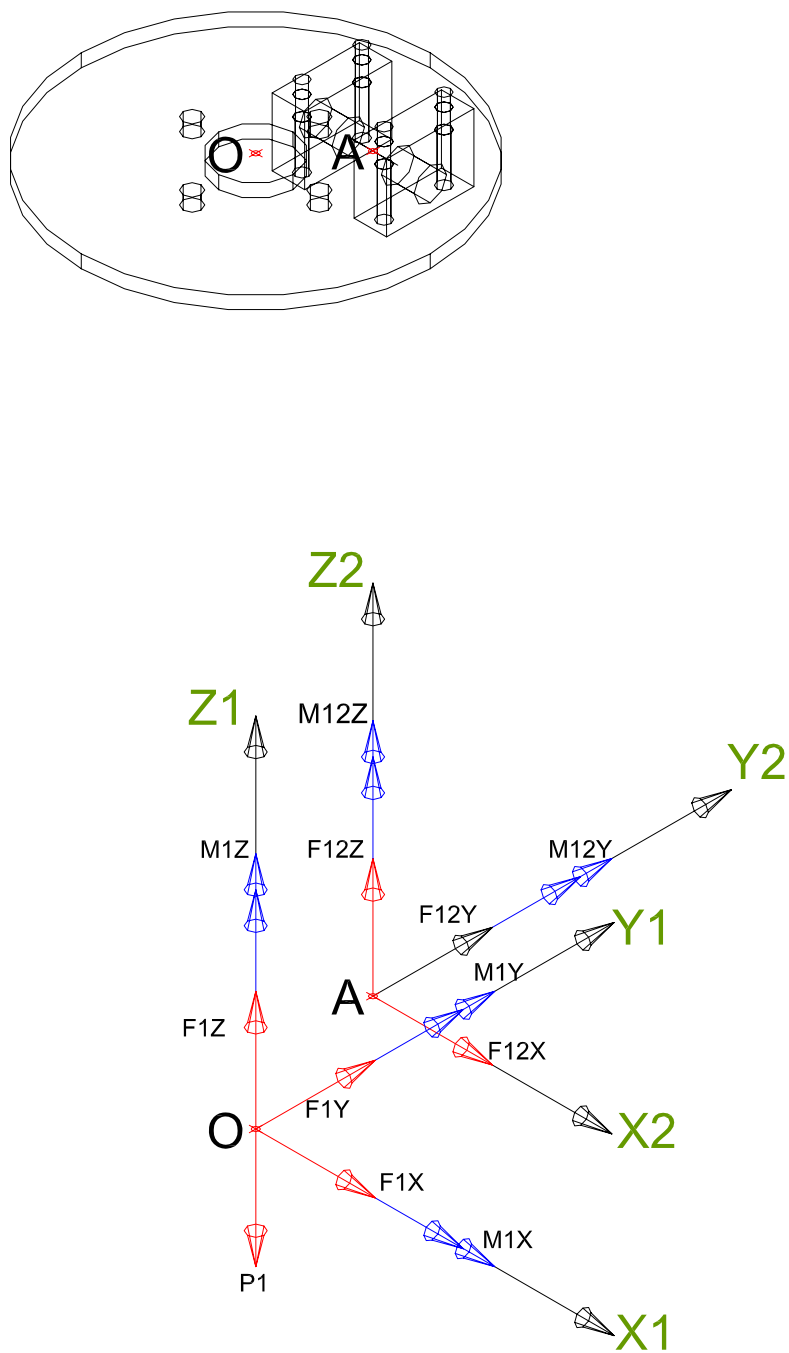


Figura 14: Diagrama de corpo livre do rotor

As forças que atuam sobre o rotor são o peso próprio ${}_I\vec{P}_I$, as reações na flange do motor hidráulico ${}_{B1}\vec{F}_I$, as reações no vínculo do setor com o rotor ${}_{B2}\vec{F}_{I2}$ e a força de atrito no mancal do rotor com o pino do setor ${}_{B1}\vec{F}_{am12}$.

Escrevendo a equação de Newton para o rotor tem-se:

$$\Sigma {}_{B1}\vec{F}_I = T_\beta \cdot T_\varepsilon \cdot {}_I\vec{P}_I + {}_{B1}\vec{F}_{am12} + {}_{B1}\vec{F}_I + T_{\theta 2}^T \cdot {}_{B2}\vec{F}_{I2} \quad (61)$$

A forma expandida da equação 61 é dada por:

$$\Sigma {}_{B1}\vec{F}_I = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_1 \cdot g \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{am12x} \\ F_{am12y} \\ F_{am12z} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{I1x} \\ F_{I1y} \\ F_{I1z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 & 0 \\ \sin \theta_2 & \cos \theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{I2X} \\ F_{I2Y} \\ F_{I2Z} \end{Bmatrix} = 0$$

Chama-se atenção para as componentes de força $\{F_{am12x} \quad F_{am12y} \quad F_{am12z}\}^T$ que são provenientes do atrito existente entre o pino que vincula o rotor e o setor, a direção desta força de atrito é representada pela equação 62. A representação da força de atrito é visualizada pela Figura 15.

$${}_{B1}\vec{F}_{am12} = SFa_{I2} \cdot \mu_m \cdot |F_{I2V}| \cdot T_{\theta 2}^T \cdot \{0 \quad \cos \alpha_{I2N} \quad \sin \alpha_{I2N}\}^T \quad (62)$$

A variável SFa_{I2} da equação 62 define o sentido do movimento da força de atrito que deve ser sempre contrária ao sentido do movimento.

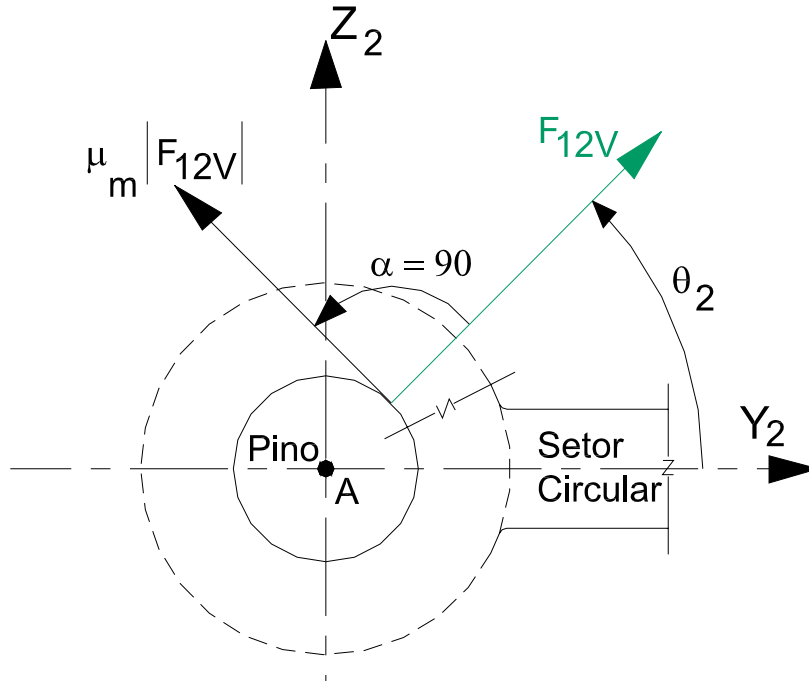


Figura 15: Força de atrito aplicada pelo setor circular sobre o mancal do rotor com o setor circular.

A somatória de momentos para o rotor foi realizada com relação ao seu centro de massa (ponto O), que está posicionado na origem do sistema B_1 . Os momentos atuantes no rotor são: momentos de reação com a flange do motor hidráulico, momentos da força de reação do vínculo do setor com o rotor, momentos de reação do setor sobre o rotor, e momento da força de atrito no mancal do rotor com o setor. Assim, de posse do diagrama de corpo livre (Figura 14), do tensor de inércia do rotor e conhecendo-se as velocidades e acelerações do rotor da cinemática, escreve-se a equação de Euler para o rotor (equação 63).

$$\Sigma \dot{M}_O = {}_{B1} \dot{M}_1 + {}_{B1} \mathbf{P}_1 \times T_{\theta_2}^T \cdot {}_{B2} \dot{F}_{12} + T_{\theta_2}^T \cdot {}_{B2} \dot{M}_{12} + {}_{B2} \mathbf{R}_{OE} \times {}_{B2} \dot{F}_{am12} \quad (63)$$

A forma expandida da equação 63 é dada por:

$$\begin{aligned} \Sigma \dot{M}_O = & \begin{Bmatrix} M_{1x} \\ M_{1y} \\ M_{1z} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{1y} \\ r_{1z} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 & 0 \\ \sin \theta_2 & \cos \theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{12z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 & 0 \\ \sin \theta_2 & \cos \theta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ M_{12y} \\ M_{12z} \end{Bmatrix} + \\ & \begin{Bmatrix} 0 \\ R_{OEy} \\ R_{OEz} \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} 0 \\ F_{am12y} \\ F_{am12z} \end{Bmatrix} = 0 \end{aligned}$$

4.12 Equações do equilíbrio dinâmico do setor circular

Os esforços atuantes no setor circular estão apresentados no diagrama de corpo livre, como ilustra a Figura 16.

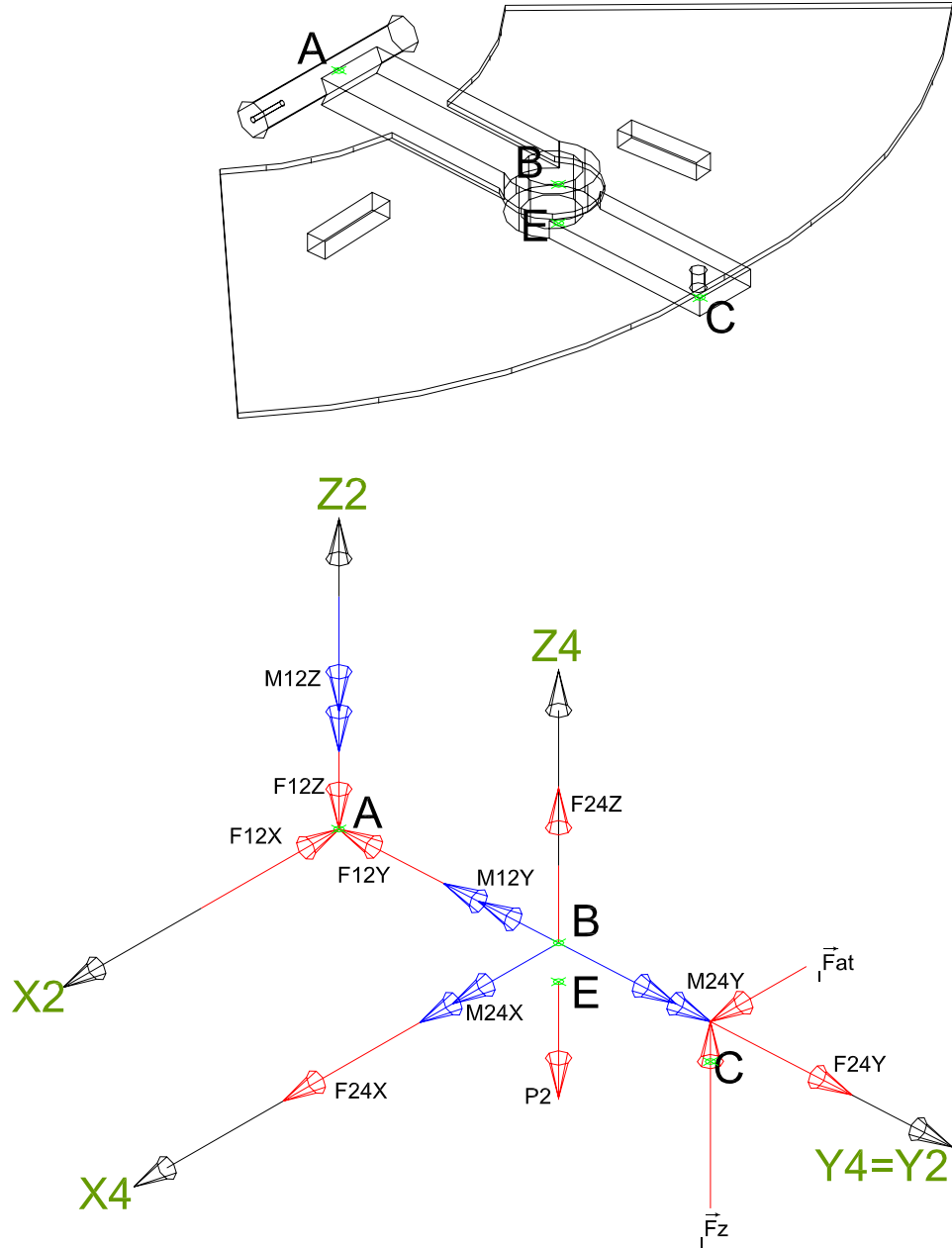


Figura 16: Diagrama de corpo livre do setor circular

Entre as forças atuantes sobre o setor circular tem-se o peso próprio $I \vec{P}_2$, as reações do vínculo do rotor com o setor $B_2 \vec{F}_{12}$, as reações do vínculo da faca com o setor $B_4 \vec{F}_{24}$, a

força de atrito atuante entre o mancal do setor ${}_{B4}\vec{F}_{am24}$ e opino da faca e, finalmente a força de atrito desenvolvida no contato do setor com a placa de atrito ${}_I\vec{F}_{at}$.

Escrevendo a equação de Newton para o setor circular tem-se:

$$\Sigma \vec{F}_2 = T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon I} \vec{P}_2 + T_{\theta 4}^T {}_{B4}\vec{F}_{24} - {}_{B2}\vec{F}_{12} + T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon I} \vec{F}_Z + T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon I} \vec{F}_{at} - {}_{B2}\vec{F}_{am12} + T_{\theta 4}^T {}_{B4}\vec{F}_{am24} = m_2 \cdot \vec{a}_2^* \quad (64)$$

A forma expandida da equação 64 é dada por:

$$\begin{aligned} \Sigma \vec{F}_2 = & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_2 g \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{24x} \\ F_{24y} \\ F_{24z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -F_{12x} \\ -F_{12y} \\ -F_{12z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_z \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} Fatx \\ Faty \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ -F_{am12y} \\ -F_{am12z} \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{am24x} \\ F_{am24y} \\ 0 \end{Bmatrix} = m_2 \cdot \begin{Bmatrix} a_{2x}^* \\ a_{2y}^* \\ a_{2z}^* \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

A componente $\{0 \ 0 \ F_z\}^T$ da equação 64, é a força de reação atuante entre a placa varrida e o setor, calculada pela equação 65. A força ${}_I\vec{F}_Z$ aparece quando a componente vertical de posição do setor circular ${}_I\vec{F}_{RS}$ somada ao vetor que posiciona a cota da placa de varredura ${}_I\vec{P}_{6z}$ apresentam valores negativos, indicando contato efetivo entre o setor e a placa de varredura. A constante elástica da placa *RIGP* foi obtida experimentalmente na máquina universal de ensaios com valor médio de $17 \cdot 10^4 \text{ N m}^{-1}$.

$$F_z = -RIGP ({}_I r_{6z} + {}_I r_{RS}) \quad (65)$$

A força de atrito ${}_I\vec{F}_{at} = \{Fatx \ Faty \ 0\}^T$ da equação 64, foi determinada por meio da equação 66, onde o módulo da força de atrito surge do produto do coeficiente de atrito com o módulo da força normal de reação da superfície varrida e os cossenos diretores, os quais indicam a direção da força de atrito, como já descrito na equação 25.

$$|Fat| = \mu_{sp} |F_z| \{-\sin \alpha_{12N} \ \cos \alpha_{12N} \ 0\}^T \quad (66)$$

As componentes de forças da equação 64 $\{F_{am24x} \ F_{am24y} \ 0\}^T$ são as forças de atrito no mancal do vínculo do segmento com a faca e foram determinadas pela equação 67. O vetor $\{\cos\alpha_{24N} \ \sin\alpha_{24N} \ 0\}^T$ é responsável pela direção da força de atrito no mancal, ilustrada na Figura 17.

$${}_{B_2}^P\vec{F}_{am24} = SFa_{24} \cdot \mu_m \cdot |F_{24H}| \cdot T\theta_4^T \cdot \{-\sin\alpha_{24N} \ \cos\alpha_{24N} \ 0\}^T \quad \dots\dots\dots (67)$$

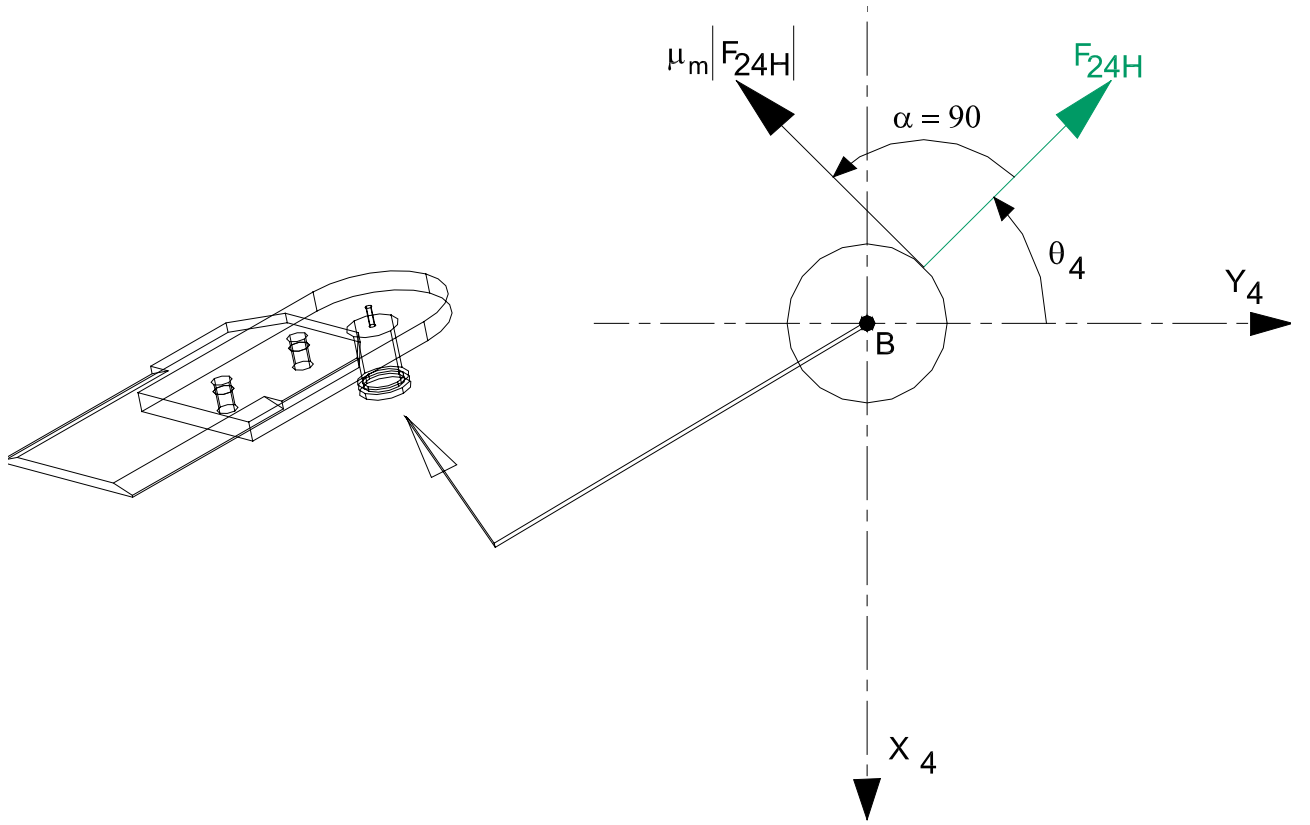


Figura 17: Força de atrito do mancal do setor circular com o pino da faca.

A somatória de momentos atuantes sobre o setor circular foi realizada com relação ao vínculo do rotor com o setor (ponto A), que é a origem do sistema B_2 . Os momentos atuantes sobre o setor são as reações de momentos aplicados pelo rotor e pela faca, o momento da força de atrito no mancal do setor com a faca, o momento do peso próprio e o momento da força de reação do contato com a superfície. Utilizando o diagrama de corpo livre da Figura 16, o

tensor de inércia, as equações de velocidades e acelerações, escreve-se a equação de Euler para o setor circular conforme a equação 68.

$$\begin{aligned} \Sigma_{B2} \overset{P}{M}_A &= {}_{B2} \overset{P}{P}_2^* \times T_{\theta 2} \cdot T_{\beta} \cdot T_{\varepsilon} \overset{P}{P}_2 + {}_{B2} \overset{P}{P} \times T_{\theta 4}^T \cdot {}_{B4} \overset{P}{F}_{24} + T_{\theta 4}^T \cdot {}_{B4} \overset{P}{M}_{24} - \\ & {}_{B2} \overset{P}{M}_{12} + {}_{B2} \overset{P}{P}_{2RS} \times T_{\theta 2} \cdot T_{\beta} \cdot T_{\varepsilon} \cdot \overset{P}{F}_z + {}_{B2} \overset{P}{P}_{2RS} \times T_{\theta 2} \cdot T_{\beta} \cdot T_{\varepsilon} \cdot \overset{P}{F}_{at} - \\ & T_{\theta 2} \cdot {}_{B1} \overset{P}{R}_{OE} \times {}_{B2} \overset{P}{F}_{am12} + {}_{B2} \overset{P}{R}_{AF} \times T_{\theta 4}^T \cdot {}_{B4} \overset{P}{F}_{am24} = I_2 \cdot {}_{B2} \overset{P}{\theta}_2 + m_2 \cdot \overset{P}{P}_2^* \times \overset{P}{a}_A \quad (68) \end{aligned}$$

A primeira equação de movimento do mecanismo de corte e varredura aparece na equação 68, no termo $I_2 \cdot {}_{B2} \overset{P}{\theta}_2$, onde, I_2 é o tensor de inércia e ${}_{B2} \overset{P}{\theta}_2$ é aceleração angular absoluta do setor que aparece na direção do eixo X_2 . A equação 68 representada na forma expandida é dada por:

$$\begin{aligned} \Sigma_{B2} \overset{P}{M}_A &= \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{2cmx} \\ r_{2cmz} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_2 g \end{Bmatrix} + \\ & \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{2y} \\ r_{2z} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{24x} \\ F_{24y} \\ F_{24z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} M_{24x} \\ M_{24y} \\ 0 \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} 0 \\ M_{12y} \\ M_{12z} \end{Bmatrix} + \\ & \begin{Bmatrix} r_{2rsx} \\ r_{2rsy} \\ r_{2rsz} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ R_{sz} \end{Bmatrix} + \\ & \begin{Bmatrix} r_{2rsx} \\ r_{2rsy} \\ r_{2rsz} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{atx} \\ F_{aty} \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} R_{OEx} \\ R_{OEy} \\ R_{OEz} \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} F_{am12x} \\ F_{am12y} \\ F_{am12z} \end{Bmatrix} + \\ & \begin{Bmatrix} R_{AFx} \\ R_{AFy} \\ R_{AFz} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & -\sin \theta_4 & 0 \\ \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{am24x} \\ F_{am24y} \\ F_{am24z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{2xx} & -I_{2xy} & -I_{2xz} \\ -I_{2yx} & I_{2yy} & -I_{2yz} \\ -I_{2zx} & -I_{2zy} & I_{2zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \overset{P}{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_2 \cdot g \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{2cmx} \\ r_{2cmz} \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} a_{Ax} \\ a_{Ay} \\ a_{Az} \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

4.13 Equações do equilíbrio dinâmico da faca

Finalmente são apresentados os esforços atuantes sobre a faca conforme ilustra o diagrama de corpo livre (Figura 18). Analisando as forças atuantes na faca tem-se o peso próprio ${}_I \overset{P}{P}_4$, o peso da cana ${}_I \overset{P}{P}_C$, a força de corte da cana ${}_I \overset{P}{F}_C$, as reações do vínculo do setor com a faca ${}_{B4} \overset{P}{F}_{24}$ e a força de atrito no mancal entre o pino da faca e o setor ${}_{B4} \overset{P}{F}_{am24}$.

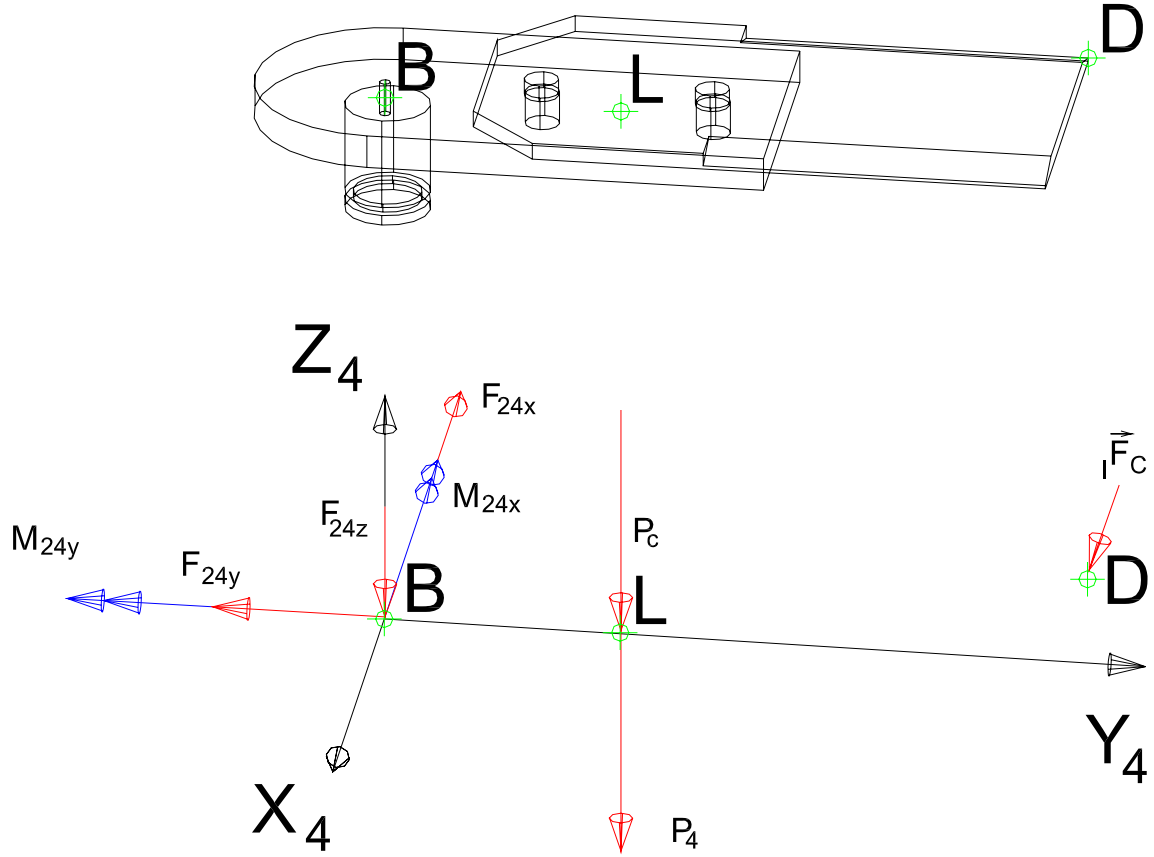


Figura 18: Diagrama de corpo livre da faca

Escrevendo a equação de Newton para a faca tem-se:

$$\begin{aligned} \Sigma_{B4} \vec{F}_4 = & T_{\theta 4} T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon} \vec{P}_4 - {}_{B4} \vec{F}_{24} + T_{\theta 4} T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon} \vec{P}_C + \\ & - {}_{B4} \vec{F}_{am24} + T_{\theta 4} T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon} \vec{F}_{co} = m_4 \cdot \vec{a}_4^* \end{aligned} \quad (69)$$

A forma expandida da equação 69 é dada por:

$$\begin{aligned} \Sigma_{B4} \vec{F}_4 = & \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_4 \cdot g \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} F_{24x} \\ F_{24y} \\ F_{24z} \end{Bmatrix} \\ & \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -P_c \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} F_{am24x} \\ F_{am24y} \\ F_{am24z} \end{Bmatrix} \\ & \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{cox} \\ F_{coy} \\ F_{coz} \end{Bmatrix} = m_4 \cdot \begin{Bmatrix} a_{4x}^* \\ a_{4y}^* \\ a_{4z}^* \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

O módulo fc da força de corte ${}_I \vec{F}_{co}$ que participa da equação 69, foi obtida do ajuste polinomial dos pontos retirados da curva da força de corte em função do tempo para colmos de cana-de-açúcar, publicada por KROES e HARRIS (1996a). A direção da força de corte ${}_I \vec{F}_{co}$ foi obtida por meio dos cosenos diretores CD_{ac2} da trajetória da ponta da faca definida anteriormente pela equação 57. Assim, o vetor força de corte fica representado pela função de corte fc , e pelo referido versor como apresentado na equação 70

$${}_I \vec{F}_{co} = fc \cdot {}_I \vec{CD}_{ac2} \quad (70)$$

A somatória de momentos na faca foi realizada com relação ao ponto B, origem do sistema B_4 , onde se encontra o vínculo da faca com o setor circular. Os momentos atuantes sobre a faca são o momento de reação do setor, o momento do peso próprio, o momento do peso da cana, o momento da força de corte e o momento do atrito no mancal. A somatória de momentos para a faca é dada pela equação 71.

$$\begin{aligned} \Sigma_{B_4} \vec{M}_B = & {}_{B_4} \vec{r}_4^* \times T_{\theta 4} T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon} {}_{B_4} \vec{P}_4 + {}_{B_4} \vec{r}_4^* \times T_{\theta 4} T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon} {}_I \vec{P}_c + \\ & {}_{B_4} \vec{P}_4 \times T_{\theta 4} T_{\theta 2} T_{\beta} T_{\varepsilon} {}_I \vec{F}_{co} + {}_{B_4} \vec{R}_{BF} \times ({}_{B_4} \vec{F}_{am24}) = {}_{B_4} I_4 \cdot {}_{B_4} \vec{\omega}_4 + {}_{B_4} \vec{\omega}_4 \times ({}_{B_4} I_4 \cdot {}_{B_4} \vec{\omega}_4) \\ & + m_4 \cdot {}_{B_4} \vec{r}_4^* \times {}_{B_4} \vec{a}_B \end{aligned} \quad (71)$$

A equação vetorial 71 inclui 3 equações algébricas uma das quais corresponde à equação de movimento da faca mecanismo de corte e varredura, representada pela aceleração angular ${}_{B_4} \vec{\omega}_4$, movimento este que se dá na direção do eixo Z_4 (Figura 18). Esta variável está associada com a autoproteção da faca na presença de obstáculos.

A forma expandida da equação 71 é dada por:

$$\begin{aligned}
\Sigma_{B4} M_B = & \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{4cmy} \\ r_{4cmz} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_4 \cdot g \end{Bmatrix} + \\
& \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{4cmy} \\ r_{4cmz} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -P_c \end{Bmatrix} + \\
& \begin{Bmatrix} 0 \\ r_{4cmy} \\ r_{4cmz} \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 \\ -\sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ 0 & -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \\ 0 & -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_c \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \\
& \begin{Bmatrix} R_{BFx} \\ R_{BFy} \\ 0 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} F_{am24x} \\ F_{am24y} \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{4xx} & -I_{4xy} & -I_{4xz} \\ -I_{4yx} & I_{4yy} & -I_{4yz} \\ -I_{4zx} & -I_{4zy} & I_{4zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \times \begin{bmatrix} I_{4xx} & -I_{4xy} & -I_{4xz} \\ -I_{4yx} & I_{4yy} & -I_{4yz} \\ -I_{4zx} & -I_{4zy} & I_{4zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \\
& \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_4 \end{Bmatrix} \cdot \left(\begin{Bmatrix} 0 \\ r_{4cmy} \\ r_{4cmz} \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} a_{cm4x} \\ a_{cm4y} \\ a_{cm4z} \end{Bmatrix} \right)
\end{aligned}$$

4.14 Considerações sobre a modelagem

Cabe ressaltar que os momentos nos mancais do rotor e do segmento e, do segmento com faca, foram desconsiderados na modelagem. A incorporação desses momentos causaria um aumento o número de incógnitas do sistema de equações (equação 7) e suas determinações teriam importância não justificada na atual fase de estudo do mecanismo.

Os resultados da simulação validados nesse trabalho, foram realizados levando em consideração a ausência da velocidade de avanço da máquina ${}_I \dot{V}_O$ e a ausência da força de corte da cana ${}_I \dot{F}_c$. No entanto, estas duas variáveis são contempladas na modelagem matemática como podem ser vistas pelas equações 28 e 69, respectivamente.

De posse das equações da modelagem (equação 8 a 71), escreveu-se de forma simbólica o programa do equilíbrio dinâmico (Anexo 1), o qual, é imprescindível para a obtenção dos resultados do programa de simulação (Anexo 2). A validação do programa de simulação por meio dos dados experimentais em diferentes condições operacionais são apresentados e discutidos no Capítulo seguinte.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Validação do modelo na condição de contato do setor com a superfície

A validação do modelo dinâmico foi planejada visando comparar os principais movimentos do mecanismo por meio de valores simulados e experimentais, simultaneamente com a força de interação do setor circular com a superfície varrida.

O modelo de simulação montado por meio das leis da dinâmica, teve como objetivo determinar os deslocamentos angulares do setor circular no plano vertical θ_2 e da faca no plano horizontal θ_4 , a força de interação do setor circular com a superfície, os esforços e momentos desenvolvidos nas articulações e no mancal de sustentação do rotor, assim como, o momento de acionamento do mecanismo. A instrumentação do mecanismo permitiu registrar as três componentes da força de reação com a placa de polietileno (F_x , F_y e F_z), a velocidade de rotação do rotor e as posições angulares θ_2 e θ_4 do setor circular e da faca, respectivamente. As velocidades de rotação ensaiadas foram de 400 e 600 rpm, valores esses localizados abaixo e acima respectivamente da rotação necessária para efetuar um corte inercial eficiente, o qual requer uma velocidade tangencial na extremidade da faca de 23 m/s (KROES e HARRIS, 1996b). A rotação necessária para atingir essa velocidade tangencial é de 508 rpm, no caso do mecanismo em estudo.

Por questões de limitações dimensionais da UE foi possível combinar as duas rotações já mencionadas, com apenas duas alturas do rotor com relação a superfície varrida ($r_{6z} = 120$ e 130 mm) e duas inclinações do rotor ($\varepsilon = -10$ e -12 graus).

A validação do modelo dinâmico foi realizado com base na oscilação vertical θ_2 do setor circular e na componente F_z da força de contato do setor com a superfície varrida. As componentes de reação F_x e F_y não foram discutidas por estarem diretamente relacionadas com F_z , por meio do coeficiente de atrito entre a superfície varrida e o setor circular.

Os valores simulados e experimentais das variáveis θ_2 e F_z estão representados nas Figuras 19 a 22 para as condições de inclinação do rotor, velocidade de rotação e altura indicadas nas mesmas. As amplitudes das curvas periódicas dessas variáveis estão sintetizadas na Tabela 1 para facilitar a análise.

Diante destes dados, verificou-se que a amplitude do ângulo de oscilação θ_2 do segmento, apresentou valores experimentais superiores aos simulados em aproximadamente 32%. Já a força F_z de reação da superfície varrida apresentou valores experimentais com desvios acima e abaixo dos valores simulados de aproximadamente 13%.

Ao analisar a Tabela 1 juntamente com as Figuras 19 e 20, observa-se que a amplitude do ângulo θ_2 diminui com o aumento da velocidade de rotação de 400 para 600 rpm e diminui também com o aumento do posicionamento em altura do disco central de 120 para 130 mm. A mudança no ângulo de inclinação do disco de -10 para -12 graus causou um pequeno aumento na amplitude do ângulo θ_2 .

Tabela1: Validação do modelo virtual por meio dos dados experimentais para as variáveis θ_2 e F_z .

		400 rpm		600 rpm		
	ε	$r6z$	Simulado	Experimental	Simulado	Experimental
Amplitude θ_2 [graus]	-10	120	7,4	11,7 ^{ns}	5,7	10,6 ^{ns}
		130	6,7	9,8 ^{ns}	4,2	8,0 ^{ns}
	-12	120	9,5	12,5 ^{ns}	7,3	10,9 ^{ns}
		130	7,6	8,8 [*]	5,4	6,8 [*]
Força Fz [N]	-10	120	1777	1522 [*]	2074	2214 [*]
		130	1200	1259 [*]	1697	1791 [*]
	-12	120	1916	1693 [*]	2654	2267 [*]
		130	1601	1310 [*]	2069	1692 [*]

ns = dados experimentais são diferentes dos dados simulados ao nível de 5% de significância

** = dados experimentais são iguais aos dados simulados ao nível de 5% de significância (Anexo 3).*

Os valores máximos da força F_z resultantes do contato com a superfície aumentam entre 400 e 500 N com o aumento da velocidade de rotação de 400 para 600 rpm. Comportamentos similares, aconteceram com a redução da altura de posicionamento do disco de 130 para 120 mm e com o aumento da inclinação do disco de -10 para -12 graus (Tabela 1 e Figuras 21 e 22). Observa-se que, um aumento de 200 rpm na velocidade de rotação do disco

ou uma redução de altura de 10 mm ou um aumento na inclinação do disco de apenas 2 graus têm efeitos da mesma ordem de magnitude sobre a força F_z , ou seja, geram um aumento de 400 a 500 N, para as condições avaliadas neste estudo.

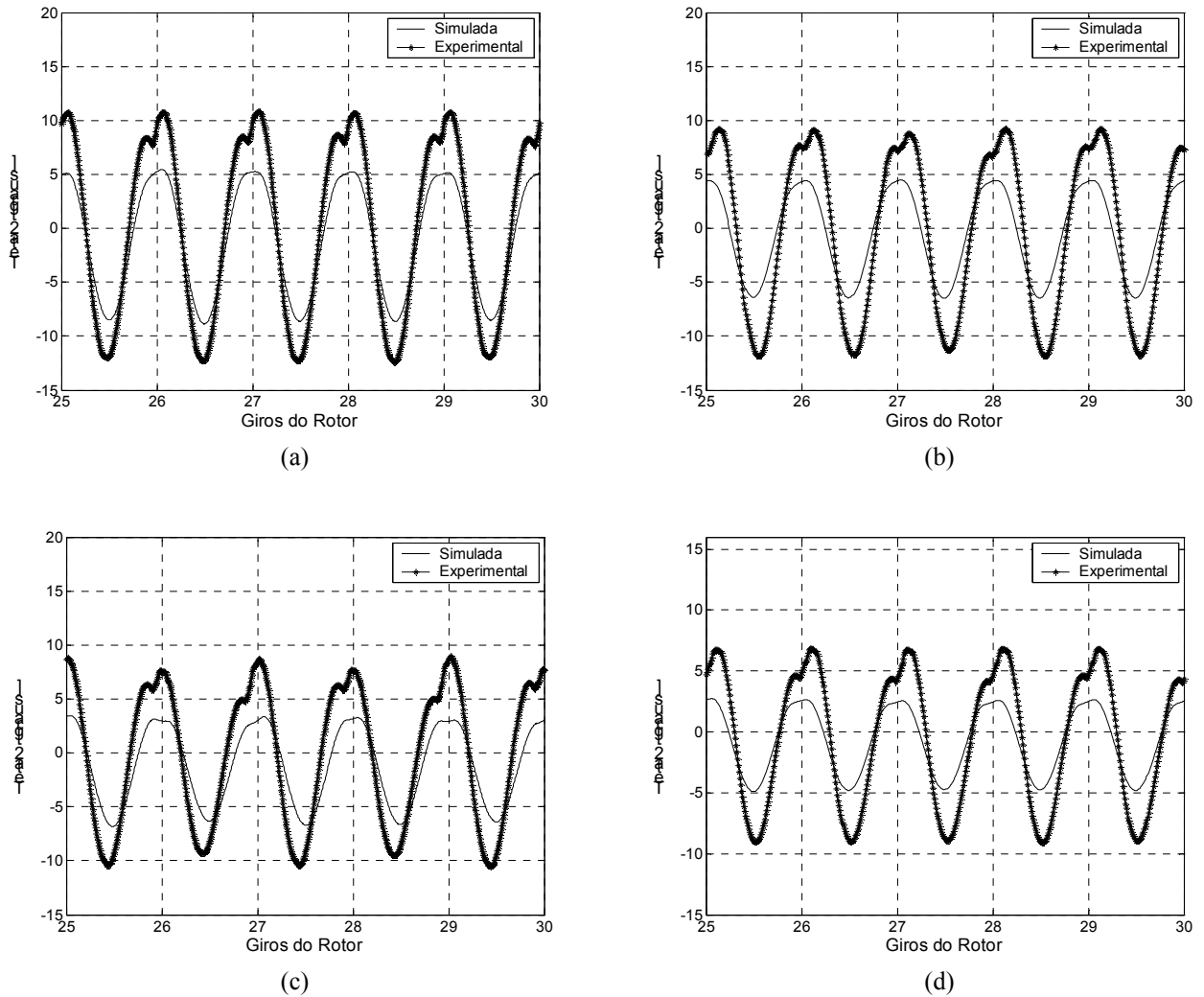
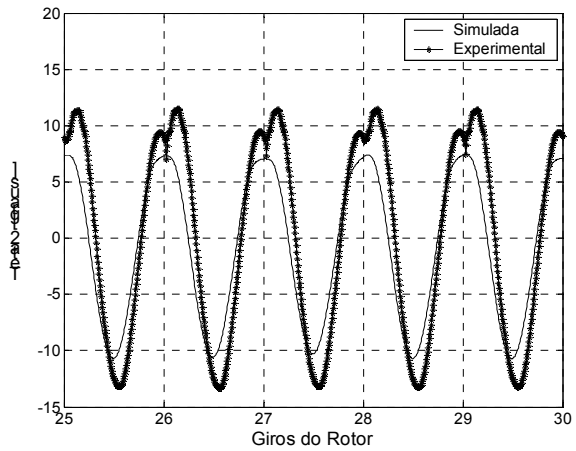
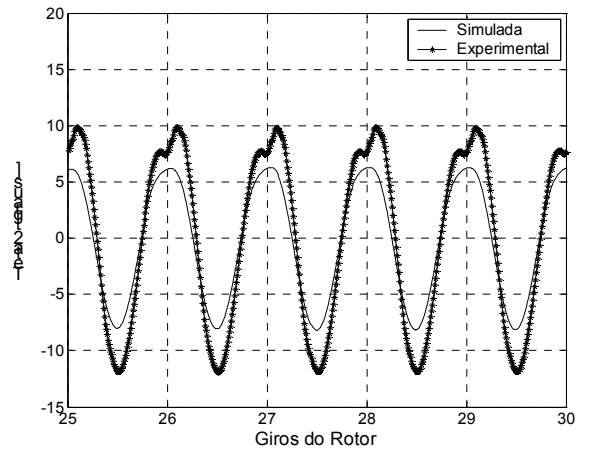


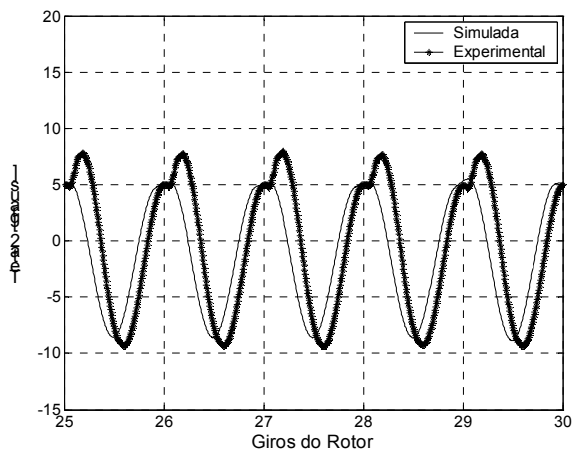
Figura 19: Oscilação vertical do setor circular com inclinação do rotor de -10 graus:
 (a) velocidade de rotação do disco = 400 rpm e altura do disco de 120 mm;
 (b) velocidade de rotação do disco = 600 rpm e altura do disco de 120 mm;
 (c) velocidade de rotação do disco = 400 rpm e altura do disco de 130 mm;
 (d) velocidade de rotação do disco = 600 rpm e altura do disco de 130 mm.



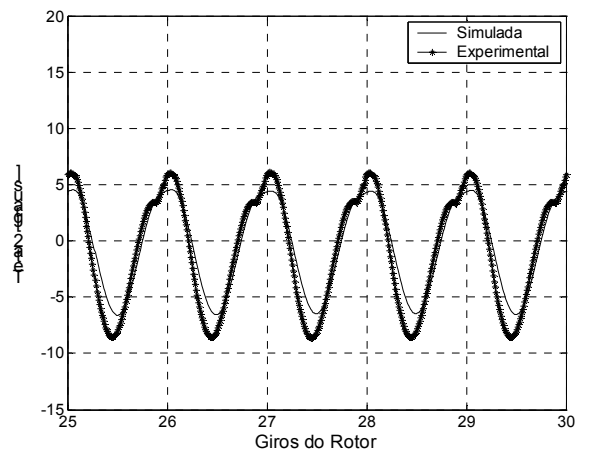
(a)



(b)



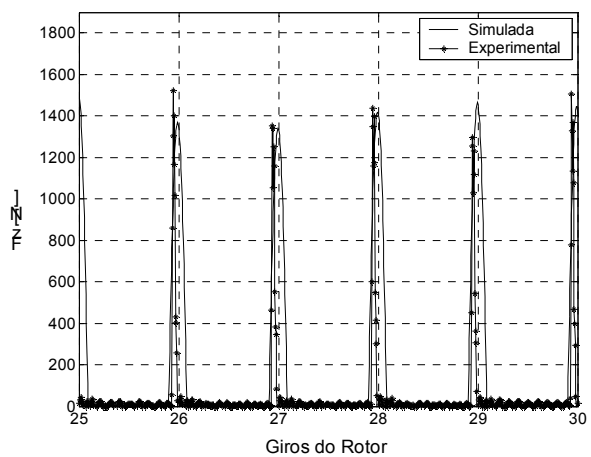
(c)



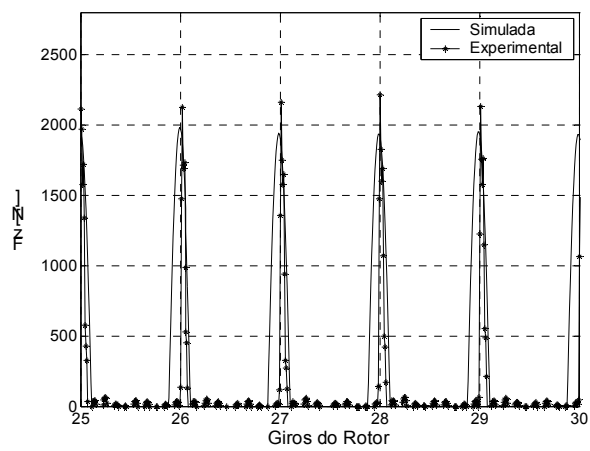
(d)

Figura 20: Oscilação vertical do setor circular com inclinação do rotor de -12 graus:

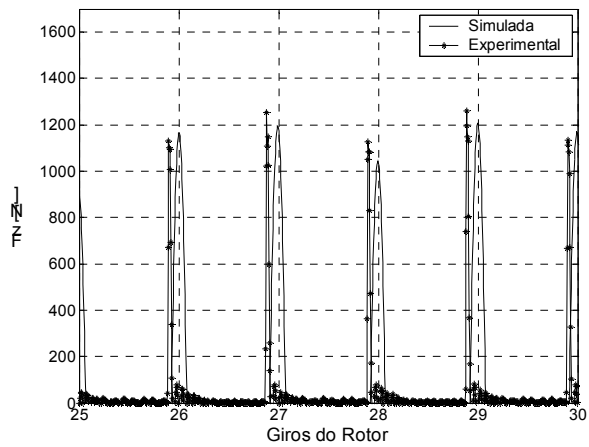
- (a) velocidade de rotação do disco = 400 rpm e altura do disco de 120 mm;
- (b) velocidade de rotação do disco = 600 rpm e altura do disco de 120 mm;
- (c) velocidade de rotação do disco = 400 rpm e altura do disco de 130 mm;
- (d) velocidade de rotação do disco = 600 rpm e altura do disco de 130 mm.



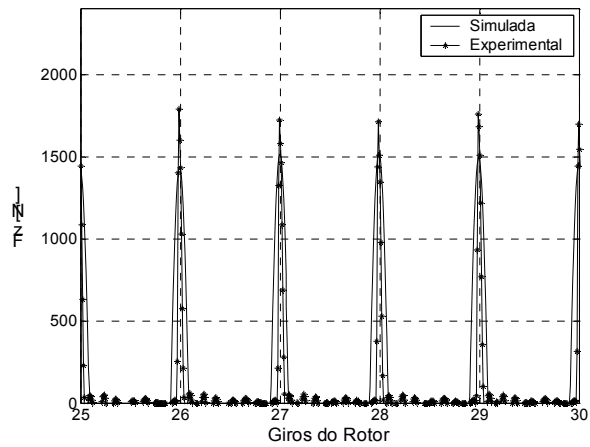
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 21: Reação vertical da placa de varredura $\varepsilon = -10$ graus:

- (a) 400 rpm e r_6z de 120 mm;
- (b) 600 rpm e r_6z de 120 mm;
- (c) 400 rpm e r_6z de 130 mm;
- (d) 600 rpm e r_6z de 130 mm.

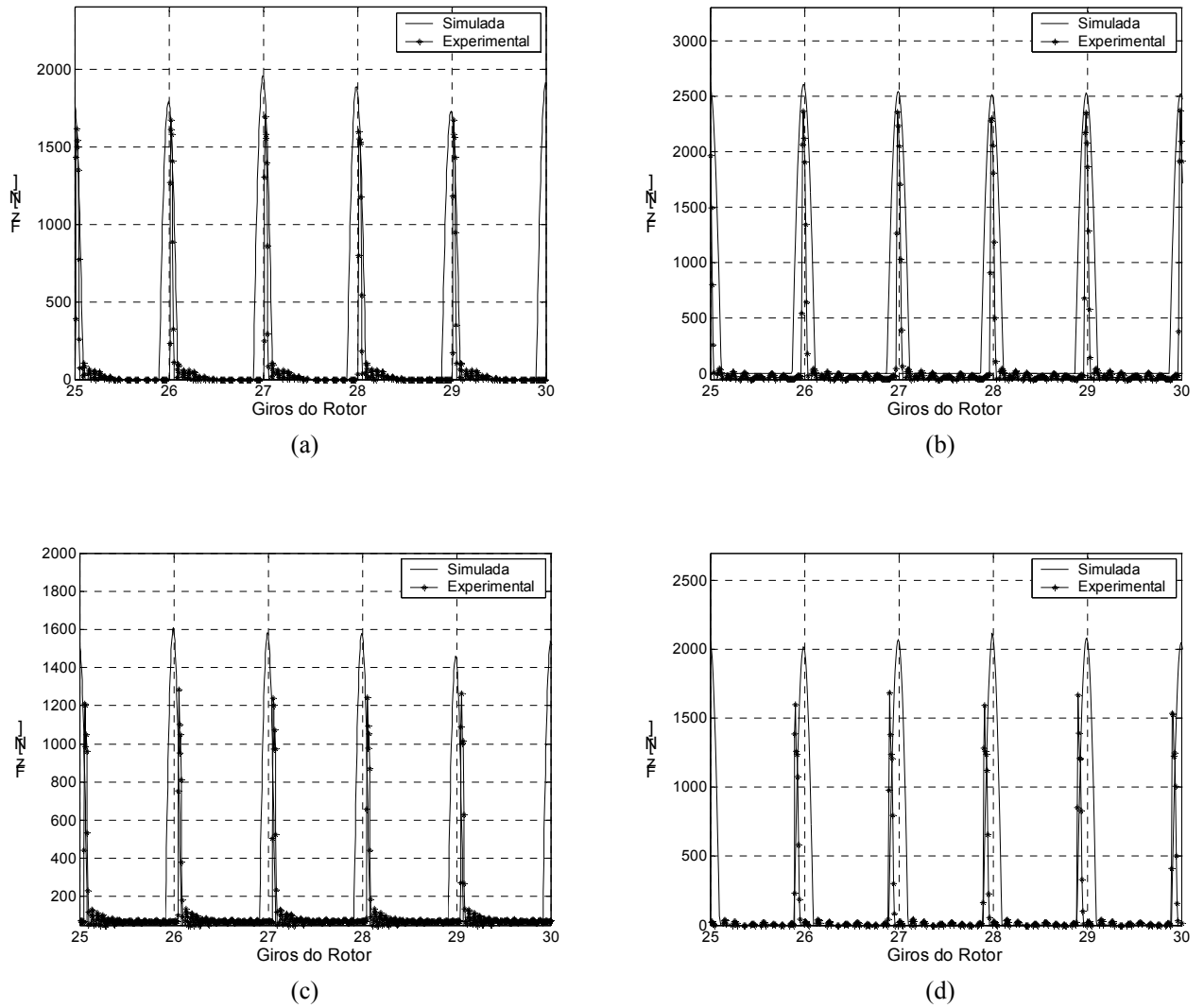


Figura 22: Reação vertical da placa de varredura $\varepsilon = -12$ graus:

- (a) 400 rpm e r_6z de 120 mm;
- (b) 600 rpm e r_6z de 120 mm;
- (c) 400 rpm e r_6z de 130 mm;
- (d) 600 rpm e r_6z de 130 mm.

As amplitudes experimentais do ângulo θ_2 apresentaram-se superiores às amplitudes simuladas (Tabela 1 e Figuras 20 e 21). No entanto, foi verificada situação inversa para F_z , ou seja, a força simulada foi superior a experimental na maioria dos casos (Tabela 1, Figuras 21 e 22). Este comportamento ocorreu em função da maior rigidez da superfície de varredura utilizada na simulação quando comparada à rigidez real da placa instalada na UE. O comportamento mecânico da superfície de varredura utilizada na simulação foi determinado

na máquina universal de ensaio, numa situação em que a placa de polietileno® estava apoiada sobre uma mesa rígida. A menor rigidez do sistema de polietileno® na UE aconteceu porque este encontrava-se sobre uma superfície móvel, com rigidez inferior à mesa da máquina de ensaio. Dessa forma, a menor rigidez da superfície de varredura na condição experimental resultou em menores forças de interação entre o setor circular e a placa e em maiores amplitudes, quando comparada com a situação da simulação. O fenômeno de impacto entre o setor circular e a superfície de varredura resulta em troca e dissipação de energia, sendo função do produto da força F_z e a deformação dos materiais em contato. Assim, a menor rigidez do material resultou em maiores deformações, aqui, representadas pela amplitude de oscilação θ_2 do setor, para um mesmo valor de energia trocada.

Uma modelagem mais apurada do comportamento mecânico da placa de polietileno®, em uma condição laboratorial, demandaria um esforço não justificado considerando que o objetivo final do mecanismo é a varredura de superfícies de solo agrícola, assunto este que se encontra em fase inicial de pesquisa.

A magnitudes dos resultados simulados apresentaram desvios com relação aos valores experimentais, no entanto, o comportamento do modelo segue o correspondente à unidade experimental. As variações na velocidade de rotação do disco, na altura de posicionamento e na inclinação do mesmo, provocam resultados qualitativamente correspondentes entre a força F_z e o ângulo θ_2 do modelo virtual e a da unidade experimental. O grau de aproximação entre o comportamento experimental e do modelo virtual tornam este último adequado para utilização em um processo de otimização do mecanismo.

Nota-se assim, que a modelagem matemática e os dados experimentais apresentaram mesma ordem de grandeza, o que possibilitou afirmar que o modelo de simulação é válido para representar o comportamento do mecanismo de corte e varredura sob as condições testadas.

5.2 Análise do desempenho simulado da varredura

O conceito de varredura adotado contempla a condição em que o setor circular encontra-se suficientemente próximo à superfície de forma que seja possível recuperar fragmentos de colmos existentes sobre o solo durante o processo de colheita.

A varredura foi analisada sob duas situações distintas durante a operação da UE, a primeira, quando o setor estava em contato com a superfície, denominada, “*altura de varredura 0*” e a outra, quando o setor estava a uma altura vertical inferior a 30 mm com relação a superfície denominada, “*altura de varredura 30*”. O primeiro caso, implica em uma situação de varredura dada pelo contato efetivo do setor circular com a superfície. Já o segundo caso, foi considerada a hipótese de que o setor circular estando a uma altura vertical inferior a 30 mm, ainda propiciaria um corte e alimentação satisfatória dos colmos.

É desejado que a amplitude de oscilação do setor seja a menor possível, para propiciar uma varredura eficiente, sem afastamentos ou afundamentos da faca no solo. Observou-se que o movimento do setor circular é periódico com frequência de oscilação igual à frequência de excitação. As amplitudes de oscilação máximas do setor simuladas variaram de 4,2 a 9,5 graus e os dados registrados na UE variaram de 6,8 a 12,5 graus (Tabela 2).

Tabela 2: Frequência de excitação e máximas amplitudes de oscilação do setor.

Frequência de excitação θ_2 [Hz]				Variação máxima de θ_2 [graus]	
400 rpm		600 rpm		Simulado	Experimental
Simulado	Experimental	Simulado	Experimental		
6,7		10,0		4,2 a 9,5	6,8 a 12,5

Ao analisar a Tabela 2, nota-se que a ordem de grandeza de θ_2 foi elevada, por se tratar de variável relacionada à varredura, cujos valores deseja-se que sejam os menores possíveis como já comentado. Porém, estas amplitudes acontecem na posição angular onde o setor circular e faca estão inoperantes, oposto à região frontal do disco não causando efeito algum em termos de corte e varredura. As máximas amplitude de θ_2 acontecem na região posterior, posição mais elevada do disco, onde há ausência de contato do setor com a superfície. Na parte frontal da trajetória, onde acontece a varredura, a oscilação θ_2 é menor.

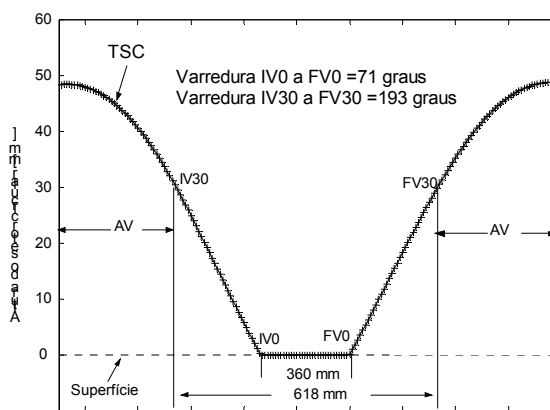
Os índices de varreduras estão apresentados pela Tabela 3. A varredura indicada na tabela corresponde à soma dos ângulos de giro para os quais a altura do setor é nula ou inferior a 30 mm. Uma visão mais detalhada da posição do setor durante o giro do rotor é apresentada nas Figuras 23 e 24. Os gráficos de varredura representam a trajetória do setor circular (TSC) durante o movimento do rotor. Na região AV a altura do setor do setor é superior a 30 mm e considera-se que não existe varredura. Entre os pontos IV30 e FV30 o setor encontra-se em uma altura inferior a 30 mm. Entre os pontos IV0 e FV0 o setor acompanha a superfície com altura nula.

Tabela 3: Ângulo de varredura do mecanismo

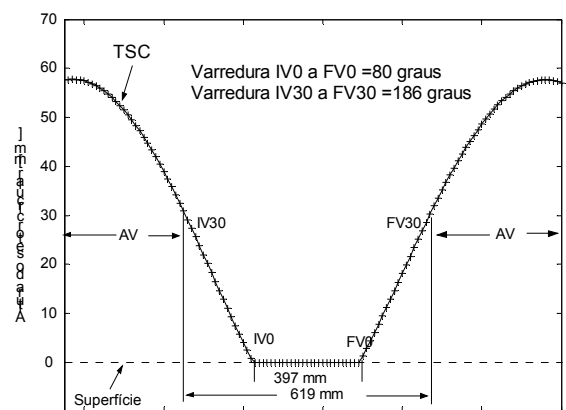
Altura de varredura	ε	r_{6Z}	rpm	
			400	600
<i>mm</i>	<i>graus</i>	<i>mm</i>	<i>graus</i>	
0	-10	120	71	80
		130	56	65
	-12	120	77	88
		130	66	74
30	-10	120	193	186
		130	164	159
	-12	120	183	179
		130	157	157

Os resultados de varredura variaram de 56 a 193 graus, valores que representam um potencial muito promissor em termos de varredura para um mecanismo de corte de base e alimentação de colhedoras como é o caso do cortador em estudo. A grande amplitude de

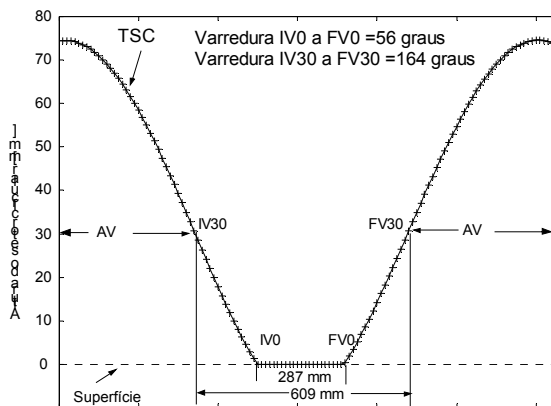
oscilação θ_2 do setor circular, Figuras 19 e 20, de aproximadamente 20 graus, acontecem fora da região frontal de corte e alimentação, razão pela qual a varredura apresenta ainda valores elevados. Nota-se ainda pela trajetória do setor que a região frontal onde ocorre contato deste com a superfície que na maioria das situações (Figuras 23 e 24) a varredura gera valores lineares superiores a 300 mm, valor este arbitrado como uma largura média da “touceira” da cana-de-açúcar. Isso reforça o elevado potencial de corte e varredura de colmos acamados pelo mecanismo proposto.



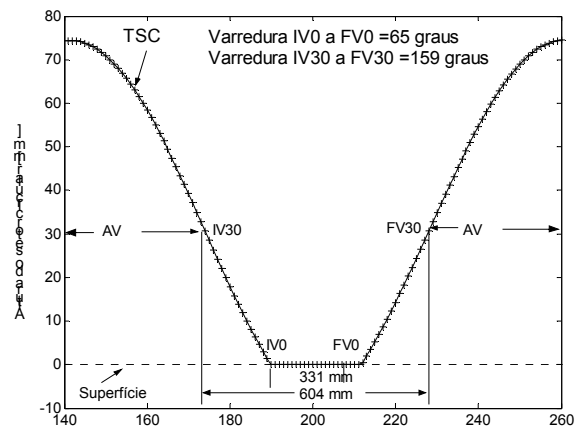
(a)



(b)



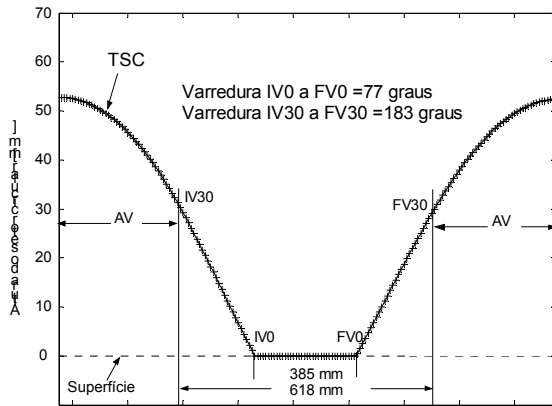
(c)



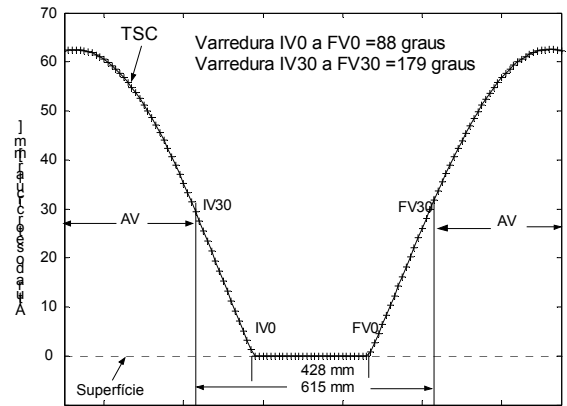
(d)

Figura 23: Altura do setor circular e varredura para uma inclinação do rotor $\varepsilon = -10$ graus:

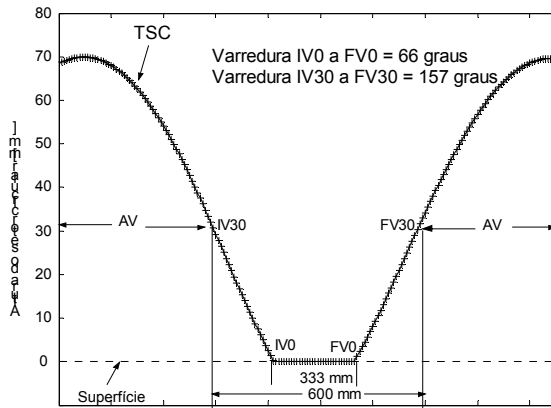
- (a) $r_{6z} = 120$ mm, 400 rpm; (b) $r_{6z} = 120$ mm, 600 rpm;
(c) $r_{6z} = 130$ mm, 400 rpm; (d) $r_{6z} = 130$ mm, 600 rpm.



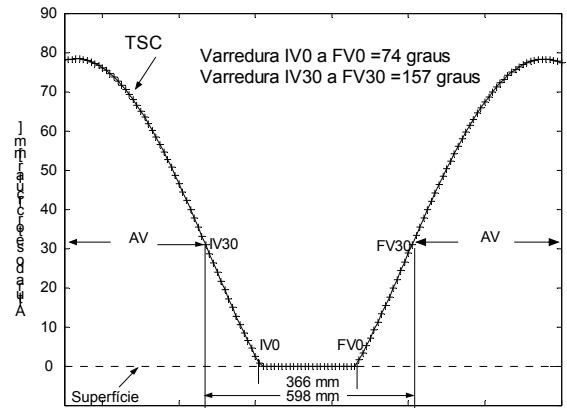
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 24: Altura do setor circular e varredura para uma inclinação do rotor $\varepsilon = -12$ graus:

- (a) $r_{6z} = 120$ mm, 400 rpm;
- (b) $r_{6z} = 120$ mm, 600 rpm;
- (c) $r_{6z} = 130$ mm, 400 rpm;
- (d) $r_{6z} = 130$ mm, 600 rpm.

A variação da altura r_6z do centro do rotor de 120 para 130 mm resultou em uma redução da varredura em aproximadamente 13 graus (Tabela 4). O aumento do ângulo de inclinação do rotor em 2 graus, que é conseguido com a mudança do ângulo ε de -10 para -12 graus, teve efeito positivo no índice de varredura aumentando-a em aproximadamente 8 graus. Verifica-se (Tabela 4) que a varredura apresenta alta sensibilidade a mudanças na altura do rotor, indicando a necessidade de um controle de posicionamento do disco automático (retroalimentado), ou um mecanismo passivo otimizado para o seguimento da superfície em condição de campo (BRAUNBECK, 2003).

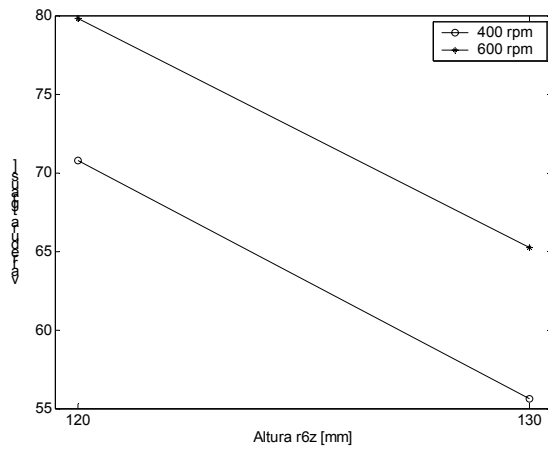
Tabela 4: Variação da varredura em função da altura e a inclinação do rotor

Rotação [rpm]	Aumentando a altura de 120 para 130 mm		Aumentando a inclinação de -10 para -12 [graus]	
	-10 graus	-12 graus	120 mm	130 mm
400	(-) 15,18	(-) 11,11	(+) 6,25	(+) 10,32
600	(-) 14,56	(-) 14,18	(+) 8,24	(+) 8,62

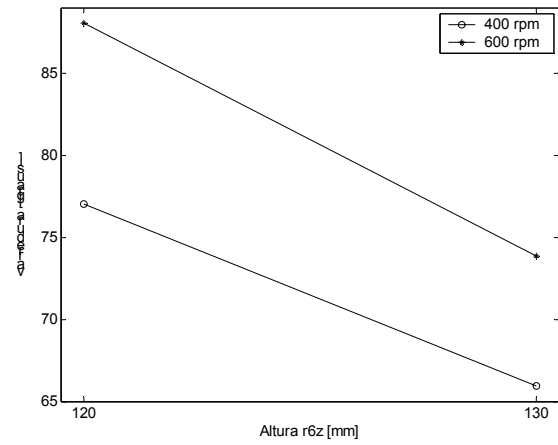
(-) diminuição da varredura; (+) aumento da varredura;

A análise das três variáveis, velocidade de rotação, inclinação e altura do disco através das Figuras 25 e 26, mostraram que a varredura aumenta com a velocidade de rotação e com a inclinação do rotor e diminui com a altura do rotor. Em contrapartida o aumento da varredura provocou um aumento da força de reação F_z , variável associada a movimentação e incorporação de terra ao material colhido. A magnitude da força de reação da superfície varrida deve reduzir com o setor interagindo com superfícies menos rígidas, como é o caso do solo agrícola. O dimensionamento do “*patim de apoio*” do setor com o solo deverá levar em consideração os efeitos descritos da altura, inclinação e velocidade de rotação para obter comportamentos de varredura e compactação aceitáveis.

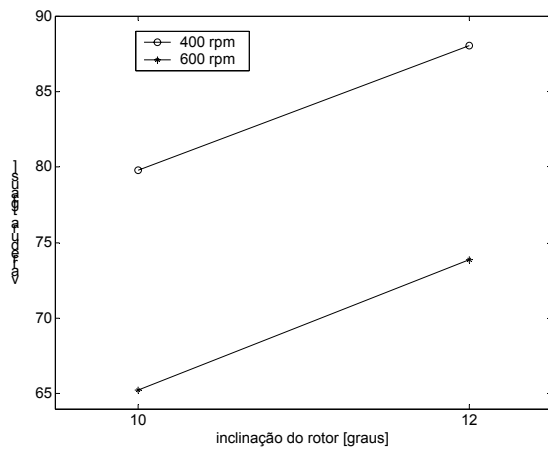
É possível identificar mudanças potenciais a serem introduzidas no projeto do setor circular com vistas a uma redução na sua amplitude de oscilação com o aumento da varredura por meio da teoria de vibração forçada (Thonson, 1978). Pode-se obter uma diminuição da amplitude de oscilação do ângulo θ_2 aumentando a relação ϖ/ϖ_n entre a frequência de excitação e a frequência natural do setor circular. Essa relação é de 8,4 para uma rotação de 508 rpm e a frequência natural de oscilação do setor circular de 1 Hz (Figura 27). A frequência de oscilação livre do setor foi determinada experimentalmente com o setor em posição vertical oscilando em movimento pendular. A curva da Figura 27 mostra um movimento amortecido subcrítico com frequência de 1Hz. O aumento da relação de frequência ϖ/ϖ_n demandaria uma redução da frequência natural ϖ_n , que poderia ser conseguida com o aumento da massa do setor circular. No entanto, essa alteração deve resultar em aumento da força de reação da placa F_z , cuja magnitude deve ser quantificada para verificar se é aceitável em termos da compactação do solo. Esta análise conjunta das amplitudes de θ_2 e F_z só pode ser feita com dados específicos do comportamento mecânico de uma superfície de solo. A magnitude de aproximadamente 2000 N apresentada pela força F_z nos ensaios, embora elevada, deve apresentar redução drástica com o setor circular interagindo com a superfície do solo, no lugar de interagir com a placa de polietileno®, isto em função da menor rigidez do solo com relação a superfície ensaída.



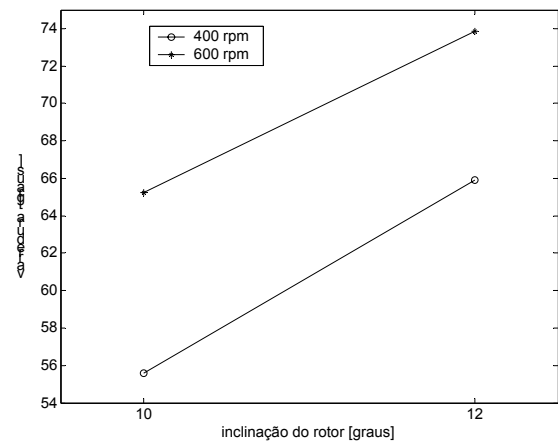
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 25: Variação da varredura rente à superfície:

(a) ε de -10 graus;

(b) ε de -12 graus;

(c) r_{6z} de 120 mm;

(d) r_{6z} de 130 mm.

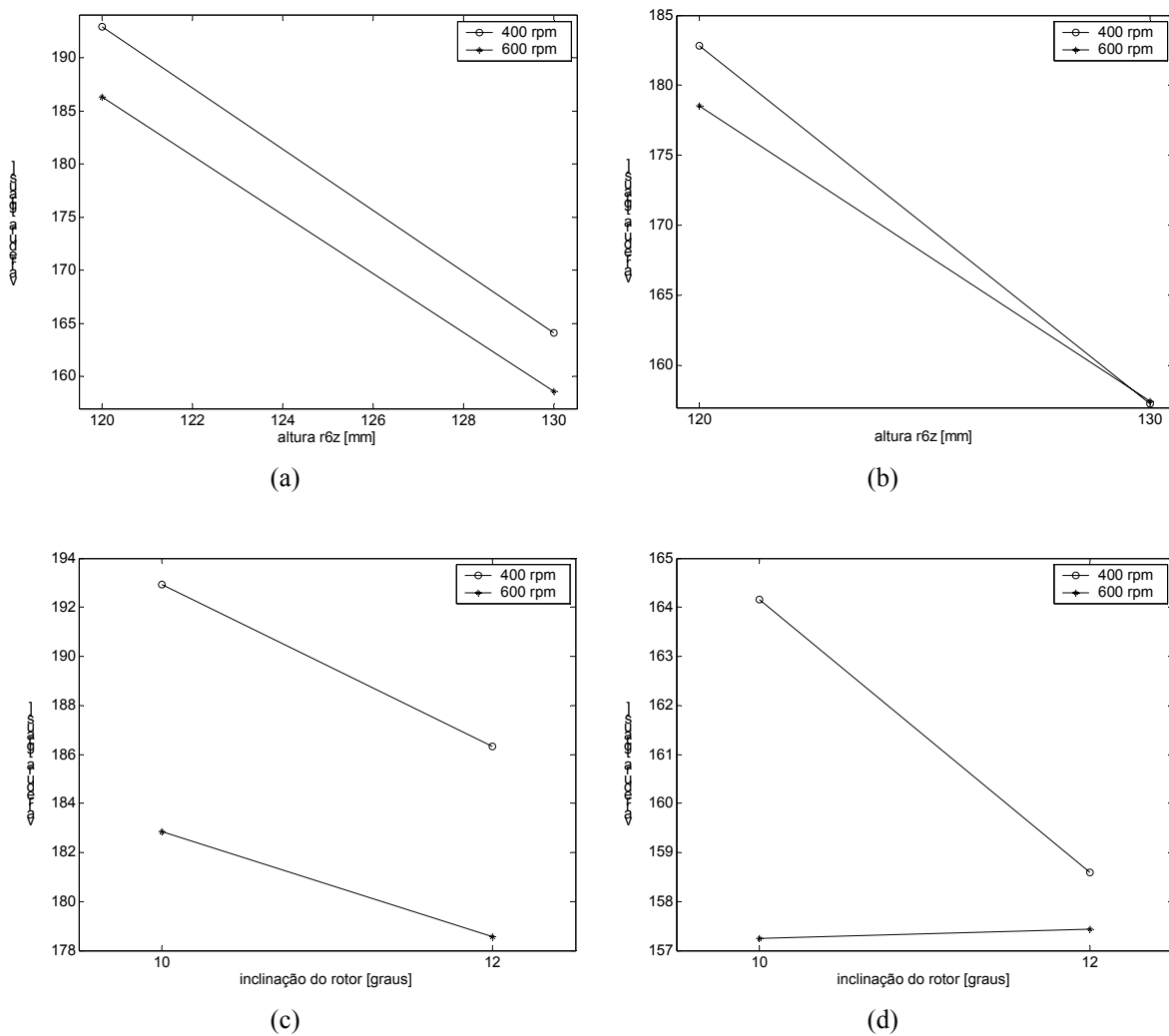


Figura 26: Variação da varredura em 30 mm:

(a) ε de -10 graus;

(b) ε de -12 graus;

(c) r_{6z} de 120 mm;

(d) r_{6z} de 130 mm.

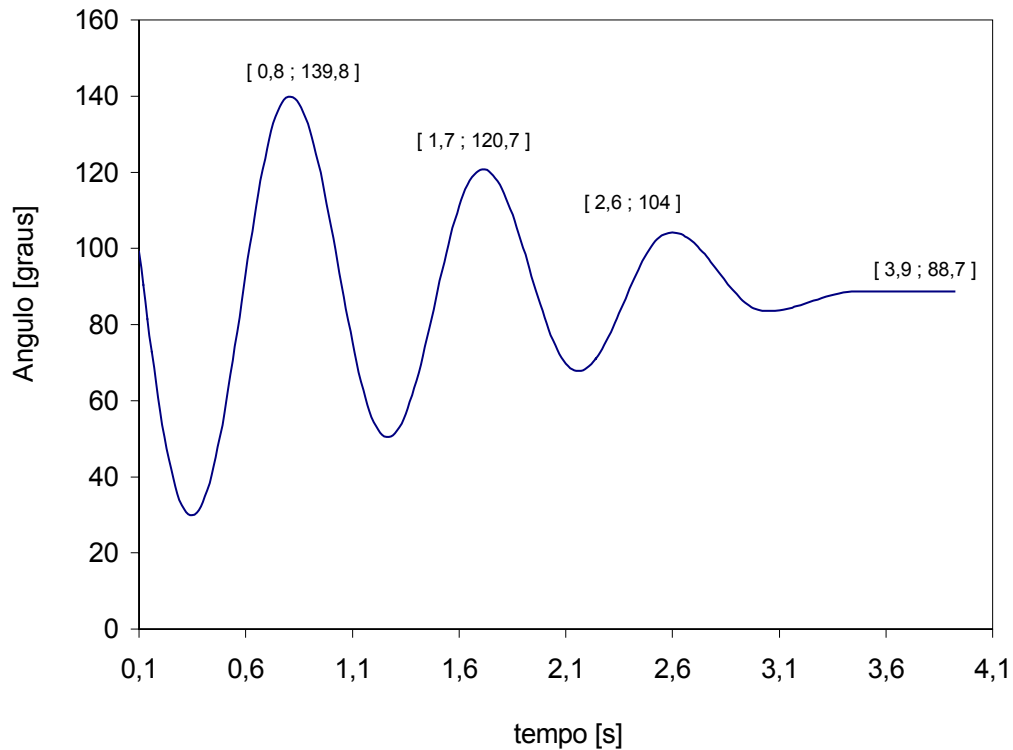


Figura 27: Oscilação livre do setor circular em posição vertical.

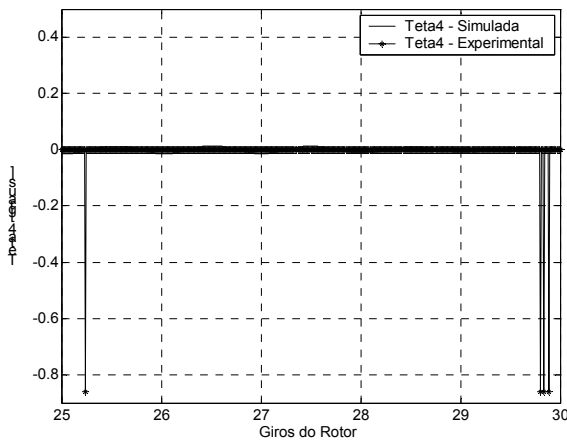
5.3 Validação do modelo na condição de ausência de contato com a superfície

Neste item são apresentados os resultados do movimento do mecanismo livre de contato entre o segmento e a superfície de varredura. Esta condição é conseguida posicionando o rotor paralelo ao plano horizontal, ou seja, utilizando um ε igual a zero grau.

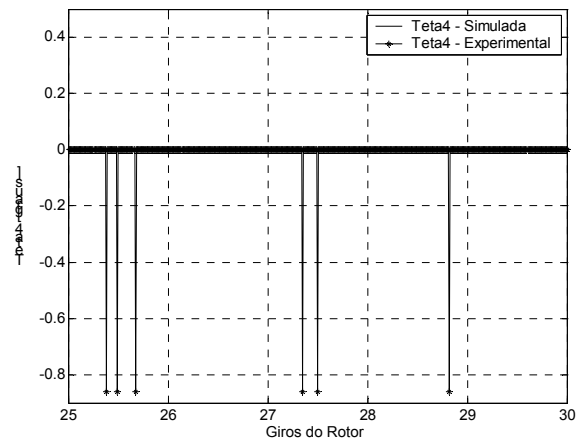
A oscilação θ_4 da faca, nas rotações de 400 e 600 rpm, tanto na simulação quanto no ensaio experimental (Figura 28), apresentaram características semelhantes com valores próximos de zero grau. Isso implica que a faca não apresentou variações angulares significativas durante a simulação e o ensaio experimental para todas as condições de ensaio discutidas neste trabalho. Isso ocorreu pela falta de resolução dos equipamentos da instrumentação (potenciômetro e condicionador de sinais “Spider”) para pequenas variações angulares, motivo pelo qual não se discutiu a variável θ_4 ao longo deste capítulo. O comportamento das curvas experimentais e simuladas apresentaram a mesma ordem de grandeza tanto para 400 como para 600 rpm, as pequenas perturbações que acontecem na curva experimental de θ_4 estima-se que estão relacionadas com ruídos no sinal, já que não há

justificativa física para esse comportamento. O comportamento de θ_4 representa um desempenho desejado para a atual fase de desenvolvimento deste trabalho, que é a ausência de oscilação (Figura 28).

A oscilação θ_2 do setor, na situação do rotor posicionado a zero apresentou valores de amplitudes desprezíveis na curva simulada e sofreu pequenas variações na curva experimental que possivelmente estão relacionadas com ruídos no sinal (Figura 29). No entanto, como era desejado em termos de validação do modelo matemático, os dados experimentais e simulados apresentaram mesma ordem grandeza em ambos os casos.

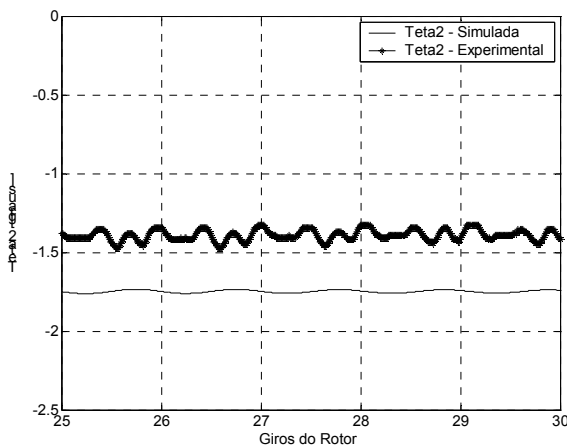


400 rpm

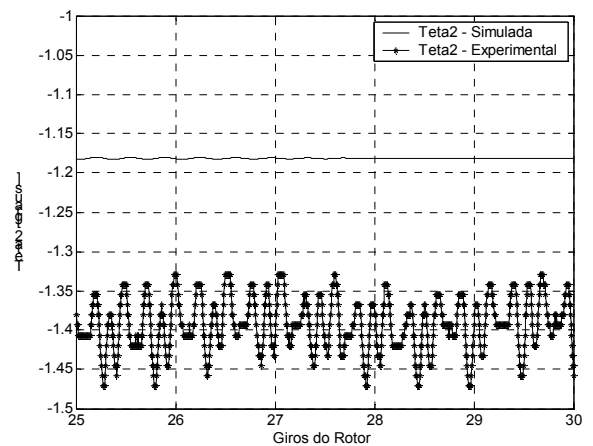


600 rpm

Figura 28: Oscilação horizontal da faca com θ_4 com $\varepsilon = 0$ graus.



(a) 400 rpm



(b) 600 rpm

Figura 29: Oscilação no plano vertical do setor com θ_2 com $\varepsilon = 0$ graus.

Os resultados apresentados do mecanismo passivo de varredura e corte, avaliado em termos da varredura por meio das variáveis velocidade de rotação, altura e a inclinação do rotor com relação a superfície, permitiram chegar as seguintes conclusões.

6 CONCLUSÕES

- 1- A tese proposta no sentido de melhorar o processo de acompanhamento da superfície do solo mostrou-se válida, e possível de efetuar uma varredura eficiente.
- 2- A unidade experimental não apresentou afastamentos significativos com a superfície mostrando um potencial promissor para varredura e alimentação de culturas acamadas.
- 3- O comportamento dinâmico do setor circular e da faca oscilante foi adequadamente estimado pelo modelo desenvolvido.
- 4- Mudança nas variáveis de projeto estudadas, acompanhadas ao aumento da varredura, resultaria no aumento da carga de interação entre o setor circular e a superfície varrida.
- 5- O desempenho de varredura observado e simulado foi satisfatório, não justificando a introdução de modificações definidas por técnicas de otimização, antes de que o mecanismo seja submetido a condições de campo.
- 6- Entre as variáveis de projeto que afetam a varredura, e que são passíveis de alteração podem-se destacar em ordem de importância, a altura de posicionamento do disco r6z, a inclinação do disco central e a frequência natural de oscilação do setor circular.
- 7- A alta sensibilidade apresentada pela varredura com relação à altura de posicionamento do disco, evidencia a necessidade de se utilizar um recurso bastante preciso de posicionamento da altura do mecanismo com o solo. Tal posicionamento pode ser viabilizado por um mecanismo de quatro barras otimizado ou por recursos automáticos de controle.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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**. UK, v.17, n.1, p.495 - 506, 1999.

BRAUNBECK, O. A. Redução de custos na colheita mecânica de cana-de-açúcar. **Jornal da cana**. Seção técnica, Ribeirão Preto, p.54-56, set., 1999.

BRAUNBECK, O. A. Modelagem, simulação, otimização e construção de cortador basal, seguidor do perfil do solo em processos de colheita. **Relatório final de pesquisa**. Processo FAPESP nº 99/04745-1, Campinas: UNICAMP, p.30, 2001.

BRAUNBECK, O. A.; MAGALHÃES, P. S. G. Seguimento do perfil do solo no corte e/ou levantamento de produtos agrícolas rasteiros. **Engenharia Agrícola e Ambiental**. Campina Grande, v.6, n.1, p.151-158, 2002.

BRAUNBECK, O. A. Varredura do solo na colheita de cana-de-açúcar utilizando disco com segmentos articulados: modelagem e validação experimental. **Relatório final de pesquisa**. Processo FAPESP nº 01/05910-8, Campinas: UNICAMP, p.31, 2003.

CHATTOPADHYAY, P. S.; PANDEY, K. P. Effect of knife and operational parameters on energy requerent in flail forage harvesting. **Journal Agricultural Engineering Research**. UK, v.73, n.3, p.12, 1999.

CONTRERAS, G. A. M.; BRAUNBECK O. A. Otimização de mecanismos articulados para o seguimento do perfil do solo In: Encontro de usuários do Adams, 1. **Anais...**, São Paulo, 1996.

CONTRERAS, G. A. M. **Otimização de um mecanismo articulado para o levantamento de plantas e seguimento do perfil do solo em processos de colheita**. 90p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 1997.

COPERSUCAR. Colheita mecanizada de cana de cana picada: avaliação de perdas visíveis e estilhaços nos sistemas da colhedora. **CTC/DCEA**, Piracicaba, 1988.

DE BEER, A.G.; BOEVEY, T.C. Losses incurred when chopper-harvesting sugarcane. In: International Society of the Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 1977, v.12, n.2, p.2115-2126.

FURLANI NETO, V. L.. **Colhedora de cana-de-açúcar (saccharum spp): avaliação em canaviais com e sem queima prévia**. 110p. Tese (Doutorado) - Escola de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade Estadual de São Paulo, Piracicaba. 1995.

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** v.14 n.6 jul-ago/1996.

GUPTA, C. P.; ODUORI, M. F. Design of the revolving knife-type sugarcane basecutter. **Transactions of the ASAE**, v.35, n.6, p.1747-1752, 1992.

HARRIS H.; MELLO R. C. Kinematics blade shapes and edges for alternative basecutter configurations. In: Australian Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 1999, v.21, p.185-190.

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. In: Australian Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 1979, v.1, p.18-25.

HUMMEL, J. W.; NAVE, W. R. Impact cutting of soybean plants. **Transactions of the ASAE**. USA, v.22, n.1, p.35-39, 1979.

IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

< <http://www.ibge.gov.br/ibge/estatistica/indicadores/agropecuaria/lspa/> > , Acesso em: 12 mar. 2002.

IGE M. T.; FINNER M. F. Optimization of the performance of the cylinder type forage harvester cutterhead. **Transactions of the ASAE**. USA, v.19, n.3, p.455-460, 1976.

IZUMI, H.; AKINAGA, C. Studies on sugar cane harvesters the cutting resistance of sugar cane stalk-IV. The geometric and kinematic parameters that influence the cutting resistance the sugar stalk. **Bulletin of the College of Agriculture**, University of the Ryukus, Okinawa, Japan, 1975.

JORNALCANA. **Indicadores de produtividade da cana-de-açúcar**.

<<http://www.jornalcana.com.br>>. Acesso em: fev. 2001.

KROES, S.; HARRIS, H.D. Parameters on the quality of cut. In: Australian Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 1994, p.169-177.

KROES, S.; HARRIS, H.D. Cutting force and energy during an impact cut of sugar cCane stalks. In: International Conference on Agricultural Engineering. **Proceedings...**, Madrid, 1996a, v.1, 96A-035.

KROES, S.; HARRIS, H.D. Knockdown causes major damage to cane during harvesting. In: Australian Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 1996b. p.137-144.

LIMA, L.T. Fatores que influenciam na colheita mecânica. In: Seminário de Colheita Mecânica. In: **Anais...**, Ribeirão Preto, 1994.

LOPES G. T. **Proposta de um cortador ótimo de altura da plataforma de corte de colhedoras**. 282p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 1999.

MAGALHÃES, P.S.G; BRAUNBECK O. A. **Colheita de Cana-de-Açúcar**: Atualidade e Perspectiva. In: Congresso de Ingeniería Rural y Mecanización Agraria en el Ambito Latinoamericano. La Plata - Argentina, p. 262-271 1998.

McRANDAL, D. M.; McNULTY, P. B. Impact cutting behavior of forage crops: part I mathematical models and laboratory tests. **Journal Agricultural Engineering Research**. UK, v. 23, p.313-328, 1978a.

McRANDAL, D. M.; McNULTY, P. B. Impact cutting behavior of forage crops: part II field tests. **Journal Agricultural Engineering Research**. U.K., v. 23, p.328-338, 1978b.

MELLO R. C.; HARRIS H. Cane damage and losses for conventional and serrated basecutter blades. In: Australian Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 2000, v.22, p.84-91.

MELLO R. C.; HARRIS H. Angled and serrated blades reducedamage, force and energy for harvester basecutter. In: Australian Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 2001, v.23, p.212-218.

NEVES, J. L. M.; MARCHI, A. S.; PIZZINATO, A. A. S.; MENEGASSO, L. R. Comparative testing of floating and a conventional fixed base cutter. In: International Society of Sugar Cane Technologists, 24. **Proceedings...**, Brisbane, 2001, v.2, p.257-262.

NEVES, J. L. M. **Avaliação de perdas invisíveis em colhedoras de cana-de-açúcar picada e alternativas para sua redução**. 213p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2003.

O'DOGHERTY, M.J. A review of research on forage chopping. **Journal Agricultural Engineering Research**. UK, v. 27, n.2, p.267-289, 1982.

O'DOGHERTY, M.J.; GALE, G. E. Laboratory of the dinamic behavior of grass, straw and polystyrene tube during hight-speed cutting. **Journal Agricultural Engineering Research**. UK, v.49, p.33-57, 1991.

OLIVEIRA, C. A. A.; BRAUNBECK, O. A., VOLPATO, C. E. S. Simulação dinâmica de um mecanismo de disco segmentado para o corte e alimentação de gramíneas em operações de colheita. **Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola**. 28, Pelotas: Ufpel, jul. 1999, CD-Rom.

OLIVEIRA, C. A. A.; BRAUNBECK, O. A. Otimização do cortador basal com discos segmentados para a colheita de gramíneas – análise dinâmica. In: Workshop da Pós-Graduação da Feagri, tecnologia para o desenvolvimento agrícola sustentável. 3, **Cadernos de Resumos...**, set. 2000. Campinas, p.115-116.

OLIVEIRA, C. A. A.; BRAUNBECK, O. A., VOLPATO, C. E. S. Uso de modelagem e otimização no aprimoramento da varredura de um rotor de corte basal com movimento vertical das facas. **Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola**. 30, Foz do Iguaçu, jul. 2001, CD-Rom.

OMETTO, M.C. Desempenho da colhedora Engeagro. **Revista da STAB**. Piracicaba, v. 12, n.3, p.21-24, 1994.

PRADO, M.; COSTA NETO, A. Protótipo virtual: um novo conceito no desenvolvimento de projetos mecanismos. In: Encontro de usuários do Adams, 1. **Anais...**, São Paulo, 1996.

PRASAD, J.; GUPTA, C. P. Mechanical properties of maize stalk as related to harvesting. **Journal Agricultural Engineering Research**. UK, v.20, p.79-87, 1975.

RIDGE, D. R.; DICK, R. G. Current research on green cane harvesting and dirt rejection by harvesters. In: Australian Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 1988. v.19, p.19-25.

RIDGE, D. R. Minimizing the problem of soil in chopper harvester cane. In: International Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 1990, v.16, p.315-323.

RIDGE, D. R.; DICK, R. G. Soil intake with cane during chopper harvesting: minimizing the problem. In: Australian Society of Sugar Cane Technologists. **Proceedings...**, 1992. v.14, p.25-30.

RIDGE, D. R. Reducing dirt levels in cane. **Australian cane grower**, p.33, may, 1994.

RIPOLI, T.C.; PARANHOS, S.B. **Máquinas para corte e carregamento de cana-de-açúcar**. Piracicaba: Centro Acadêmico Luiz de Queiroz, ESALQ-USP, 1990.

RIPOLI, T.C.; ALVES BERTO, P.R. Avaliação do desempenho de colhedoras de cana-de-açúcar na Região de Campos, RJ. **Revista Brasil Açucareiro**, ano 49, v.97, FGV, n.2, p.92-103, 1991.

SANTA, W. D. **Estudo da modelagem matemática para otimização das condições de usinagem**. 146p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas. 1989.

SANTOS, I. F. **Dinâmica de sistemas mecânicos: modelagem, simulação, visualização e verificação**. São Paulo: Makrow Books, 2001.

TAMBOSCO, N.; TEIXEIRA, J. B. P.; GERALDI FILHO, L.; USTULIN, E. J.; HENRIQUE, J. L. P.; ALONSO, O.; CORREIA, W.J.; FRANCESCHI, L. R.; GERALDI, R. N.; SALATA, J. C.; SERRA, G. E. Trash in mechanical and manual harvester of sugar cane. In: International Society of the Sugar Cane Technologists, 16. **Proceedings...**, São Paulo, 1978, p.1975-1979.

Thomsom W. T. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência, 1978.

TUCK, C. R.; O'DOGHERTY, M. J.; BAKER D. E.; GALE, G. E. Laboratory studies of the performance characteristics of mowing mechanisms. **Journal Agricultural Engineering Research**. UK, v.50, p.61-80, 1991a.

TUCK, C. R.; O'DOGHERTY, M. J.; BAKER D. E.; GALE, G. E. Field experiments to study the performance of toothed disc mowing mechanisms. **Journal Agricultural Engineering Research**, UK, v.50, p. 93 – 106, 1991b.

ÚNICA. União da agroindústria canavieira do Estado de São Paulo.

<http://www.unica.com.br/presenca_unica/presenca_unica.htm>. Acesso em: out. 2001.

ÚNICA. União da agroindústria canavieira do Estado de São Paulo.

<http://www.unica.com.br/pages/agroindustria_alta.asp>. Acesso em: jan. 2004.

VOLPATO, C. E. S. **Otimização de um cortador de base flutuante para seguimento de perfil do solo em colhedoras de cana-de-açúcar**. 185p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2001.

Anexo 1: Programa do Equilíbrio Dinâmico pelo Método de Newton-Euler

Anexo 1a: Programa do Equilíbrio Dinâmico

```
% nome do programa : dinamica1802.m
clear all
syms m1 m2 m4 mca dm12 dm24 Rs p g mi mim k12x k24z
syms r1y rcm1 r2cmx r2cmy r2cmz r2y r2z r4cmx r4cmy r4cmz
syms r4x r4z rsz r6z r2rsx r2rsy r2rsz r1z rp12 rp24 r4y Vmaq
syms Teta2 Teta2M Teta2P Teta2PP Teta4 Teta4M Teta4P Teta4PP
syms Beta BetaP Epsi SFa12 SFa24 LF24H LF12V CDFN12z CDFN24z
syms CDtgx CDtgy CDtgz CDnrx CDnry CDnrz CDFN12x CDFN12y
syms CDtg1x CDtg1y CDtg1z CDtg2x CDtg2y CDtg2z CDFN24x CDFN24y
syms Fco F1x F1y F1z F12x F12y F12z F24x F24y F24z
syms CDF122x CDF122y CDF122z CDF244x CDF244y CDF244z
syms M1x M1y M1z M12y M12z M24x M24y
syms I1xx I1xy I1xz I1yx I1yy I1yz I1zx I1zy I1zz ; % Tensor de Inércia do Rotor
syms I2xx I2xy I2xz I2yx I2yy I2yz I2zx I2zy I2zz ; % Tensor de Inercia do Setor
syms I4xx I4xy I4xz I4yx I4yy I4yz I4zx I4zy I4zz ; % Tensor de Inércia da Faca

%%%%%%%%%% MATRIZES DE TRANSFORMAÇÃO DE COORDENADAS %%%%%%%%%%%

% Base 0 - B0 - Gira com o Rotor em Epsilon, sem girar em BetaP, (Origem no Centro do Rotor)
% Base 1 - B1 - Gira com o Rotor em Beta (Origem no Centro do Rotor)
% Base 2 - B2 - Gira com o Setor na bucha horizontal (Origem no Centro da Bucha Horizontal)
% Base 4 - B4 - Gira com a Faca na bucha vertical (Origem no Centro da Bucha Vertical)
TE = [ 1 0 0 ; 0 cos(Epsi) sin(Epsi) ; 0 -sin(Epsi) cos(Epsi) ] ; % B1--> B0
TB = [cos(Beta) sin(Beta) 0 ; -sin(Beta) cos(Beta) 0 ; 0 0 1 ] ; % B0--> B1
TT2 = [ 1 0 0 ; 0 cos(Teta2) sin(Teta2) ; 0 -sin(Teta2) cos(Teta2) ] ; % B1--> B2
TT4 = [cos(Teta4) sin(Teta4) 0 ; -sin(Teta4) cos(Teta4) 0 ; 0 0 1 ] ; % B2--> B4
Axl = simple( TT4 * TT2 * TB * TE ) ; % Transforma da (Base-1) para a (Base-4)

%%%%%%%%%% VELOCIDADES E ACELERAÇÕES ANGULARES %%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%% ROTOR e Base-1 %%%%%%%%%%%
OmegaB1 = [ 0 ; 0 ; BetaP ] ; % Vel. Ang. Abs.do Rotor e da Base-1 (Base-1)
OmegaBP1 = [ 0 ; 0 ; 0 ] ; % Acel.Ang. Abs.do Rotor e da Base-1 (Base-1)
%%%%%%%%%% Setor e Base-2 %%%%%%%%%%%
Omega22 = TT2 * OmegaB1 + [Teta2P ; 0 ; 0] ; % Vel. Ang. Abs. do Setor e da Base-2 (Base-2)
Omega2P2 = diff(TT2,Teta2)* Teta2P * OmegaB1 + [Teta2PP ; 0 ; 0] ; % Acel.Ang. Abs. do Setor e da Base-2 (Base-2)
%%%%%%%%%% FACA e Base-4 %%%%%%%%%%%
Omega44 = TT4 * TT2 * OmegaB1 + TT4 * [Teta2P ; 0 ; 0] + [ 0 ; 0 ; Teta4P ] ;
% Vel. Ang. Abs. da Faca e da Base-4 (Base-4)
Omega4P4 = diff(TT4, Teta4) * Teta4P * TT2 * OmegaB1 + TT4 * diff(TT2,Teta2)* Teta2P * OmegaB1 + ...
diff(TT4, Teta4) * Teta4P * [Teta2P ; 0 ; 0] + TT4 * [Teta2PP ; 0 ; 0] + [ 0 ; 0 ; Teta4PP ] ;

%%%%%%%%%% POSIÇÃO DAS ORIGENS DAS BASES LOCAIS e CG's das PEÇAS %%%%%%%%%%%
r11 = [ 0 ; r1y ; r1z ] ; % Origem da Base 1 ate a origem da Base-2
r11i = TE.* TB.* r11 ;
r22 = [ 0 ; r2y ; r2z ] ; % Origem da Bases-2 ate a origem da Base-4
r2cm2 = [r2cmx; r2cmy; r2cmz] ; % Centro de massa do setor na Base-2
r44 = [ r4x ; r4y ; r4z ] ; % Ponta da FACA
r2Rs2=[ r2rsx ; r2rsy ; r2rsz ] ; % Ponto de reação da Placa no Setor (Base-2)
r2Rsi= TE.* TB.* r11 + TE.* TB.* TT2.* r2Rs2 ; %Ponto de reação da Placa no Setor (Base-1)
rpfi= TE.* TB.* r11 + TE.* TB.* TT2.* r22 + ...
TE.* TB.* TT2.* TT4.* r44 ; %posiciona a ponta da faca

CDF122 = [ CDF122x ; CDF122y ; CDF122z ] ;
Rae = - rp12 * CDF122 ; % vetor na base 2
Roe = r11 + TT2.* Rae ; % Atrito no mancal - Ponto de aplicacao
```

```

% Setor-rotor com relacao a Origem
% da Base-1(Base-2).

Rbf = -rp24 * [ CDF244x ; CDF244y ; CDF244z ] ;
Raf = r22 + TT4.' * Rbf ; % ATRITO MANCAL - Ponto de aplicacao (base2)
% Faca-Setor com relacao a Origem
% da Base-2(Base-4).

r1cm1 = [ 0 ; 0 ; 0 ] ; % Centro de massa (C.M.) do rotor na Base-1
r4cm4 = [ r4cmx ; r4cmy ; r4cmz ] ; % Centro de massa da FACA na Base-4

r6i = [ 0 ; 0 ; r6z ] ; % Posicionamento do Cortador com relação ao Solo (Base-I)
rsi = [ r2Rsi(1) ; r2Rsi(2) ; rsz ] ; % as três componentes do perfil da placa (Base-I)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% VELOCIDADES DAS ORIGENS DAS BASES LOCAIS e CG's das PEÇAS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Vmi = [ 0 ; Vmaq ; 0 ] ; % Vel.avanço da maquina; (Base-I)
V1cm1 = TB * TE * Vmi + cross(OmegaB1 , r1cm1) ; % Vel. c.g. do rotor (Base-1)

Va1 = TB * TE * Vmi + cross( OmegaB1 , r11 ) ; % Vel. da Origem da Base-2 na Bucha Hor.do Setor(Base-1)
Vb2 = TT2 * Va1 + cross( Omega22 , r22 ) ; % Vel. da Origem das Bases-2/4 na Bucha Vertical(Base-2)
V2cm2 = TT2 * Va1 + cross( Omega22 , r2cm2 ) ; % Vel. linear abs do (C.M.) do Setor (Base-2)
V2Rs2 = TT2 * Va1 + cross( Omega22 , r2Rs2 ) ; % Vel. linear abs no contato do setor com a placa (Base-2)
V2Rs2i = TE.' * TB.' * TT2.' * V2Rs2 ; % Vel. linear abs no contato do setor com a placa (Inercial)
V4cm4 = TT4 * Vb2 + cross(Omega44,r4cm4) ; % Vel. do cm da faca (Base-4)
Vpf4 = TT4 * Vb2 + cross(Omega44,r44) ; % Vel. ponta da faca (Base-4)
Vpfi = TE.' * TB.' * TT2.' * TT4.' * Vpf4 ;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% ACELERAÇÕES DOS C.M.s das PEÇAS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
A1cm1 = [ 0 ; 0 ; 0 ] ; % Acel. c.g. do rotor (Base-1)
Aa1 = cross( OmegaB1 , cross(OmegaB1 , r11 ) ) ; % Acel. Origem Base-2 na Bucha Hor.do Setor (Base-1)
Aa2 = TT2 * Aa1 ; % Acel. Origem Base-2 na Bucha Hor.do Setor (Base-2)
Ab2 = Aa2 + cross(Omega2P2,r22 ) + ...
cross(Omega22,cross(Omega22,r22 )) ; % Ac. lin. Abs. Origem Bases 2/4:(Base-2)
A2Rs2 = Aa2 + cross(Omega2P2,r2Rs2 ) + cross(Omega22,cross(Omega22,r2Rs2 )) ;
A2Rs2i = TE.' * TB.' * TT2.' * A2Rs2 ;
Ab4 = TT4 * Ab2 ; % Ac. lin. Abs. Origem Bases 2/4(Base-4)

A2cm2 = Aa2 + cross(Omega2P2,r2cm2)+ ...
cross(Omega22,cross(Omega22,r2cm2 )) ; % Ac.lin. Abs c.g. Setor (Base-2)

A4cm4 = Ab4 + cross( Omega4P4 , r4cm4 ) + ...
cross( Omega44 , cross(Omega44 , r4cm4)) ; % Ac. lin. Abs. c.g. da FACA (Base-4);
Apf4 = Ab4 + cross( Omega4P4 , r44 ) + ...
cross( Omega44 , cross(Omega44 , r44)) ; % Ac. lin. Abs. da ponta da FACA (Base-4);
Apfi = TE.' * TB.' * TT2.' * TT4.' * Apf4 ;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% FORÇAS ATUANTES SOBRE AS PEÇAS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%ROTOR
P1i = [ 0 ; 0 ; -m1*g ] ; % Peso do Rotor (Base-I)
P11 = TB * TE * P1i ; % Peso do Rotor (Base-1)
F1i = [ F1x ; F1y ; F1z ] ; % Ação do mancal de apoio sobre o Rotor (Base-I)
F11 = TB * TE * F1i ; % Ação do mancal de apoio sobre o Rotor (Base-1)
F122 = [ F12x ; F12y ; F12z ] ; % Ação do setor sobre o ROTOR (Base-2)
F121 = TT2.' * F122 ;
Fam121 = SFa12 * mim * ...
LF12V = TT2.' * [ 0 ; CDNF12y ; CDNF12z ] ; % Força de atrito no mancal (rotor/setor)-(Base-1)

%SETOR CIRCULAR
P2i = [ 0 ; 0 ; -m2*g ] ; % Peso do Setor - (Base-I)
P22 = TT2 * TB * TE * P2i ; % Peso do Setor - (Base-2)
F244 = [ F24x ; F24y ; F24z ] ; % Ação FACA sobre o Setor-(Base-4)
F242 = TT4.' * F244 ; % Ação FACA sobre o Setor-(Base-2)
Fam242 = SFa24 * mim * LF24H * TT4.' * ...

```

```

[ CDNF24x ; CDNF24y ; CDNF24z ] ; % Força de atrito
Fam122 = TT2 * Fam121 ; % Força de atrito Pino base 2
% aplicada pela Faca sobre o setor no mancal (Base-2)
Fat = mi * Rs ; % Força de Atrito da placa sobre o setor (Base-I)
CDtg1i = [ CDtg1x ; CDtg1y ; CDtg1z ] ; % Cosenos Dir. da Trajetória Ponta Faca (Base-I)
Fat2 = -TT2 * TB * TE * Fat * CDtg1i ; % Força de Atrito do solo sobre a faca (Base-4)
Rsi = -Rs * [ CDnrx ; CDnry ; CDnrz ] ; % Reação da placa sobre o setor (Base-I)
Rs2 = TT2 * TB * TE * Rsi ; % Reação da sobre o setor
%FACA
P4i = [ 0 ; 0 ; -m4*g ] ; % Peso da Faca {Base-I}
P44 = Axl * P4i ; % Peso da Faca {Base-4}
Fam244 = TT4 * Fam242 ; % Força de atrito apl.pelo Setor sobre a FACA (Base-4)
Pci = [ 0 ; 0 ; -mca * g ] ; % Peso da cana sobre a faca, (Base-I)
Pc4 = Axl * Pci ; % Peso da cana sobre a faca ..... (Base 4)

Fcoi = - Fco * [ CDtg2x ; CDtg2y ; CDtg2z ] ; % Força de corte (Base-I)
Fco4 = Axl * Fcoi ; % Força de corte (Base-4)

%%%%%%%%%%%% MOMENTOS ATUANTES SOBRE AS PEÇAS %%%%%%%%%%
%ROTOR
M1i = [ M1x ; M1y ; M1z ] ; % Ação do Chassi no Centro do Rotor (Base-I)
M11 = TB * TE * M1i ; % Ação do Chassi no Centro do Rotor (Base-1)
MF121 = cross( r11 , F121 ) ; % Ação de F12 no Centro do Rotor (Base-1)
M12x = k12x * (Teta2 - Teta2M ) ; % Ação de Mola no Setor sobre o ROTOR na direção "x"
M122 = [ M12x ; M12y ; M12z ] ; % Ação do Setor sobre o Rotor (definida em Base-2) (Base-2)
M121 = TT2.' * M122 ; % Ação do Setor sobre o Rotor (definida em Base-2) (Base-1)
MFam121 = cross(Roe , Fam121 ) ; % momento da força de atrito na BASE1

% SETOR CIRCULAR
MP22 = cross(r2cm2 , P22 ) ; % Momento do Peso do Setor (Base-2)
MF242 = cross(r22 , F242 ) ; % Momento da força F242 (Base-2)
M24z = k24z * (Teta4 - Teta4M ) ; % Momento Elástico da FACA sobre o Setor na direção "z"
M244 = [ M24x ; M24y ; M24z ] ; % Momento da FACA sobre o Setor (definido em Base-2) (Base-2)
M242 = TT4.' * M244 ; % Momento da FACA sobre o Setor (Base-2)
MRs2 = cross(r2Rs2 , Rs2 ) ; % Momento da Reação da placa
MFat2 = cross(r2Rs2 , Fat2 ) ; % Momento da Força de Atrito Placa-setor
MFam122 = cross(Rae , Fam122 ) ; % MOMENTO DA FORÇA DE ATRITO NA BASE2
MFam242 = cross(Raf , Fam242 ) ; % Momento da Força de Atrito no Mancal com relacao
% a origem da (Base-2)
%FACA
MP44 = cross(r4cm4 , P44 ) ; % Momento de Peso Proprio
MPc4 = cross(r4cm4 , Pc4 ) ; % Momento do Peso da Cana
MFco4 = cross(r44 , Fco4 ) ; % Momento da Força de Corte
MFam244 = cross(Rbf , Fam244 ) ; % Momento da Força de Atrito no Mancal
% com relacao a origem da (Base-4)

%%%%%%%%%%%% EQUAÇÕES DO EQUILIBRIO DINAMICO %%%%%%%%%%
% ROTOR
%Newton
eq1r = P11 + F11 + F121 + Fam121 ;
%Euler
eq2r = M11 + MF121 + M121 + MFam121 ;
% SETOR CIRCULAR
%Newton
eq3j = P22 - F122 + F242 + Rs2 + Fat2...
-Fam122 + Fam242 - m2 * A2cm2 ;

%Euler
I2=[ I2xx -I2xy -I2xz ; -I2yx I2yy -I2yz ; -I2zx -I2zy I2zz ] ;
eq4j = MP22 - M122 + MF242 + M242 + MRs2 + MFat2 -...
MFam122 + MFam242 + MFam122 - I2 * Omega2P2 - ...
cross(Omega22,(I2 * Omega22 ))- cross(m2 * r2cm2,Aa2) ;

```

```

% FACA
%Newton
eq5f= P44 - F244 + Fco4 + Pc4 - Fam244 - m4 * A4cm4 ;
I4 = [I4xx -I4xy -I4xz ; -I4yx I4yy -I4yz ; -I4zx -I4zy I4zz] ;
%Euler
eq6f= MP44 + MPc4 + MFco4 - M244 + MFam244 - ...
I4 * Omega4P4 - cross(Omega44 , (I4 * Omega44)) - ...
cross( m4 * r4cm4 , Ab4) ;

%%%%%%%% Procedimento para obtenção da matriz de coeficientes%

M(1,1)=diff(eq1r(1),F1x) ;      M(2,1)=diff(eq1r(2),F1x) ;      M(3,1)=diff(eq1r(3),F1x) ;
M(1,2)=diff(eq1r(1),F1y) ;      M(2,2)=diff(eq1r(2),F1y) ;      M(3,2)=diff(eq1r(3),F1y) ;
M(1,3)=diff(eq1r(1),F1z) ;      M(2,3)=diff(eq1r(2),F1z) ;      M(3,3)=diff(eq1r(3),F1z) ;
M(1,4)=diff(eq1r(1),F12x) ;      M(2,4)=diff(eq1r(2),F12x) ;      M(3,4)=diff(eq1r(3),F12x) ;
M(1,5)=diff(eq1r(1),F12y) ;      M(2,5)=diff(eq1r(2),F12y) ;      M(3,5)=diff(eq1r(3),F12y) ;
M(1,6)=diff(eq1r(1),F12z) ;      M(2,6)=diff(eq1r(2),F12z) ;      M(3,6)=diff(eq1r(3),F12z) ;
M(1,7)=diff(eq1r(1),M1x) ;      M(2,7)=diff(eq1r(2),M1x) ;      M(3,7)=diff(eq1r(3),M1x) ;
M(1,8)=diff(eq1r(1),M1y) ;      M(2,8)=diff(eq1r(2),M1y) ;      M(3,8)=diff(eq1r(3),M1y) ;
M(1,9)=diff(eq1r(1),M1z) ;      M(2,9)=diff(eq1r(2),M1z) ;      M(3,9)=diff(eq1r(3),M1z) ;
M(1,10)=diff(eq1r(1),Teta2PP) ;  M(2,10)=diff(eq1r(2),Teta2PP) ; M(3,10)=diff(eq1r(3),Teta2PP) ;
M(1,11)=diff(eq1r(1),M12y) ;     M(2,11)=diff(eq1r(2),M12y) ;     M(3,11)=diff(eq1r(3),M12y) ;
M(1,12)=diff(eq1r(1),M12z) ;     M(2,12)=diff(eq1r(2),M12z) ;     M(3,12)=diff(eq1r(3),M12z) ;
M(1,13)=diff(eq1r(1),F24x) ;     M(2,13)=diff(eq1r(2),F24x) ;     M(3,13)=diff(eq1r(3),F24x) ;
M(1,14)=diff(eq1r(1),F24y) ;     M(2,14)=diff(eq1r(2),F24y) ;     M(3,14)=diff(eq1r(3),F24y) ;
M(1,15)=diff(eq1r(1),F24z) ;     M(2,15)=diff(eq1r(2),F24z) ;     M(3,15)=diff(eq1r(3),F24z) ;
M(1,16)=diff(eq1r(1),M24x) ;     M(2,16)=diff(eq1r(2),M24x) ;     M(3,16)=diff(eq1r(3),M24x) ;
M(1,17)=diff(eq1r(1),M24y) ;     M(2,17)=diff(eq1r(2),M24y) ;     M(3,17)=diff(eq1r(3),M24y) ;
M(1,18)=diff(eq1r(1),Teta4PP) ;  M(2,18)=diff(eq1r(2),Teta4PP) ;  M(3,18)=diff(eq1r(3),Teta4PP) ;

M(4,1)=diff(eq2r(1),F1x) ;      M(5,1)=diff(eq2r(2),F1x) ;      M(6,1)=diff(eq2r(3),F1x) ;
M(4,2)=diff(eq2r(1),F1y) ;      M(5,2)=diff(eq2r(2),F1y) ;      M(6,2)=diff(eq2r(3),F1y) ;
M(4,3)=diff(eq2r(1),F1z) ;      M(5,3)=diff(eq2r(2),F1z) ;      M(6,3)=diff(eq2r(3),F1z) ;
M(4,4)=diff(eq2r(1),F12x) ;      M(5,4)=diff(eq2r(2),F12x) ;      M(6,4)=diff(eq2r(3),F12x) ;
M(4,5)=diff(eq2r(1),F12y) ;      M(5,5)=diff(eq2r(2),F12y) ;      M(6,5)=diff(eq2r(3),F12y) ;
M(4,6)=diff(eq2r(1),F12z) ;      M(5,6)=diff(eq2r(2),F12z) ;      M(6,6)=diff(eq2r(3),F12z) ;
M(4,7)=diff(eq2r(1),M1x) ;      M(5,7)=diff(eq2r(2),M1x) ;      M(6,7)=diff(eq2r(3),M1x) ;
M(4,8)=diff(eq2r(1),M1y) ;      M(5,8)=diff(eq2r(2),M1y) ;      M(6,8)=diff(eq2r(3),M1y) ;
M(4,9)=diff(eq2r(1),M1z) ;      M(5,9)=diff(eq2r(2),M1z) ;      M(6,9)=diff(eq2r(3),M1z) ;
M(4,10)=diff(eq2r(1),Teta2PP) ;  M(5,10)=diff(eq2r(2),Teta2PP) ; M(6,10)=diff(eq2r(3),Teta2PP) ;
M(4,11)=diff(eq2r(1),M12y) ;     M(5,11)=diff(eq2r(2),M12y) ;     M(6,11)=diff(eq2r(3),M12y) ;
M(4,12)=diff(eq2r(1),M12z) ;     M(5,12)=diff(eq2r(2),M12z) ;     M(6,12)=diff(eq2r(3),M12z) ;
M(4,13)=diff(eq2r(1),F24x) ;     M(5,13)=diff(eq2r(2),F24x) ;     M(6,13)=diff(eq2r(3),F24x) ;
M(4,14)=diff(eq2r(1),F24y) ;     M(5,14)=diff(eq2r(2),F24y) ;     M(6,14)=diff(eq2r(3),F24y) ;
M(4,15)=diff(eq2r(1),F24z) ;     M(5,15)=diff(eq2r(2),F24z) ;     M(6,15)=diff(eq2r(3),F24z) ;
M(4,16)=diff(eq2r(1),M24x) ;     M(5,16)=diff(eq2r(2),M24x) ;     M(6,16)=diff(eq2r(3),M24x) ;
M(4,17)=diff(eq2r(1),M24y) ;     M(5,17)=diff(eq2r(2),M24y) ;     M(6,17)=diff(eq2r(3),M24y) ;
M(4,18)=diff(eq2r(1),Teta4PP) ;  M(5,18)=diff(eq2r(2),Teta4PP) ;  M(6,18)=diff(eq2r(3),Teta4PP) ;

```

```

M(9,1)=diff(eq3j(3),F1x) ;
M(9,2)=diff(eq3j(3),F1y) ;
M(9,3)=diff(eq3j(3),F1z) ;
M(9,4)=diff(eq3j(3),F12x) ;
M(9,5)=diff(eq3j(3),F12y) ;
M(9,6)=diff(eq3j(3),F12z) ;
M(9,7)=diff(eq3j(3),M1x) ;
M(9,8)=diff(eq3j(3),M1y) ;
M(9,9)=diff(eq3j(3),M1z) ;
M(9,10)=diff(eq3j(3),Teta2PP) ;
M(9,11)=diff(eq3j(3),M12y) ;
M(9,12)=diff(eq3j(3),M12z) ;
M(9,13)=diff(eq3j(3),F24x) ;
M(9,14)=diff(eq3j(3),F24y) ;
M(9,15)=diff(eq3j(3),F24z) ;
M(9,16)=diff(eq3j(3),M24x) ;
M(9,17)=diff(eq3j(3),M24y) ;
M(9,18)=diff(eq3j(3),Teta4PP) ;

```

M(12,1)=diff(eq4j(3),F1x);
M(12,2)=diff(eq4j(3),F1y);
M(12,3)=diff(eq4j(3),F1z);
M(12,4)=diff(eq4j(3),F12x);
M(12,5)=diff(eq4j(3),F12y);
M(12,6)=diff(eq4j(3),F12z);
M(12,7)=diff(eq4j(3),M1x);
M(12,8)=diff(eq4j(3),M1y);
M(12,9)=diff(eq4j(3),M1z);
M(12,10)=diff(eq4j(3),Teta2PP);
M(12,11)=diff(eq4j(3),M12y);
M(12,12)=diff(eq4j(3),M12z);
M(12,13)=diff(eq4j(3),F24x);
M(12,14)=diff(eq4j(3),F24y);
M(12,15)=diff(eq4j(3),F24z);
M(12,16)=diff(eq4j(3),M24x);
M(12,17)=diff(eq4j(3),M24y);
M(12,18)=diff(eq4j(3),Teta4PP);

M(15,1)=diff(eq5f(3),F1x);
M(15,2)=diff(eq5f(3),F1y);
M(15,3)=diff(eq5f(3),F1z);
M(15,4)=diff(eq5f(3),F12x);
M(15,5)=diff(eq5f(3),F12y);
M(15,6)=diff(eq5f(3),F12z);
M(15,7)=diff(eq5f(3),M1x);
M(15,8)=diff(eq5f(3),M1y);
M(15,9)=diff(eq5f(3),M1z);
M(15,10)=diff(eq5f(3),Teta2PP);
M(15,11)=diff(eq5f(3),M12y);
M(15,12)=diff(eq5f(3),M12z);
M(15,13)=diff(eq5f(3),F24x);
M(15,14)=diff(eq5f(3),F24y);
M(15,15)=diff(eq5f(3),F24z);
M(15,16)=diff(eq5f(3),M24x);
M(15,17)=diff(eq5f(3),M24y);
M(15,18)=diff(eq5f(3),Teta4PP);

M(16,1)=diff(eq6f(1),F1x);	M(17,1)=diff(eq6f(2),F1x);	M(18,1)=diff(eq6f(3),F1x);
M(16,2)=diff(eq6f(1),F1y);	M(17,2)=diff(eq6f(2),F1y);	M(18,2)=diff(eq6f(3),F1y);
M(16,3)=diff(eq6f(1),F1z);	M(17,3)=diff(eq6f(2),F1z);	M(18,3)=diff(eq6f(3),F1z);
M(16,4)=diff(eq6f(1),F12x);	M(17,4)=diff(eq6f(2),F12x);	M(18,4)=diff(eq6f(3),F12x);
M(16,5)=diff(eq6f(1),F12y);	M(17,5)=diff(eq6f(2),F12y);	M(18,5)=diff(eq6f(3),F12y);
M(16,6)=diff(eq6f(1),F12z);	M(17,6)=diff(eq6f(2),F12z);	M(18,6)=diff(eq6f(3),F12z);
M(16,7)=diff(eq6f(1),M1x);	M(17,7)=diff(eq6f(2),M1x);	M(18,7)=diff(eq6f(3),M1x);
M(16,8)=diff(eq6f(1),M1y);	M(17,8)=diff(eq6f(2),M1y);	M(18,8)=diff(eq6f(3),M1y);
M(16,9)=diff(eq6f(1),M1z);	M(17,9)=diff(eq6f(2),M1z);	M(18,9)=diff(eq6f(3),M1z);
M(16,10)=diff(eq6f(1),Teta2PP);	M(17,10)=diff(eq6f(2),Teta2PP);	M(18,10)=diff(eq6f(3),Teta2PP);
M(16,11)=diff(eq6f(1),M12y);	M(17,11)=diff(eq6f(2),M12y);	M(18,11)=diff(eq6f(3),M12y);
M(16,12)=diff(eq6f(1),M12z);	M(17,12)=diff(eq6f(2),M12z);	M(18,12)=diff(eq6f(3),M12z);
M(16,13)=diff(eq6f(1),F24x);	M(17,13)=diff(eq6f(2),F24x);	M(18,13)=diff(eq6f(3),F24x);
M(16,14)=diff(eq6f(1),F24y);	M(17,14)=diff(eq6f(2),F24y);	M(18,14)=diff(eq6f(3),F24y);
M(16,15)=diff(eq6f(1),F24z);	M(17,15)=diff(eq6f(2),F24z);	M(18,15)=diff(eq6f(3),F24z);
M(16,16)=diff(eq6f(1),M24x);	M(17,16)=diff(eq6f(2),M24x);	M(18,16)=diff(eq6f(3),M24x);
M(16,17)=diff(eq6f(1),M24y);	M(17,17)=diff(eq6f(2),M24y);	M(18,17)=diff(eq6f(3),M24y);
M(16,18)=diff(eq6f(1),Teta4PP);	M(17,18)=diff(eq6f(2),Teta4PP);	M(18,18)=diff(eq6f(3),Teta4PP);

%%% Procedimento para obtenção dos termos independentes%%%

F1x=0; F1y=0; F1z=0; F12x=0; F12y=0; F12z=0; M1x=0; M1y=0; M1z=0; Teta2PP=0; M12y=0; M12z=0; F24x=0; F24y=0; F24z=0; Teta4PP=0; M24x=0; M24y=0;

b(1) = subs(eq1r(1)); b(2) = subs(eq1r(2)); b(3) = subs(eq1r(3)); b(4) = subs(eq2r(1)); b(5) = subs(eq2r(2));
b(6) = subs(eq2r(3)); b(7) = subs(eq3j(1)); b(8) = subs(eq3j(2)); b(9) = subs(eq3j(3)); b(10) = subs(eq4j(1));
b(11) = subs(eq4j(2)); b(12) = subs(eq4j(3)); b(13) = subs(eq5f(1)); b(14) = subs(eq5f(2)); b(15) = subs(eq5f(3));
b(16) = subs(eq6f(1)); b(17) = subs(eq6f(2)); b(18) = subs(eq6f(3));

Anexo 1b: Matriz de Coeficientes e Termos Independentes

Coeficientes – $M(i, j)$ **onde:** $a_{11} = M(1,1)$ $a_{1818} = M(18,18)$

M(1,1)=cos(Beta);	M(1,2)=cos(Epsi)*sin(Beta);	M(1,3)=sin(Epsi)*sin(Beta);
M(1,4)=1;	M(2,1)=-sin(Beta);	M(2,2)=cos(Epsi)*cos(Beta);
M(2,3)=sin(Epsi)*cos(Beta);	M(2,5)=cos(Teta2);	M(2,6)=-sin(Teta2);
M(3,2)=-sin(Epsi);	M(3,3)=cos(Epsi);	M(3,5)=sin(Teta2);
M(3,6)=cos(Teta2);	M(4,5)=r1y*sin(Teta2)-r1z*cos(Teta2);	M(4,6)=r1y*cos(Teta2)+r1z*sin(Teta2);
M(4,7)=cos(Beta);	M(4,8)=cos(Epsi)*sin(Beta);	M(4,9)=sin(Epsi)*sin(Beta);

$M(5,4)=r1z;$	$M(5,7)=-\sin(\text{Beta});$	$M(5,8)=\cos(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta});$
$M(5,9)=\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta});$	$M(5,11)=\cos(\text{Teta2});$	$M(5,12)=-\sin(\text{Teta2});$
$M(6,4)=-r1y;$	$M(6,8)=-\sin(\text{Epsi});$	$M(6,9)=\cos(\text{Epsi});$
$M(6,11)=\sin(\text{Teta2});$	$M(6,12)=\cos(\text{Teta2});$	$M(7,4)=-1;$
$M(7,13)=\cos(\text{Teta4});$	$M(7,14)=-\sin(\text{Teta4});$	$M(8,5)=-1;$
$M(8,10)=m2*r2cmz;$	$M(8,13)=\sin(\text{Teta4});$	$M(8,14)=\cos(\text{Teta4});$
$M(9,6)=-1;$	$M(9,10)=-m2*r2cmy;$	$M(9,15)=1;$
$M(10,10)=-I2xx;$	$M(10,13)=-r2z*\sin(\text{Teta4});$	$M(10,14)=-r2z*\cos(\text{Teta4});$
$M(10,15)=r2y;$	$M(10,16)=\cos(\text{Teta4});$	$M(10,17)=-\sin(\text{Teta4});$
$M(11,10)=I2yx;$	$M(11,11)=-1;$	$M(11,13)=r2z*\cos(\text{Teta4});$
$M(11,14)=-r2z*\sin(\text{Teta4});$	$M(11,16)=\sin(\text{Teta4});$	$M(11,17)=\cos(\text{Teta4});$
$M(12,10)=I2zx;$	$M(12,12)=-1;$	$M(12,13)=-r2y*\cos(\text{Teta4});$
$M(12,14)=r2y*\sin(\text{Teta4});$	$M(13,10)=-m4*(-\sin(\text{Teta4})*r2z-\sin(\text{Teta4})*r4cmz);$	
$M(13,13)=-1;$	$M(13,18)=m4*r4cmy;$	
$M(14,10)=-m4*(-\cos(\text{Teta4})*r2z-\cos(\text{Teta4})*r4cmz)$	$M(14,14)=-1;$	
$M(14,18)=-m4*r4cmx;$	$M(15,10)=-m4*(r2y+\cos(\text{Teta4})*r4cmy+\sin(\text{Teta4})*r4cmx);$	
$M(15,15)=-1;$		
$M(16,10)=-I4xx*\cos(\text{Teta4})-I4xy*\sin(\text{Teta4})-m4*r4cmy*r2y-m4*r4cmz*\cos(\text{Teta4})*r2z;$		
$M(16,16)=-1;$	$M(16,18)=I4xz;$	
$M(17,10)=I4yx*\cos(\text{Teta4})+I4yy*\sin(\text{Teta4})+m4*r4cmz*\sin(\text{Teta4})*r2z+m4*r4cmx*r2y;$		
$M(17,17)=-1;$	$M(17,18)=I4yz;$	
$M(18,10)=I4zx*\cos(\text{Teta4})-I4zy*\sin(\text{Teta4})+m4*r4cmx*\cos(\text{Teta4})*r2z-m4*r4cmy*\sin(\text{Teta4})*r2z;$		
$M(18,18)=-I4zz;$		

Termos Independentes $b(i)$

$$b(1) = \sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * m1 * g * \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \text{CDNF12x};$$

$$b(2) = \sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * m1 * g * \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} + \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \dots \text{CDNF12z};$$

$$b(3) = \cos(\text{Epsi}) * m1 * g * \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} - \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z};$$

$$b(4) = -k12x * (\text{Teta2} - \text{Teta2M}) - (r1y * \cos(\text{Teta2}) * dm12 * \text{CDF122y} + \sin(\text{Teta2}) * dm12 * \text{CDF122z}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \dots \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} + \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z}) + (r1z * \sin(\text{Teta2}) * dm12 * \text{CDF122y} - \dots \cos(\text{Teta2}) * dm12 * \text{CDF122z}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} - \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \dots \text{CDNF12z}) + \text{BetaP}^2 * I1yz;$$

$$b(5) = -(r1z * \sin(\text{Teta2}) * dm12 * \text{CDF122y} - \cos(\text{Teta2}) * dm12 * \text{CDF122z}) * \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \text{CDNF12x} - dm12 * \dots \text{CDF122x} * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} + \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z}) - \text{BetaP}^2 * \dots I1xz;$$

$$b(6) = dm12 * \text{CDF122x} * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} - \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z}) + \dots (r1y * \cos(\text{Teta2}) * dm12 * \text{CDF122y} + \sin(\text{Teta2}) * dm12 * \text{CDF122z}) * \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \text{CDNF12x};$$

$$b(7) = \sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * m2 * g + \cos(\text{Beta}) * \text{Rs} * \text{CDnr}x + \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * \text{Rs} * \text{CDnr}y + \sin(\text{Epsi}) * \dots \sin(\text{Beta}) * \text{Rs} * \text{CDnr}z + m1 * \text{Rs} * \cos(\text{Beta}) * \text{CDtg1x} + m1 * \text{Rs} * \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * \text{CDtg1y} + m1 * \text{Rs} * \sin(\text{Epsi}) * \dots \sin(\text{Beta}) * \text{CDtg1z} - \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \text{CDNF12x} - \text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \cos(\text{Teta4}) * \text{CDNF24x} + \text{SFa24} * \text{mim} * \dots \text{LF24H} * \sin(\text{Teta4}) * \text{CDNF24y} + m2 * (\text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmz + \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmy + \dots \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\text{Teta2P} * r2cmy - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmx) - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\cos(\text{Teta2}) * \dots \text{BetaP} * r2cmx - \text{Teta2P} * r2cmz));$$

$$b(8) = (\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * m2 * g - \sin(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) * \text{Rs} * \dots \text{CDnr}x + (\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) - \sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * \text{Rs} * \text{CDnr}y + (\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \dots \cos(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * \text{Rs} * \text{CDnr}z - m1 * \text{Rs} * \sin(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDtg1x} - m1 * \text{Rs} * \dots (-\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) + \sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * \text{CDtg1y} - m1 * \text{Rs} * (-\sin(\text{Epsi}) * \dots \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) - \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * \text{CDtg1z} - \cos(\text{Teta2}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \dots \text{CDNF12y} - \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z}) - \sin(\text{Teta2}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \dots \text{CDNF12y} + \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z}) - \text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \sin(\text{Teta4}) * \text{CDNF24x} - \text{SFa24} * \dots \text{mim} * \text{LF24H} * \cos(\text{Teta4}) * \text{CDNF24y} + m2 * (-\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * r1y - \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmx + \dots \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmz - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmy) - \text{Teta2P} * (\text{Teta2P} * r2cmy - \dots \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmx));$$

$$b(9) = (-\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * m2 * g + \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Beta}) * \text{Rs} * \dots \text{CDnr}x + (-\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) - \sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * \text{Rs} * \text{CDnr}y + (-\sin(\text{Epsi}) * \dots \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * \text{Rs} * \text{CDnr}z + m1 * \text{Rs} * \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Beta}) * \text{CDtg1x} - \dots m1 * \text{Rs} * (\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) + \sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * \text{CDtg1y} - m1 * \text{Rs} * (\sin(\text{Epsi}) * \dots \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) - \cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * \text{CDtg1z} + \sin(\text{Teta2}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \dots \text{CDNF12y} - \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z}) - \cos(\text{Teta2}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \dots \text{CDNF12y} + \dots \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z}) - \text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \sin(\text{Teta4}) * \text{CDNF24x} + m2 * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * r1y - \dots \text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmx + \text{Teta2P} * (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmx - \text{Teta2P} * r2cmz) - \sin(\text{Teta2}) * \dots \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmz - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2cmy));$$

$$b(10) = r2cmy * (-\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * m2 * g - r2cmz * (\sin(\text{Epsi}) * \dots \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * m2 * g + k12x * (\text{Teta2} - \text{Teta2M}) - r2rsy * (-\sin(\text{Teta2}) * \dots \sin(\text{Beta}) * \text{Rs} * \text{CDnr}x - (-\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) - \sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * \text{Rs} * \text{CDnr}y - (-\dots \sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * \text{Rs} * \text{CDnr}z) + r2rsz * (\sin(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) * \dots \text{Rs} * \text{CDnr}x - (\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) - \sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * \text{Rs} * \text{CDnr}y - (\sin(\text{Epsi}) * \dots \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * \text{Rs} * \text{CDnr}z) - r2rsy * (-m1 * \text{Rs} * \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Beta}) * \dots \text{CDtg1x} + m1 * \text{Rs} * (\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) + \sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * \text{CDtg1y} + m1 * \text{Rs} * \dots (\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) - \cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * \text{CDtg1z}) + r2rsz * (m1 * \text{Rs} * \sin(\text{Beta}) * \dots \cos(\text{Teta2}) * \text{CDtg1x} + m1 * \text{Rs} * (-\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) + \sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * \text{CDtg1y} + m1 * \dots \text{Rs} * (-\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) - \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * \text{CDtg1z}) - dm12 * \text{CDF122y} * \dots (\sin(\text{Teta2}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} - \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z}) - \dots \cos(\text{Teta2}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} + \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12z})) + dm12 * \dots \text{CDF122z} * (-\cos(\text{Teta2}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} - \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \dots \text{CDNF12z}) - \sin(\text{Teta2}) * (\text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \sin(\text{Teta2}) * \text{CDNF12y} + \text{SFa12} * \text{mim} * \text{LF12V} * \cos(\text{Teta2}) * \dots$$

$$\begin{aligned}
& \text{CDNF12z})-(r2y-\sin(\text{Teta4})*\text{dm24}*CDF244x-\cos(\text{Teta4})*\text{dm24}*CDF244y)*\text{SFa24}*mim*LF24H*CDNF24z+... \\
& (r2z-\text{dm24}*CDF244z)*(SFa24*mim*LF24H*\sin(\text{Teta4})*CDNF24x+SFa24*mim*LF24H*\cos(\text{Teta4})*... \\
& \text{CDNF24y})-I2xy*\text{Teta2P}*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}+I2xz*\text{Teta2P}*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}+\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}*\dots \\
& (-I2zx*\text{Teta2P}-I2zy*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}+I2zz*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP})-\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}*(-I2yx*\dots \\
& \text{Teta2P}+I2yy*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}-I2yz*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP})+m2*r2cmz*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}^2*r1y+m2*\dots \\
& r2cmz*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}^2*r1y; \\
\\
b(11)=& r2cmz*\sin(\text{Epsi})*\sin(\text{Beta})*m2*g-r2cmx*(-\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta})*\sin(\text{Teta2})+\cos(\text{Epsi})*\dots \\
& \cos(\text{Teta2}))*m2*g-r2rsz*(-\cos(\text{Beta})*Rs*CDnrz-\cos(\text{Epsi})*\sin(\text{Beta})*Rs*CDnry-\sin(\text{Epsi})*\dots \\
& \sin(\text{Beta})*Rs*CDnrz)+r2rsx*(-\sin(\text{Teta2})*\sin(\text{Beta})*Rs*CDnrz)-(\cos(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta})*\dots \\
& \sin(\text{Teta2})-\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Teta2}))*Rs*CDnry-(\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta})*\sin(\text{Teta2})+\cos(\text{Epsi})*\dots \\
& \cos(\text{Teta2}))*Rs*CDnrz)-r2rsz*(-mi*Rs*\cos(\text{Beta})*CDtg1x-mi*Rs*\cos(\text{Epsi})*\sin(\text{Beta})*CDtg1y-\dots \\
& mi*Rs*\sin(\text{Epsi})*\sin(\text{Beta})*CDtg1z)+r2rsx*(-mi*Rs*\sin(\text{Teta2})*\sin(\text{Beta})*CDtg1x+mi*Rs*\dots \\
& (\cos(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta})*\sin(\text{Teta2})+\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Teta2}))*CDtg1y+mi*Rs*(\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta})*\dots \\
& \sin(\text{Teta2})-\cos(\text{Epsi})*\cos(\text{Teta2}))*CDtg1z)+dm12*CDF122z*SFa12*mim*LF12V*CDNF12x+dm12*\dots \\
& CDF122x*(\sin(\text{Teta2})*(SFa12*mim*LF12V*\cos(\text{Teta2})*CDNF12y-SFa12*mim*LF12V*\sin(\text{Teta2})*\dots \\
& \text{CDNF12z})-\cos(\text{Teta2})*(SFa12*mim*LF12V*\sin(\text{Teta2})*CDNF12y+SFa12*mim*LF12V*\cos(\text{Teta2})*\dots \\
& \text{CDNF12z}))- (r2z-\text{dm24}*CDF244z)*(SFa24*mim*LF24H*\cos(\text{Teta4})*CDNF24x-SFa24*mim*LF24H*\dots \\
& \sin(\text{Teta4})*CDNF24y)+(-\cos(\text{Teta4})*\text{dm24}*CDF244x+\sin(\text{Teta4})*\text{dm24}*CDF244y)*SFa24*mim*LF24H*\dots \\
& \text{CDNF24z}+I2yy*\text{Teta2P}*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}+I2yz*\text{Teta2P}*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}+\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}*(I2xx*\dots \\
& \text{Teta2P}-I2xy*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}-I2xz*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP})-\text{Teta2P}*(-I2zx*\text{Teta2P}-I2zy*\sin(\text{Teta2})*\dots \\
& \text{BetaP}+I2zz*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP})-m2*r2cmx*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}^2*r1y; \\
\\
b(12)=& r2cmx*(\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta})*\cos(\text{Teta2})+\cos(\text{Epsi})*\sin(\text{Teta2}))*m2*g-r2cmz*\sin(\text{Epsi})*\dots \\
& \sin(\text{Beta})*m2*g-k24z*(\text{Teta4}-\text{Teta4M})-r2rsx*(\sin(\text{Beta})*\cos(\text{Teta2})*Rs*CDnrz-(\cos(\text{Epsi})*\dots \\
& \cos(\text{Beta})*\cos(\text{Teta2})-\sin(\text{Epsi})*\sin(\text{Teta2}))*Rs*CDnry-(\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta})*\cos(\text{Teta2})+\dots \\
& \cos(\text{Epsi})*\sin(\text{Teta2}))*Rs*CDnrz)+r2rsy*(-\cos(\text{Beta})*Rs*CDnrz-\cos(\text{Epsi})*\sin(\text{Beta})*Rs*CDnry-\dots \\
& \sin(\text{Epsi})*\sin(\text{Beta})*Rs*CDnrz)-r2rsx*(mi*Rs*\sin(\text{Beta})*\cos(\text{Teta2})*CDtg1x+mi*Rs*(-\cos(\text{Epsi})*\dots \\
& \cos(\text{Beta})*\cos(\text{Teta2})+\sin(\text{Epsi})*\sin(\text{Teta2}))*CDtg1y+mi*Rs*(-\sin(\text{Epsi})*\cos(\text{Beta})*\cos(\text{Teta2})-\dots \\
& \cos(\text{Epsi})*\sin(\text{Teta2}))*CDtg1z)+r2rsy*(-mi*Rs*\cos(\text{Beta})*CDtg1x-mi*Rs*\cos(\text{Epsi})*\sin(\text{Beta})*\dots \\
& \text{CDtg1y}-mi*Rs*\sin(\text{Epsi})*\sin(\text{Beta})*CDtg1z)-dm12*CDF122x*(-\cos(\text{Teta2})*(SFa12*mim*LF12V*\dots \\
& \cos(\text{Teta2})*CDNF12y-SFa12*mim*LF12V*\sin(\text{Teta2})*CDNF12z)-\sin(\text{Teta2})*(SFa12*mim*LF12V*\dots \\
& \sin(\text{Teta2})*CDNF12y+SFa12*mim*LF12V*\cos(\text{Teta2})*CDNF12z))-dm12*CDF122y*SFa12*mim*LF12V*\dots \\
& \text{CDNF12x}-(-\cos(\text{Teta4})*\text{dm24}*CDF244x+\sin(\text{Teta4})*\text{dm24}*CDF244y)*(SFa24*mim*LF24H*\sin(\text{Teta4})*\dots \\
& \text{CDNF24x}+SFa24*mim*LF24H*\cos(\text{Teta4})*CDNF24y)+ (r2y-\sin(\text{Teta4})*\text{dm24}*CDF244x-\cos(\text{Teta4})*\text{dm24}*\dots \\
& \text{CDF244y})*(SFa24*mim*LF24H*\cos(\text{Teta4})*CDNF24x-SFa24*mim*LF24H*\sin(\text{Teta4})*CDNF24y)-I2zy*\dots \\
& \text{Teta2P}*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}-I2zz*\text{Teta2P}*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}+\text{Teta2P}*(-I2yx*\text{Teta2P}+I2yy*\dots \\
& \sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}-I2yz*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP})-\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}*(I2xx*\text{Teta2P}-I2xy*\sin(\text{Teta2})*\dots \\
& \text{BetaP}-I2xz*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP})-m2*r2cmx*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}^2*r1y; \\
\\
b(13)=& ((\cos(\text{Teta4})*\sin(\text{Beta})+\sin(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\cos(\text{Beta}))*\sin(\text{Epsi})+\sin(\text{Teta4})*\dots \\
& \sin(\text{Teta2})*\cos(\text{Epsi}))*m4*g+(\cos(\text{Teta4})*\cos(\text{Beta})-\sin(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\sin(\text{Beta}))*\dots \\
& \text{Fco}*CDtg2x+((\cos(\text{Teta4})*\sin(\text{Beta})+\sin(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\cos(\text{Beta}))*\cos(\text{Epsi})-\sin(\text{Teta4})*\dots \\
& \sin(\text{Teta2})*\sin(\text{Epsi}))*\text{Fco}*CDtg2y+((\cos(\text{Teta4})*\sin(\text{Beta})+\sin(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\cos(\text{Beta}))*\dots \\
& \sin(\text{Epsi})+\sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\cos(\text{Epsi}))*\text{Fco}*CDtg2z+((\cos(\text{Teta4})*\sin(\text{Beta})+\sin(\text{Teta4})*\dots \\
& \cos(\text{Teta2})*\cos(\text{Beta}))*\sin(\text{Epsi})+\sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\cos(\text{Epsi}))*mca*g-\cos(\text{Teta4})*(SFa24*\dots \\
& mim*LF24H*\cos(\text{Teta4})*CDNF24x-SFa24*mim*LF24H*\sin(\text{Teta4})*CDNF24y)-\sin(\text{Teta4})*(SFa24*mim*\dots \\
& LF24H*\sin(\text{Teta4})*CDNF24x+SFa24*mim*LF24H*\cos(\text{Teta4})*CDNF24y)+m4*(\cos(\text{Teta4})*(2*\text{Teta2P}*\dots \\
& \cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}*r2z+2*\text{Teta2P}*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}*r2y)+\sin(\text{Teta4})*(-\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}^2*\dots \\
& r1y+\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}*(\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}*r2z-\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}*r2y)-\text{Teta2P}^2*r2y)+(-\text{Teta4P}*\dots \\
& \sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}+\text{Teta2P}*\cos(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}-\text{Teta4P}*\cos(\text{Teta4})*\dots \\
& \text{Teta2P})*r4cmz+\text{Teta2P}*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}*r4cmz+(\cos(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}-\sin(\text{Teta4})*\dots \\
& \text{Teta2P})*((\sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}+\cos(\text{Teta4})*\text{Teta2P})*r4cmz-(\cos(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\dots \\
& \text{BetaP}-\sin(\text{Teta4})*\text{Teta2P})*r4cmz)-(\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}+\text{Teta4P})*((\cos(\text{Teta2})*\text{BetaP}+\text{Teta4P})*\dots \\
& r4cmz-(\sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\text{BetaP}+\cos(\text{Teta4})*\text{Teta2P})*r4cmz)); \\
\\
b(14)=& ((-\sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Beta})+\cos(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\cos(\text{Beta}))*\sin(\text{Epsi})+\cos(\text{Teta4})*\dots \\
& \sin(\text{Teta2})*\cos(\text{Epsi}))*m4*g+(-\sin(\text{Teta4})*\cos(\text{Beta})-\cos(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\sin(\text{Beta}))*\dots \\
& \text{Fco}*CDtg2x+((-\sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Beta})+\cos(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\cos(\text{Beta}))*\cos(\text{Epsi})-\dots \\
& \cos(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\sin(\text{Epsi}))*\text{Fco}*CDtg2y+((-\sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Beta})+\cos(\text{Teta4})*\dots \\
& \cos(\text{Teta2})*\cos(\text{Beta}))*\sin(\text{Epsi})+\cos(\text{Teta4})*\sin(\text{Teta2})*\cos(\text{Epsi}))*\text{Fco}*CDtg2z+\dots \\
& ((-\sin(\text{Teta4})*\sin(\text{Beta})+\cos(\text{Teta4})*\cos(\text{Teta2})*\cos(\text{Beta}))*\sin(\text{Epsi})+\cos(\text{Teta4})*\dots
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} + \text{I4yz} * \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \text{Teta4P}) * (\text{I4xx} * \dots \\ & (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) - \text{I4xy} * (\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \dots \\ & \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} - \text{I4xz} * (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \text{Teta4P})) - (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \dots \\ & \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) * (-\text{I4zx} * (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) - \text{I4zy} * \dots \\ & (\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) + \text{I4zz} * (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \text{Teta4P})) + \dots \\ & \text{m4} * \text{r4cmz} * (\cos(\text{Teta4}) * (2 * \text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2z} + 2 * \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2y}) + \dots \\ & \sin(\text{Teta4}) * (-\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * \text{r1y} + \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2z} - \cos(\text{Teta2}) * \dots \\ & \text{BetaP} * \text{r2y}) - \text{Teta2P}^2 * \text{r2y})) - \text{m4} * \text{r4cmx} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * \text{r1y} - \text{Teta2P}^2 * \text{r2z} - \sin(\text{Teta2}) * \dots \\ & \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2z} - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2y})); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{b}(18) = & \text{r4cmx} * ((-\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Beta}) + \cos(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Beta})) * \sin(\text{Epsi}) + \cos(\text{Teta4}) * \dots \\ & \sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Epsi})) * \text{m4} * \text{g} - \text{r4cmx} * ((\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Beta}) + \sin(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Beta})) * \dots \\ & \sin(\text{Epsi}) + \sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Epsi})) * \text{m4} * \text{g} + \text{r4cmx} * ((-\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Beta}) + \cos(\text{Teta4}) * \dots \\ & \cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Beta})) * \sin(\text{Epsi}) + \cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Epsi})) * \text{mca} * \text{g} - \text{r4cmx} * ((\cos(\text{Teta4}) * \dots \\ & \sin(\text{Beta}) + \sin(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Beta})) * \sin(\text{Epsi}) + \sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Epsi})) * \dots \\ & \text{mca} * \text{g} - \text{r4x} * ((-\sin(\text{Teta4}) * \cos(\text{Beta}) - \cos(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Beta})) * \text{Fco} * \text{CDtg2x} - ((-\dots \\ & \sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Beta}) + \cos(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Beta})) * \cos(\text{Epsi}) - \cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \dots \\ & \sin(\text{Epsi})) * \text{Fco} * \text{CDtg2y} - ((-\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Beta}) + \cos(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Beta})) * \sin(\text{Epsi}) + \dots \\ & \cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Epsi})) * \text{Fco} * \text{CDtg2z} + \text{r4y} * ((-\cos(\text{Teta4}) * \cos(\text{Beta}) - \sin(\text{Teta4}) * \dots \\ & \cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Beta})) * \text{Fco} * \text{CDtg2x} - ((\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Beta}) + \sin(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Beta})) * \dots \\ & \cos(\text{Epsi}) - \sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Epsi})) * \text{Fco} * \text{CDtg2y} - ((\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Beta}) + \sin(\text{Teta4}) * \dots \\ & \cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Beta})) * \sin(\text{Epsi}) + \sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Epsi})) * \text{Fco} * \text{CDtg2z} + \text{k24z} * \dots \\ & (\text{Teta4} - \text{Teta4M}) - \text{dm24} * \text{CDF244x} * (\sin(\text{Teta4}) * (\text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \cos(\text{Teta4}) * \text{CDNF24x} - \text{SFa24} * \dots \\ & \text{mim} * \text{LF24H} * \sin(\text{Teta4}) * \text{CDNF24y}) - \cos(\text{Teta4}) * (\text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \sin(\text{Teta4}) * \text{CDNF24x} + \text{SFa24} * \dots \\ & \text{mim} * \text{LF24H} * \cos(\text{Teta4}) * \text{CDNF24y})) + \text{dm24} * \text{CDF244y} * ((-\cos(\text{Teta4}) * (\text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \cos(\text{Teta4}) * \dots \\ & \text{CDNF24x} - \text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \sin(\text{Teta4}) * \text{CDNF24y}) - \sin(\text{Teta4}) * (\text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \sin(\text{Teta4}) * \dots \\ & \text{CDNF24x} + \text{SFa24} * \text{mim} * \text{LF24H} * \cos(\text{Teta4}) * \text{CDNF24y})) - \text{I4zx} * (\text{Teta4P} * \cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \dots \\ & \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \text{Teta4P} * \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) - \text{I4zy} * ((-\text{Teta4P} * \sin(\text{Teta4}) * \dots \\ & \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \text{Teta2P} * \cos(\text{Teta4}) * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \text{Teta4P} * \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) - \text{I4zz} * \dots \\ & \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) * (-\text{I4yx} * \dots \\ & (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) + \text{I4yy} * (\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \dots \\ & \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} - \text{I4yz} * (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \text{Teta4P})) - (\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \dots \\ & \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) * (\text{I4xx} * (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) - \text{I4xy} * \dots \\ & (\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P}) - \text{I4xz} * (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \text{Teta4P})) + \dots \\ & \text{m4} * \text{r4cmx} * ((-\sin(\text{Teta4}) * (2 * \text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2z} + 2 * \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2y}) + \dots \\ & \cos(\text{Teta4}) * (-\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * \text{r1y} + \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2z} - \cos(\text{Teta2}) * \dots \\ & \text{BetaP} * \text{r2y}) - \text{Teta2P}^2 * \text{r2y})) - \text{m4} * \text{r4cmx} * (\cos(\text{Teta4}) * (2 * \text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2z} + 2 * \text{Teta2P} * \dots \\ & \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2y}) + \sin(\text{Teta4}) * (-\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * \text{r1y} + \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \dots \\ & \text{BetaP} * \text{r2z} - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \text{r2y}) - \text{Teta2P}^2 * \text{r2y})); \end{aligned}$$

```
clear all
load dinamica1802 M b

%%%%%%%%%%%%%
Hvar = 30/1000 ;
Arq = input('Entre com o nome do arquivo experimental -->','s') ;
load (char(Arq)) ;

i = 0 ;
Betar(1) = (90)*pi/180 ;
for i = 1:(NP - 1)
    Betar(i+1) = Betar(i) + (Tempo(i+1) - Tempo(i))* VAng(i) ;
end

%%%%%%%%%%%%% DADOS DE PROJETO(Invariantes)%%%%%%%%%%%%%
k12x = 0 ; k24z = 0 ; m1 = 4.15 ; m2 = 3.9473 ;
m4 = 1.52 ; mi = 0.3 ; mim = 0.58 ; g = 9.8 ;
r1y = .090 ; r1z = -0.0385 ; r2y = 0.13896 ; r2z = 0.0085 ;
r2cmx = -0.89/1000; r2cmy = 138.63/1000 ; r2cmz = -6.86/1000 ; r2rsx = 0 ;
r2rsy = 0.23446 ; r2rsz = -0.055 ; rsz = 0 ; r4cmx = 0 ;
r4cmy = .06602 ; r4cmz = .01348 ; r4y = .203 ; r4x = -0.0450 ;
r4z = 0.0115 ; rp12 = 20/1000 ; rp24 = 30 / 1000 ; Vmaq = 0 ;
mca = 0 ; KFc0 = 0 ; KR_s = 1 ;

% ROTOR
I1xx = 0.0199 ; I1xy = 0 ; I1xz = 1.1e-5 ;
I1yx = 0 ; I1yy = 0.0197 ; I1yz = 0 ;
I1zx = 1.1e-5 ; I1zy = 0 ; I1zz = 0.0393 ;

% SETOR
I2xx = 0.096827505 ; I2xy = -0.000533575 ; I2xz = 0.0000301326;
I2yx = -0.000533575 ; I2yy = 0.034773391 ; I2yz = -0.004961776;
I2zx = 0.0000301326 ; I2zy = -0.004961776 ; I2zz = 0.130408827;

% FACA
I4xx = 0.012303 ; I4xy = 0 ; I4xz = 0 ;
I4yx = 0 ; I4yy = 0.001100 ; I4yz = 0.001740 ;
I4zx = 0 ; I4zy = 0.001740 ; I4zz = 0.012642 ;

%
%%%%%%%%%%%%% Ajuste de curva com dados de Kroes para gerar a função força de Corte %%%%%%%%%%%%%%
y=[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 190 257.5 325 372.5...
420 425 430 430 430 340 250 175 100 90 80 40 0 0 0 0 ];
x=linspace(0,pi/2,90) ;
p=polyfit(x,y,22) ;

%%%%%%%%%%%%% CONDIÇÕES DA SIMULAÇÃO %%%%%%%%%%%%%%
Epsi = -Epsi * pi / 180 ;
r6z = r6z / 1000 ;
Beta_i = 0*pi/180 ;
Teta2M = -16 * pi / 180 ;
Teta4M = -0 * pi / 180 ;

DT = 0.0008 ;
% DBet = BetaP * DT ;
n=0 ;
NRE = 30 ;
RIGS= 170000 ;
% TT = NRE*2*pi/BetaP ;

Teta2 = Teta2M ; Teta2P = 0 ; Teta2PP = 0 ;
```

```

Teta4 = Teta4M ; Teta4P= 0 ; Teta4PP = 0 ;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
CDNF12x = 0 ; CDNF12y = 0 ; CDNF12z=0 ;

F122 = [ 1 ; 1 ; 1 ] ; F122V = [1;1;1] ;
LF12V= norm(F122V) ;
CDF122x = 0 ; CDF122y = 0 ; CDF122z = 0 ; SFa12 = - sign(Teta2P) ;
dm12 = .030/2;

CDNF24x = 0 ; CDNF24y = 0 ; CDNF24z=0 ;
F244 = [ 1 ; 1 ; 1 ] ; F244H = [1;1;1] ;
LF24H = norm(F244H) ;
CDF244x = 0 ; CDF244y = 0 ; CDF244z = 0 ; SFa24 = - sign(Teta4P) ;
dm24 = .030/2;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% MALHA DE SOLUÇÃO NUMÉRICA INCREMENTANDO O ÂNGULO BETA %%%%%%%%%
Beta = Betai ; Varredura =0;
for i = 1 : NP
Beta = Betar(i) ;
BetaP = (2*pi*RPM(i)/60) ; % Velocidade de Rotação do Rotor [rad / seg ]
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% POSICIONAMENTO DA REAÇÃO DO SOLO COM ATUACAO NO PATIM DA JUNTA %%%%%%%%%
r2Rsi(1)= -sin(Beta)*r1y+cos(Beta)*r2rsx-sin(Beta)*cos(Teta2)*r2rsy+sin(Teta2)*...
sin(Beta)*r2rsz;
r2Rsi(2)= cos(Epsi)*cos(Beta)*r1y-sin(Epsi)*r1z+cos(Epsi)*sin(Beta)*r2rsx+(cos(Epsi)*...
cos(Beta)*cos(Teta2)-sin(Epsi)*sin(Teta2))*r2rsy+(-cos(Epsi)*cos(Beta)*sin(Teta2)-...
sin(Epsi)*cos(Teta2))*r2rsz;
r2Rsi(3)= sin(Epsi)*cos(Beta)*r1y+cos(Epsi)*r1z+sin(Epsi)*sin(Beta)*r2rsx+(sin(Epsi)*...
cos(Beta)*cos(Teta2)+cos(Epsi)*sin(Teta2))*r2rsy+(-sin(Epsi)*cos(Beta)*sin(Teta2)+...
cos(Epsi)*cos(Teta2))*r2rsz;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% POSICIONAMENTO DA FORÇA DE CORTE COM ATUACAO NA FACA %%%%%%%%%
rpfi(1) = -sin(Beta)*r1y-sin(Beta)*cos(Teta2)*r2y+sin(Teta2)*sin(Beta)*r2z+(cos(Teta4)*...
cos(Beta)-sin(Teta4)*cos(Teta2)*sin(Beta))*r4x+(-sin(Teta4)*cos(Beta)-cos(Teta4)*...
cos(Teta2)*sin(Beta))*r4y+sin(Teta2)*sin(Beta)*r4z;
rpfi(2) = cos(Epsi)*cos(Beta)*r1y-sin(Epsi)*r1z+(cos(Epsi)*cos(Beta)*cos(Teta2)-...
sin(Epsi)*sin(Teta2))*r2y+(-cos(Epsi)*cos(Beta)*sin(Teta2)-sin(Epsi)*cos(Teta2))*...
r2z+(cos(Epsi)*sin(Beta)*cos(Teta4)+(cos(Epsi)*cos(Beta)*cos(Teta2)-sin(Epsi)*...
sin(Teta2))*sin(Teta4))*r4x+(-cos(Epsi)*sin(Beta)*sin(Teta4)+(cos(Epsi)*cos(Beta)*...
cos(Teta2)-sin(Epsi)*sin(Teta2))*cos(Teta4))*r4y+(-cos(Epsi)*cos(Beta)*sin(Teta2)-...
sin(Epsi)*cos(Teta2))*r4z;
rpfi(3) = sin(Epsi)*cos(Beta)*r1y+cos(Epsi)*r1z+(sin(Epsi)*cos(Beta)*cos(Teta2)+...
cos(Epsi)*sin(Teta2))*r2y+(-sin(Epsi)*cos(Beta)*sin(Teta2)+cos(Epsi)*cos(Teta2))*...
r2z+(sin(Epsi)*sin(Beta)*cos(Teta4)+(sin(Epsi)*cos(Beta)*cos(Teta2)+cos(Epsi)*...
sin(Teta2))*sin(Teta4))*r4x+(-sin(Epsi)*sin(Beta)*sin(Teta4)+(sin(Epsi)*...
cos(Beta)*cos(Teta2)+cos(Epsi)*sin(Teta2))*cos(Teta4))*r4y+(-sin(Epsi)*cos(Beta)*...
sin(Teta2)+cos(Epsi)*cos(Teta2))*r4z;
T5i = (double(atan2(rpfi(2), rpfi(1)))) ;

Hpt=r6z + r2Rsi(3) ; % Hpt cota responsável do posicionar o patim do setor acima ou
% abaixo da superfície

if Hpt < 0 ; % 30/1000
Rs = - RIGS*(r6z + r2Rsi(3) -rsz) * KRs ; % perfil do solo p/superfície plana rsz = 0
else
Rs=0;
end

if Hpt < Hvar
if i>1 Varredura = Varredura + (Betar(i) - Betar(i-1)) / ( 2 * pi ) ; else end
else
end

```

```

if T5i < 0    T5i = T5i + 2 * pi ; else ; end
    if T5i > pi/2  Fco = 0    ;
    else
        Fco = polyval(p,T5i )    ;
    end

    if Fco < 50 Fco =0 ; else ; end
    Fco = KFco * Fco    ;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% VERSOR TANGENTE À TRAJETÓRIA DO PATIM DA JB %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

V2Rs2i(1) = cos(Beta)*(cos(Epsi)*sin(Beta)*Vmaq-BetaP*r1y+sin(Teta2)*BetaP*r2rsz-...
cos(Teta2)*BetaP*r2rsy)-sin(Beta)*cos(Teta2)*(cos(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-...
sin(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq+cos(Teta2)*BetaP*r2rsx-Teta2P*r2rsz)+sin(Teta2)*sin(Beta)*...
(-sin(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-cos(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq+Teta2P*r2rsy-...
sin(Teta2)*BetaP*r2rsx);

```

```

V2Rs2i(2) = cos(Epsi)*sin(Beta)*(cos(Epsi)*sin(Beta)*Vmaq-BetaP*r1y+sin(Teta2)*...
BetaP*r2rsz-cos(Teta2)*BetaP*r2rsy)+(cos(Epsi)*cos(Beta)*cos(Teta2)-sin(Epsi)*...
sin(Teta2))*(cos(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-sin(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq+...
cos(Teta2)*BetaP*r2rsx-Teta2P*r2rsz)+(-cos(Epsi)*cos(Beta)*sin(Teta2)-sin(Epsi)*...
cos(Teta2))*(-sin(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-cos(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq+...
Teta2P*r2rsy-sin(Teta2)*BetaP*r2rsx);

```

```

V2Rs2i(3) = sin(Epsi)*sin(Beta)*(cos(Epsi)*sin(Beta)*Vmaq-BetaP*r1y+sin(Teta2)*...
BetaP*r2rsz-cos(Teta2)*BetaP*r2rsy)+(sin(Epsi)*cos(Beta)*cos(Teta2)+cos(Epsi)*...
sin(Teta2))*(cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-sin(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq+cos(Teta2)*...
BetaP*r2rsx-Teta2P*r2rsz)+(-sin(Epsi)*cos(Beta)*sin(Teta2)+cos(Epsi)*cos(Teta2))*...
(-sin(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-cos(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq+Teta2P*r2rsy-...
sin(Teta2)*BetaP*r2rsx);

```

```

MV2Rs2i = sqrt(V2Rs2i(1)^2+ V2Rs2i(2)^2+ V2Rs2i(3)^2) ; % Módulo da velocidade
                                % no contato do setor com a superfície
CDtg1 = V2Rs2i / MV2Rs2i    ; % Versor tangente à trajetória,
                                % oposto ao movimento, Base-Inercial
CDtg1x = CDtg1(1) ; CDtg1y = CDtg1(2) ; CDtg1z = CDtg1(3) ;

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% VERSOR TANGENTE À TRAJETÓRIA DA PONTA DA FACA %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

Vpfi(1) = (cos(Teta4)*cos(Beta)-sin(Teta4)*cos(Teta2)*sin(Beta))*(cos(Teta4)*...
(cos(Epsi)*sin(Beta)*Vmaq-BetaP*r1y+sin(Teta2)*BetaP*r2z-cos(Teta2)*BetaP*r2y)+...
sin(Teta4)*(cos(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-sin(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq-Teta2P*r2z)+...
(cos(Teta4)*sin(Teta2)*BetaP-sin(Teta4)*Teta2P)*r4z-(cos(Teta2)*BetaP+Teta4P)*r4y)+...
(-sin(Teta4)*cos(Beta)-cos(Teta4)*cos(Teta2)*sin(Beta))*(-sin(Teta4)*(cos(Epsi)*...
sin(Beta)*Vmaq-BetaP*r1y+sin(Teta2)*BetaP*r2z-cos(Teta2)*BetaP*r2y)+cos(Teta4)*...
(cos(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-sin(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq-Teta2P*r2z)+(cos(Teta2)*...
BetaP+Teta4P)*r4x-(sin(Teta4)*sin(Teta2)*BetaP+cos(Teta4)*Teta2P)*r4z)+sin(Teta2)*...
sin(Beta)*(-sin(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-cos(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq+Teta2P*...
r2y+(sin(Teta4)*sin(Teta2)*BetaP+cos(Teta4)*Teta2P)*r4y-(cos(Teta4)*...
sin(Teta2)*BetaP-sin(Teta4)*Teta2P)*r4x);

```

```

Vpfi(2) = (cos(Epsi)*sin(Beta)*cos(Teta4)+(cos(Epsi)*cos(Beta)*cos(Teta2)-sin(Epsi)*...
sin(Teta2))*sin(Teta4))*(cos(Teta4)*(cos(Epsi)*sin(Beta)*Vmaq-BetaP*r1y+sin(Teta2)*...
BetaP*r2z-cos(Teta2)*BetaP*r2y)+sin(Teta4)*(cos(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-...
sin(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq-Teta2P*r2z)+(cos(Teta4)*sin(Teta2)*BetaP-sin(Teta4)*...
Teta2P)*r4z-(cos(Teta2)*BetaP+Teta4P)*r4y)+(-cos(Epsi)*sin(Beta)*sin(Teta4)+...
(cos(Epsi)*cos(Beta)*cos(Teta2)-sin(Epsi)*sin(Teta2))*cos(Teta4))*(-sin(Teta4)*...
(cos(Epsi)*sin(Beta)*Vmaq-BetaP*r1y+sin(Teta2)*BetaP*r2z-cos(Teta2)*BetaP*r2y)+...
cos(Teta4)*(cos(Teta2)*cos(Epsi)*cos(Beta)*Vmaq-sin(Teta2)*sin(Epsi)*Vmaq-Teta2P*...
r2z)+(cos(Teta2)*BetaP+Teta4P)*r4x-(sin(Teta4)*sin(Teta2)*BetaP+cos(Teta4)*...
Teta2P)*r4z)+(-cos(Epsi)*cos(Beta)*sin(Teta2)-sin(Epsi)*cos(Teta2))*(-sin(Teta2)*...

```

$\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \text{Vmaq} - \cos(\text{Teta2}) * \sin(\text{Epsi}) * \text{Vmaq} + \text{Teta2P} * r2y + (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \dots$
 $\text{BetaP} + \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} * r4y - (\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} * r4x);$

$\text{Vpfi}(3) = (\sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta4}) + (\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) + \dots$
 $\cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Teta4})) * (\cos(\text{Teta4}) * (\cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * \text{Vmaq} - \dots$
 $\text{BetaP} * r1y + \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2z - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2y) + \sin(\text{Teta4}) * (\cos(\text{Teta2}) * \dots$
 $\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \text{Vmaq} - \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Epsi}) * \text{Vmaq} - \text{Teta2P} * r2z) + (\cos(\text{Teta4}) * \dots$
 $\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} * r4z - (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \text{Teta4P} * r4y) + \dots$
 $(-\sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta4}) + (\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \dots$
 $\sin(\text{Teta2})) * \cos(\text{Teta4})) * (-\sin(\text{Teta4}) * (\cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * \text{Vmaq} - \text{BetaP} * r1y + \dots$
 $\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2z - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2y) + \cos(\text{Teta4}) * (\cos(\text{Teta2}) * \cos(\text{Epsi}) * \dots$
 $\cos(\text{Beta}) * \text{Vmaq} - \sin(\text{Teta2}) * \sin(\text{Epsi}) * \text{Vmaq} - \text{Teta2P} * r2z) + (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \text{Teta4P} * \dots$
 $r4x - (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} * r4z) + (-\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \dots$
 $\sin(\text{Teta2}) + \cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * (-\sin(\text{Teta2}) * \cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \text{Vmaq} - \cos(\text{Teta2}) * \dots$
 $\sin(\text{Epsi}) * \text{Vmaq} + \text{Teta2P} * r2y + (\sin(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} + \cos(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} * r4y - \dots$
 $(\cos(\text{Teta4}) * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} - \sin(\text{Teta4}) * \text{Teta2P} * r4x);$

$\text{Mvpf} = \sqrt{(\text{Vpfi}(1))^2 + (\text{Vpfi}(2))^2 + (\text{Vpfi}(3))^2}$; % Módulo da velocidade na ponta da faca
 $\text{CDtg2} = \text{Vpfi} / \text{Mvpf}$; % Versor tangente à trajetória,
 %oposto ao movimento, Base-I
 $\text{CDtg2x} = \text{CDtg2}(1)$; $\text{CDtg2y} = \text{CDtg2}(2)$; $\text{CDtg2z} = \text{CDtg2}(3)$;

%%%%%%%% VERSOR NORMAL À TRAJETÓRIA DA junta %%%%%%%%%

$\text{A2Rs2i}(1) = \cos(\text{Beta}) * (\text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsz + \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsy + \dots$
 $\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\text{Teta2P} * r2rsy - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx) - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\cos(\text{Teta2}) * \dots$
 $\text{BetaP} * r2rsx - \text{Teta2P} * r2rsz)) - \sin(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) * (-\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * r1y - \text{Teta2P} * \dots$
 $\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx - \text{Teta2PP} * r2rsz + \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsz - \dots$
 $\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsy) - \text{Teta2P} * (\text{Teta2P} * r2rsy - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx) + \sin(\text{Teta2}) * \dots$
 $\sin(\text{Beta}) * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * r1y + \text{Teta2PP} * r2rsy - \text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx + \text{Teta2P} * \dots$
 $(\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx - \text{Teta2P} * r2rsz) - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsz - \cos(\text{Teta2}) * \dots$
 $\text{BetaP} * r2rsy));$

$\text{A2Rs2i}(2) = \cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * (\text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsz + \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \dots$
 $r2rsy + \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\text{Teta2P} * r2rsy - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx) - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \dots$
 $(\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx - \text{Teta2P} * r2rsz)) + (\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) - \sin(\text{Epsi}) * \dots$
 $\sin(\text{Teta2})) * (-\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * r1y - \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx - \text{Teta2PP} * r2rsz + \dots$
 $\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsz - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsy) - \text{Teta2P} * (\text{Teta2P} * \dots$
 $r2rsy - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx) + (-\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) - \sin(\text{Epsi}) * \dots$
 $\cos(\text{Teta2})) * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * r1y + \text{Teta2PP} * r2rsy - \text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx + \dots$
 $\text{Teta2P} * (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx - \text{Teta2P} * r2rsz) - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \dots$
 $r2rsz - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsy));$

$\text{A2Rs2i}(3) = \sin(\text{Epsi}) * \sin(\text{Beta}) * (\text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsz + \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \dots$
 $\text{BetaP} * r2rsy + \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\text{Teta2P} * r2rsy - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx) - \cos(\text{Teta2}) * \dots$
 $\text{BetaP} * (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx - \text{Teta2P} * r2rsz)) + (\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \cos(\text{Teta2}) + \dots$
 $\cos(\text{Epsi}) * \sin(\text{Teta2})) * (-\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * r1y - \text{Teta2P} * \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx - \dots$
 $\text{Teta2PP} * r2rsz + \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsz - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsy) - \dots$
 $\text{Teta2P} * (\text{Teta2P} * r2rsy - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx) + (-\sin(\text{Epsi}) * \cos(\text{Beta}) * \sin(\text{Teta2}) + \dots$
 $\cos(\text{Epsi}) * \cos(\text{Teta2})) * (\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP}^2 * r1y + \text{Teta2PP} * r2rsy - \text{Teta2P} * \cos(\text{Teta2}) * \dots$
 $\text{BetaP} * r2rsx + \text{Teta2P} * (\cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsx - \text{Teta2P} * r2rsz) - \sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * \dots$
 $(\sin(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsz - \cos(\text{Teta2}) * \text{BetaP} * r2rsy));$

$\text{MA2Rs2i} = \sqrt{(\text{A2Rs2i}(1))^2 + (\text{A2Rs2i}(2))^2 + (\text{A2Rs2i}(3))^2}$; % Módulo da Aceleração na ponta da faca
 $\text{CDnr} = \text{A2Rs2i} / \text{MA2Rs2i}$; % Versor normal à trajetória,
 % sentico concavidade- Base-I

$\text{CDnrx} = \text{CDnr}(1)$; $\text{CDnry} = \text{CDnr}(2)$; $\text{CDnrz} = \text{CDnr}(3)$;

%% SOLUÇÃO DAS 18 EQUAÇÕES %%%

```
mm = eval(M) ;
bb = - eval(b) ;
X = inv(mm)* bb.' ;
```

%

```
F1x = X(1) ; F1y = X(2) ; F1z = X(3) ; F12x = X(4) ; F12y = X(5) ; F12z = X(6) ;
M1x = X(7) ; M1y = X(8) ; M1z = X(9) ; Teta2PP = X(10) ; M12y = X(11) ; M12z = X(12) ;
F24x = X(13) ; F24y = X(14) ; F24z = X(15) ; M24x = X(16) ; M24y = X(17) ; Teta4PP = X(18) ;
```

%%%%%%%% Aproximação da velocidade e posicao por Serie de Taylor %%%%%%%%%

```
Teta2P = Teta2P + Teta2PP * DT ;
Teta2 = Teta2 + Teta2P * DT + DT^2/2 * Teta2PP ;
Teta4P = Teta4P + Teta4PP * DT ;
Teta4 = Teta4 + Teta4P * DT + DT^2/2 * Teta4PP ;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
F122 = [ F12x; F12y; F12z ] ; F122V = [ 0 ; F12y ; F12z ] ;
LF12V = norm(F122V) ;
if LF12V <= realmin LF12V = realmin; else ; end ;
AngF12V = atan2(F12z , F12y) ; %AngF12V = atan2(F122V(2) , F122V(1))
AngF12VN = AngF12V + pi/2 ;
```

```
CDF12y = cos(AngF12V) ; CDF12z = sin(AngF12V) ;
CDNF12y = cos(AngF12VN) ; CDFN12z = sin(AngF12VN) ;
SFa12 = - sign(Teta2P) ;
```

```
F244 = [ F24x ; F24y ; F24z ] ; F244H = [ F24x ; F24y ; 0 ] ;
LF24H = norm(F244H) ;
if LF24H <= realmin LF24H = realmin ; else ; end
```

```
AngF24H = atan2(F24y , F24x) ;
AngF24HN = AngF24H + pi/2 ;
CDF24y = cos(AngF24H) ; CDF24x = sin(AngF24H) ;
CDNF24y = cos(AngF24HN) ; CDFN24x = sin(AngF24HN) ;
SFa = - sign(Teta4P) ;
```

```
GBetPt(i) = (Beta - Betai) / ( 2 * pi ) ;
GT5(i) = T5i / ( 2 * pi ) ;
GBBB(i) = Beta / 2*pi ; %Sai em graus transformo em voltas
GFco(i) = Fco ;
GRs(i) = Rs ;
GVpf(i) = MVpf ; GHpt(i) = Hpt ;
GTeta2(i) = Teta2 * 180 / pi ; % Armazena todos os valores simulados de Teta2
GTeta4(i) = Teta4 * 180 / pi ; % Armazena todos os valores simulados de Teta4
Var(i) = Varredura / (Betar(i)/2/pi) ; %Varredura por volta
```

end

Anexo 3: Comparação de médias entre dados simulados e dados experimentais

Comparação de médias através do Teste de t de Student ao nível de 5% de significância, para diferenças de médias de duas amostras (dados simulados e dados experimentais). *Programa Matlab, Toolbox Statistics, comando **ttest2***.

Tabela 5: Comparação de médias de θ_2 para dados simulados e experimentais

Condição de comparação dos dados simulados com os experimentais			θ_2 [graus]				Resultado do teste t	
Rotação [rpm]	Altura [mm]	Inclinação [graus]	experimental		simulado		h	significância
			$\bar{x}$	s	$\bar{x}$	s		
400	120	10	7.9832	2.5668	4.0310	1.4955	1	1.8276e-005
600	120	10	5.9602	2.6163	2.8913	1.5632	1	0.0013
400	130	10	5.4799	2.2039	2.3968	1.0866	1	2.7320e-004
600	130	10	4.5557	1.8150	1.9056	0.7992	1	8.6204e-004
400	120	12	7.8169	3.1782	4.9150	2.4230	1	0.0068
600	120	12	6.5001	2.8961	4.1404	2.1107	1	0.0411
400	130	12	4.9931	2.2935	3.8621	1.5998	0	0.2631
600	130	12	3.9693	2.0054	3.3221	1.4898	0	0.3932

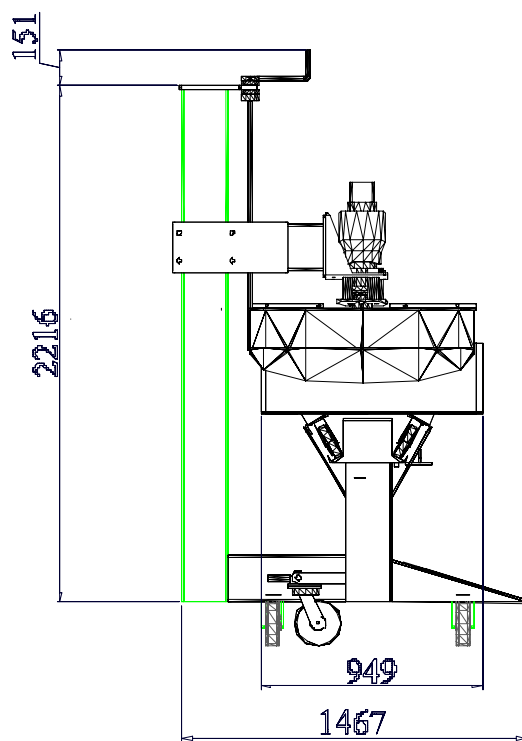
Tabela 6: Comparação de médias de F_z para dados simulados e experimentais

Condição de comparação dos dados simulados com os experimentais			F_z [N]				Resultado do teste t	
Rotação [rpm]	Altura [mm]	Inclinação [graus]	experimental		simulado		h	significância
			$\bar{x}$	s	$\bar{x}$	s		
400	120	10	760.3620	434.9	1.1e+003	441.1029	0	0.3208
600	120	10	1.2914e+003	596.3	1.3e+003	667.7453	0	0.9027
400	130	10	977.3756	101.7	744.9753	306.0405	0	0.2704
600	130	10	1.0714e+003	528.7	912.7157	545.2582	0	0.6906
400	120	12	1.1197e+003	525.6	1.3e+003	603.7110	0	0.7320
600	120	12	1.5772e+003	271.9	1.6e+003	878.6371	0	0.8968
400	130	12	815.3846	380.2	1.2e+003	408.3900	0	0.3387
600	130	12	1.1086e+003	65.9	1.4e+003	646.0841	0	0.5557

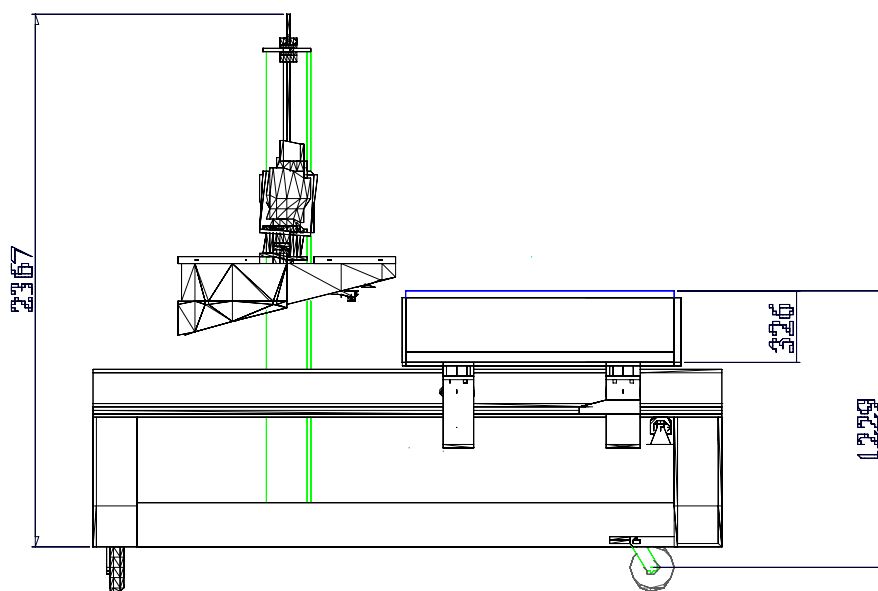
Observação: resultados do teste t onde $h = 0$ não existe diferenças estatística ao nível de 5% de significância entre os dados experimentais e os dados simulados; resultados do teste t onde $h = 1$ existe diferença ao nível de 5% de significância entre os dados experimentais e simulados

Anexo 4: Desenhos da unidade experimental

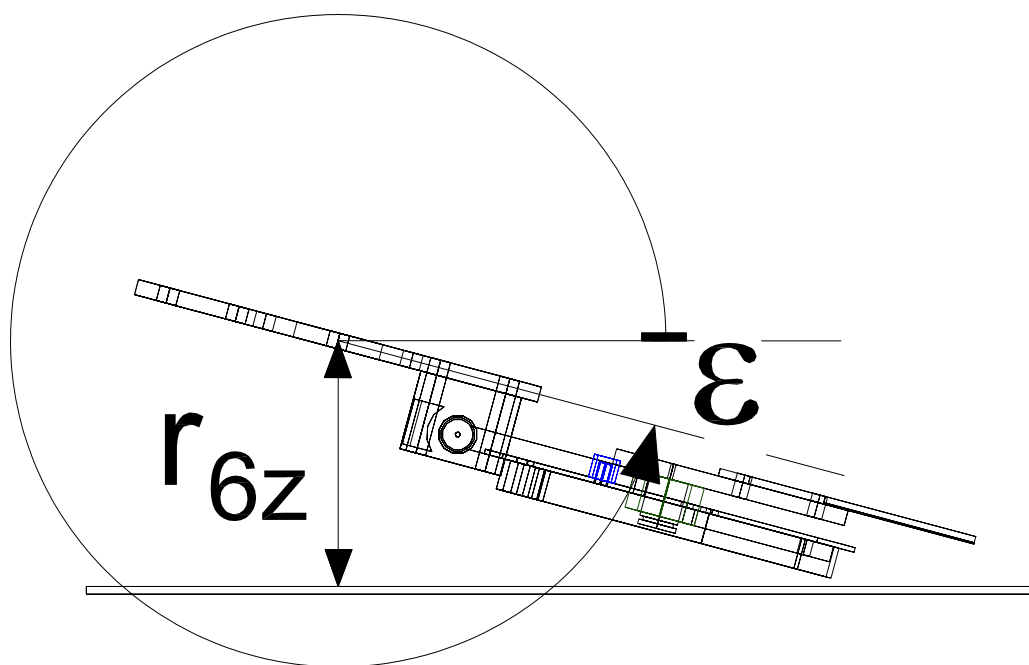
(a) vista frontal da UE; (b) vista lateral da EU e (c) vista lateral do cortador: r_{6z} altura com a superfície e, ε inclinação com a superfície



(a)



(b)



(c)

Observação: as dimensões dos desenhos **(a)** e **(b)** estão expressos em milímetros

Anexo 5: Características adicionais dos equipamentos da instrumentação

1-Sensor piezoelétrico triaxial com eletrônica integrada, marca Kistler - tipo 9602

Technical Data

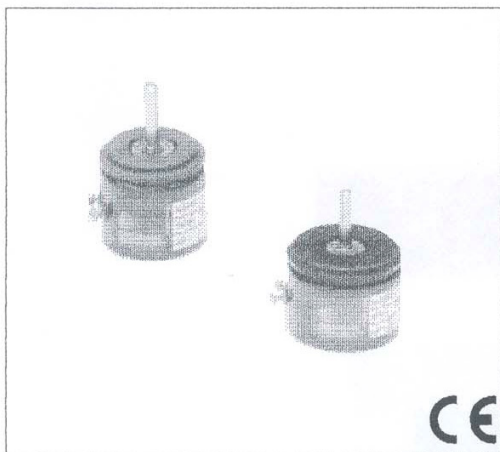
Measuring axes		F_z	F_x, F_y
Measuring ranges			
Range I	kN	-5,0 ... 5,0	-2,5 ... 2,5
Range II	N	-1000 ... 1000	-500 ... 500
Preloading	kN	25	—
Overload	%	20	20
Sensitivity (nominal)			
Range I	mV/N	≈ 1	≈ 2
Range II	mV/N	≈ 5	≈ 10
Linearity	%FSO	$\leq \pm 1,5$	
Hysteresis	%FSO	$\leq 1,5$	
Crosstalk			
$F_z \rightarrow F_x, F_y$	%	$\approx \pm 3$	
$F_x \leftrightarrow F_y$	%	$\approx \pm 5$	
$F_x, F_y \rightarrow F_z$	%	$\approx \pm 3$	
Rigidity			
c_z	N/ μ m	1250	
c_x, c_y	N/ μ m	240	
max. moment load (without simultaneous shear force load)			
M_z	Nm	-18/18	
M_x, M_y	Nm	-14/14	
Supply			
Voltage	V DC	11 ... 30	
Current (1 channel)	mA	≈ 7	
Current (3 channel)	mA	≈ 11	
Output			
Voltage	V	± 5	
Resistance	Ω	≈ 100	

Noise (0 ... 1 kHz)	mV _{pp}	<2	
Offset	mV	<15	
Time constant standard	s	long	
Drift 0 ... 20 °C (typical)			
Range I (pC/s <0.03)	mV/s	0.008	0,02
Range II (pC/s <0.03)	mV/s	0,04	0,1
Reset time	ms	<1	
Reset Operate jump			
Range I (pC <2)	mV	<0,5	<1,25
Range II (pC <2)	mV	<2,5	<6,5
Control signal: Operate			
Reset Input open or	V DC	0 ... 1	
Operate	V DC	3 ... 30	
Control signal: Range			
Range I Input open or	V DC	6 ... 30	
Range II	V DC	0 ... 1	
Operating temperature range	° C	0 ... 60	
Temperatur (min/max)	° C	-10/70	
Vibration resistance			
(20 ... 200 Hz, cycle of 2 min, total 16 min)	g_{peak}	10	
Shock resistance (1 ms)	g	200	
Degree of (plug connection)	EN60529	IP67	
protection (integr. cable)	EN60529	IP68	
Cable protection		PUR	
Weight (sensor only)	g	≈ 30	

All information is the best representation of actual knowledge. All data is subject to change. Kistler does not assume any liability arising out of the application or use of any product or circuit described herein.

Kistler Instrumente AG Winterthur, Postfach, CH-8408 Winterthur
Tel + 41 - 52 - 224 11 11, Fax 224 14 14, sales@kistler.ch, www.kistler.com

2-Potenciômetro rotativo marca Gefran - modelo PS09



Main features

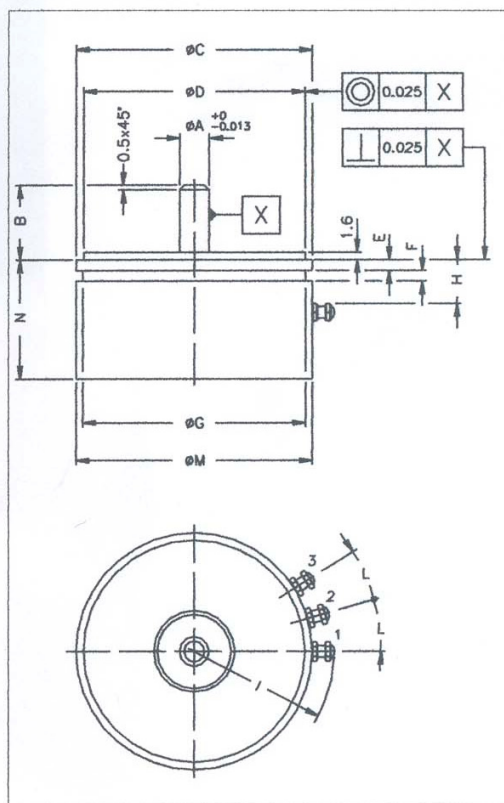
- Models 09, 11, 20
- Servo mounting
- Independent linearity up to $\pm 0,05\%$ (standard $\pm 0,5\%$)
- Repetibility 0,01% C.E.T.
- Rotation speed ≤ 600 r.p.m. (within C.E.U.)
- Life duration: $>100 \times 10^6$ operations at 10 r.p.s.
- Infinite resolution
- Electrical terminals: turrets
- Grade of protection IP40

TECHNICAL DATA

Model	09 - 11 - 20
Vibrations	5...2000Hz, $A_{max} = 0,75$ mm $a_{max} = 20$ g
Shock	50 g, 11ms.
Hysteresis (backlash)	$\leq 15''$ of arc
Electrical terminals	Gold plated turrets
Torque	$\leq 0,20$ Ncm
Rotation speed	≤ 600 r.p.m. (within C.E.U.)
Life duration (within C.E.U.)	$>100 \times 10^6$ operations
Tolerance on resistance total	$\pm 20\%$ other values by request
Recommended cursor current	$< 0,1 \mu A$
Maximum cursor current	10mA
Electrical isolation	$>100 M\Omega$ at 500V=, 1bar, 2s
Dielectric strength	$< 100 \mu A$ at 500V~, 50Hz, 2s, 1bar
Dissipation at 40°C (0W at 120°C)	see table
Actual Temperature Coefficient of the output voltage	$< 1,5$ ppm/°C
Working temperature	-55...+100°C
Storage temperature	-55...+125°C
Case material	Diallylphthalate
Shaft material	AISI 316
Bearings	High precision with double (ZZ) sealed screen in stainless steel
Flange	Anodised aluminium

Important: all the data reported in the catalogue linearity, lifetime, temperature coefficient are valid for a sensor utilization as a ratiometric device with a max current across the cursor $I_c \leq 0,1 \mu A$.

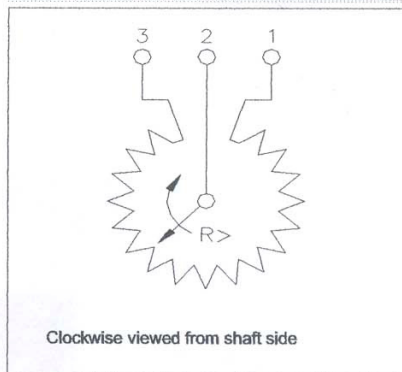
MECHANICAL DIMENSIONS



MECHANICAL / ELECTRICAL DATA

MODEL		PS09	PS11	PS20
Theoretical electrical stroke (C.E.T.)	°	340 ± 4°	345 ± 4°	350 ± 4°
Useful electrical stroke (C.E.U.)	°	C.E.T. -2°		
Resistance ± 20% (C.E.T.)	kΩ	1 - 4.7 - 10		
Independent linearity (within C.E.U.)	±%	A = ± 1% B = ± 0,5% C = ± 0,25% D = ± 0,1% E = ± 0,05%		
Dissipation at 40°C (0W at 120°C)	W	1	1,25	3
Mechanical rotation	°	360° continuous		
Weight	g	16	20	90

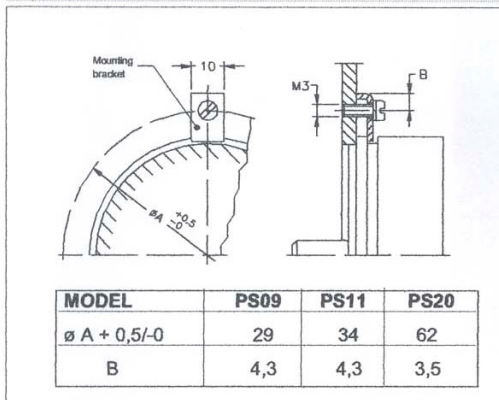
ELECTRICAL CONNECTIONS



DIMENSIONS

DIMENSIONS (mm)	DESCRIPTION	SIZE / MODEL 09 / PS09	SIZE / MODEL 11 / PS11	SIZE / MODEL 20 / PS20
ø A + 0/0.013	ø Stainless steel shaft	3.175	3.175	6.35
B max.	Shaft length	16	16	16
ø C max.	External ø of flange	22.25	27.05	50.8
ø D	ø flange	19.05	24.608	47.625
E	Tolerance on flange	+0 -0.013	+0 -0.013	+0 -0.025
F min.	Shoulder	1.6	1.6	2.4
ø G max.	Width of groove	1.5	1.5	2.2
H min.	Diameter of groove	20	25	48
I max.	Locating turrets	6	6	10
L ± 2°	Radius on turrets	16	18	30
M max.	Angle between turrets	30°	25°	15°
N max.	External ø of case	22.2	27	50.8
	Length for Nr. of elements = 1	21	21	24

MOUNTING DIAGRAM



ORDER OPCODE

Rotative transducer PS

Model

Linearity (std. B)

A = ± 1%
B = ± 0,5%
C = ± 0,25%
D = ± 0,1%
E = ± 0,05%

TAPS (std. 0)

Resistance value (std. 103)

1kΩ	102
4,7kΩ	472
10kΩ	103

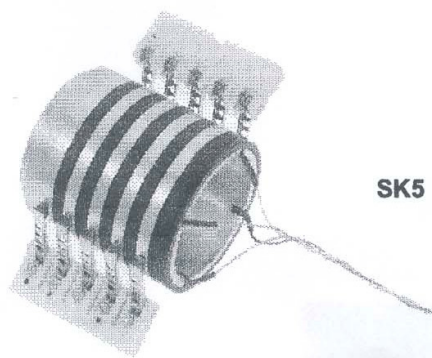
If requested, it is possible to supply models with non-standard mechanical and/or electrical features

Example: **PS20 - 1 - B - 0 - 103**
 Rotative transducer model PS20, 1 resistive element, linearity ± 0,5%, no voltage or current intermediate pick-offs, 10kΩ resistance.

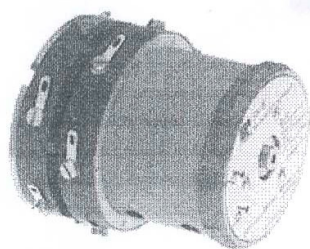
OPTIONAL ACCESSORIES

	Code
Fixing kit for PS: 3 brackets, M3x8TC screws, grower	
Rotative transducers PS09 - PS11	PKIT012
Rotative transducers PS20	PKIT013

GEFRAN spa reserves the right to make any kind of design or functional modification at any moment without prior notice



SK5



SK6

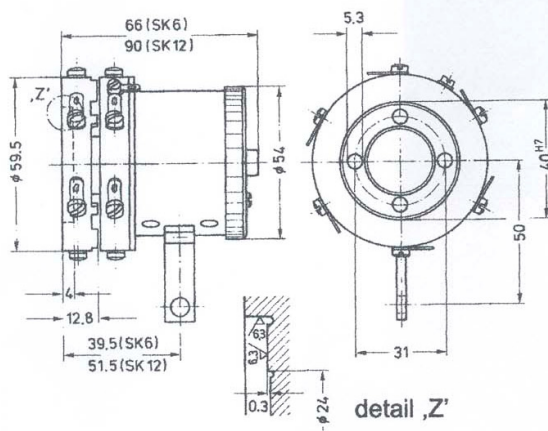
SK5, SK6, SK12

Slipring Assemblies

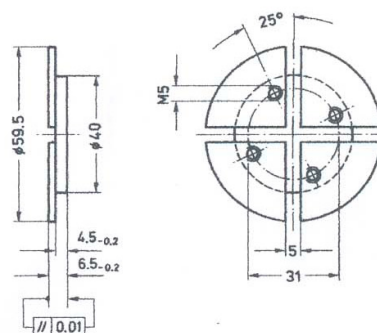
Special features

- Low wear
- High transmission quality
- SK 6 and SK 12 for mounting to stub shafts with easy-lift brush assemblies
- SK 5 for central mounting on shafts
- Low thermal voltages
- Very low change in contact resistance

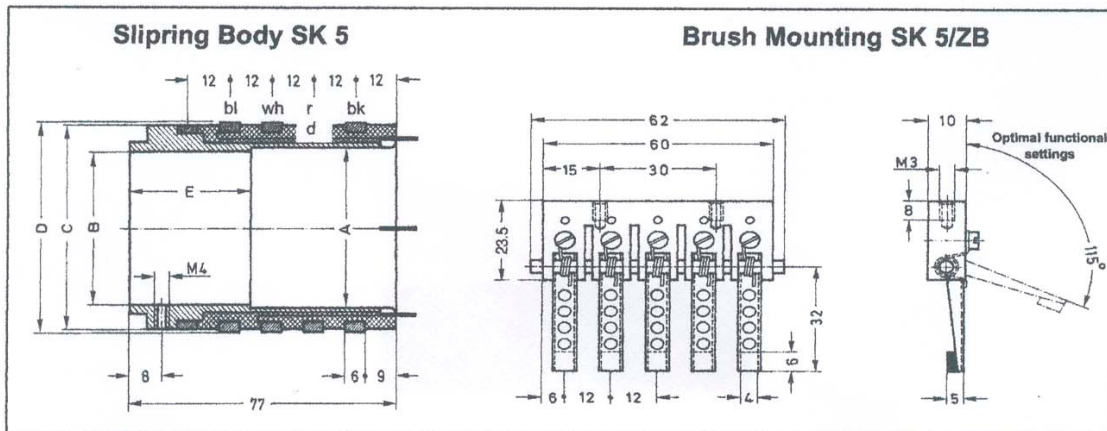
Slipring Heads SK 6 and SK 12



Mounting plate



Dimensions (in mm, 1mm = 0.03937inches)



Type	Max. shaft- $\varnothing$ in mm	Dimensions in mm					Weight in kg	Permissible speed in min ⁻¹	
		$\varnothing B$	$\varnothing A$	$\varnothing C$	$\varnothing D$	E		Continuous operation	Short-term operation
SK 5/40	40	40M ⁶	42	54	55	35	0,23	6000	8000
SK 5/55	55	55M ⁶	55,1	68	69	40	0,31	6000	8000
SK5/95	95	95N ⁶	95,1	115	116	40	0,67	4000	6000

Specifications

Type		SK 5	SK 6	SK 12
Number of sliprings		5	6	12
Resistance between sliprings and brush	mΩ	<40	<40	<40
Fluctuation of the resistance	mΩ	<2	<2	<2
Thermo-electric voltage measured between two brushes when the sliprings are short-circuited (after running warm)	μV	<10	<10	<10
Voltage limit	V	60	60	60
Current limit	A	2	2	2
Permitted speed for continuous duty	min ⁻¹	4000/6000 ¹⁾	6000	6000
Permissible vibration,				
Test severity to DIN 40046, Part 8				
Frequency range	Hz	10...55	5...65	5...85
Duration	h	1.5	0.5	0.5
Acceleration	m/s ²	50	150	150
Mechanical shocktest ²⁾				
Test severity to DIN 40046, Part 26				
Number of shocks		1000	1000	1000
Duration	ms	3	3	3
Acceleration	m/s ²	150	200	200
Moment of mass inertia, I _x (axial)	gm ²		0.082	0.087
Nominal temperature range ³⁾	°C	-10...+60	-10...+60	-10...+60
Service temperature range ⁴⁾	°C	-10...+90	-10...+70	-10...+70
Storage temperature range	°C	-50...+90	-50...+90	-50...+90
Weight	kg	see above	approx. 0.55	approx. 0.65

¹⁾ 4000 min⁻¹ for SK5/95, 6000 min⁻¹ for SK5/40 and SK5/55

³⁾ Permissible ambient temperature = $(60 - 0.002 \cdot n) ^\circ\text{C}$; n in min^{-1}

2) No change in technical data was observed after the shock test.

⁴⁾ Permissible ambient temperature = $(70 - 0.002 \cdot n) ^\circ\text{C}$; n in min^{-1}

Modifications reserved.

All details describe our products in general form only. They are not to be understood as express warranty and do not constitute any liability whatsoever.

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Postfach 10 01 51, D-64201 Darmstadt

Im Tiefen See 45, D-64293 Darmstadt

Tel.: +49/61 51/ 8 03-0; Fax: +49/61 51/ 8039100

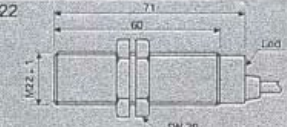
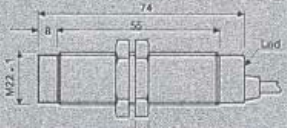
E-mail: support@hbm.com www.hbm.com



measurement with confidence

D 23.SK5.11 en

4. Sensor indutivo Instrutech - modelo SL8-22G1LPA

Distância de comutação Sn (mm)	Dimensões	Conexão	Material do invólucro	Tipos de saídas	Tensão/Frequência de comutação	Código	Opções
8		1 - Cabo standard 2m	Latão (L)	AC	40...250 VAC 20 Hz	SL8-22G1L* SL10-22G1L*	WA - 1 saída aberta (NA) WF - 1 saída fechada (NF) WP - 1 saída programável NA ou NF WA3 - 1 saída aberta (NA) 3 fios WF3 - 1 saída fechada (NF) 3 fios W4 - 2 saídas antivalentes (momento sob encomenda)
10				DC	PNP 10...30 VDC 600 Hz Sn 8 NPN 400 Hz Sn 10	SL8-22G1L** SL10-22G1L**	** P2 - 2 saídas PNP antivalentes D2 - 2 saídas NPN antivalentes DA - 1 saída NPN aberta (NA) PA - 1 saída PNP aberta (NA)

5. Condicionador de sinais marca Hbm - modelo “Spider 8”

Technical Specification

Measured quantities	strain-gage full, half and quarter bridges; inductive transducer; voltages and currents; thermocouples; potentiometers; speed and torque
Accuracy	0.1
Housing	optimized for use with laptops
Max. no. of channels	8 / device
Interfaces	printer interface, RS-232
Signal processing	low pass filter
Digital meas. rate	9600 values / s / channel parallel

Key Feature(s)

- Simultaneous measurement acquisition
- High sampling rate at 16-bit
- Optional digital filters
- Calibrated complete measuring chain
- Easy to operate and configure
- No PC intervention required
- Up to 64 channels can be cascaded
- EMC-tested metal housing
- Compensating resistors with shunt calibration (Spider8-30)