

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS

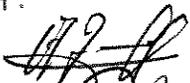
OTIMIZAÇÃO DE UM MECANISMO ARTICULADO PARA O
LEVANTAMENTO DE PLANTAS E SEGUIMENTO DO
PERFIL DE SOLO EM PROCESSOS DE COLHEITA

GILBERTO ALONSO MURCIA CONTRERAS

Parecer

Este exemplar corresponde a redação
final da tese de doutorado defen-
dida por Gilberto Alonso Murcia
Contreras e aprovada pela Comissão
Julgadora em 10 de dezembro de 1997.
Campinas, 17 de dezembro de 1997

Orientador:
Prof. Dr. OSCAR ANTONIO BRAUNBECK


Presidente da Banca

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Agrícola, como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia Agrícola

Campinas 1997
S. P. - Brasil

8618081



UNIDADE	BC
J. CHAMADA:	
I/Unicamp	
M939o	
/	Ex.
TOMBO BC	33165
PROC.	395/98
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DATA:	26/03/98
N.º CPD	

CM-00108277-7

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

M939o Murcia Contreras, Gilberto Alonso
Otimização de um mecanismo articulado para o levantamento de plantas e seguimento do perfil de solo em processos de colheita / Gilberto Alonso Murcia Contreras.--Campinas, SP: [s.n.], 1997.

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

1. Otimização matemática.^x 2. Máquinas agrícolas.^x 3. Colheita.^x 4. Soja.^x 5. Perdas durante a colheita.^x I. Braunbeck, Oscar Antonio. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. III. Título.

Agradecimentos

A Fundação do Ampara à Pesquisa do Estado De São Paulo *FAPESP*, pelo apoio financeiro essenciais ao desempenho deste trabalho.

Ao Professor Dr. Oscar Antonio Braunbeck pela orientação, amizade e incondicional suporte no trabalho de investigação.

Ao Departamento de Máquinas Agrícolas da Faculdade de Engenharia Agrícola – UNICAMP, pelo apoio as atividades realizadas fundamentais na culminação do trabalho.

À Faculdade de Engenharia Agrícola – UNICAMP, pela oportunidade de realização do curso de Doutorado

A todas as pessoas que direta ou indiretamente fizeram possível a culminação deste trabalho

Os mais sinceros Agradecimentos.

SUMÁRIO

	pág
AGRADECIMENTOS	ii
SUMÁRIO	iii
LISTA DE SÍMBOLOS	v
LISTA DE QUADROS	xi
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE ANEXOS	xiv
TESE	xv
RESUMO GERAL	xvi
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Colheita	5
2.2 Mecanismos: Síntese, análise e otimização	9
3. SÍNTESE DO MECANISMO DE QUATRO BARRAS	27
4. ARTIGO 1: MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE MECANISMOS PARA SEGUIMENTO DO SOLO NA COLHEITA	31
Abstract	32
Resumo	32
INTRODUÇÃO	33
OBJETIVOS	35
METODOLOGIA	36
Síntese	36
Análise cinemática	36
Análise dinâmica de forças	38
Otimização	41
Simulação pelo modelo <i>ADAMS</i>	42
Validação experimental do modelo	42
RESULTADOS E DISCUSSÃO	44
CONCLUSÕES	49
5. ARTIGO 2: EFEITO DA CARGA E DO ATRITO NO DESEMPENHO DE MECANISMOS ARTICULADOS PARA SEGUIMENTO DO PERFIL DO SOLO	50
Abstract	51
Resumo	51
INTRODUÇÃO	52

OBJETIVOS.....	55
METODOLOGIA.....	55
Análise cinemática.....	55
Análise dinâmica de forças.....	57
RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	59
CONCLUSÕES.....	62
.....	
6. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	64
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS GERAIS.....	65
8. ANEXOS.....	74

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo

A Amplitude do perfil de solo (m)

DS Distância entre linhas de plantio (m)

~~[F_B] Matriz coluna das forças nas articulações e na ponta do garfo catador~~

F_H Componente horizontal de força exercida pelo perfil de solo ao extremo do garfo catador no sistema inercial (N)

F_{hm} Componente horizontal da força exercida pela mola de translação no sistema de referência inercial (N)

F_q Força generalizada

[F_I] Matriz coluna das forças e torques conhecidos

F(x, p) Função objetivo a minimizar que depende das variáveis de projeto x e dos parâmetros p

F_{vm} Componente vertical da força exercida pela mola de translação no sistema de referência inercial (N)

F_m Magnitude da força exercida pela mola de translação, no sistema de referência inercial (N)

F_N Força normal exercida pelo perfil de solo ao extremo do garfo catador no sistema inercial (N)

F_V Componente vertical de força exercida pelo perfil de solo ao extremo do garfo catador no sistema inercial (N)

F_{12x} Força exercida pela barra fixa à barra acionadora na direção x no sistema de referência inercial (N)

F_{12y} Força exercida pela barra fixa à barra acionadora na direção y no sistema de referência inercial (N)

F_{32x} Força exercida pela barra acopladora à barra acionadora na direção x no sistema de referência inercial (N)

F_{32y}	Força exercida pela barra acopladora à barra acionadora na direção y no sistema de referência inercial (N)
F_{34x}	Força exercida pela barra acopladora à barra seguidora na direção x no sistema de referência inercial (N)
F_{34y}	Força exercida pela barra acopladora à barra seguidora na direção y no sistema de referência inercial (N)
F_{14x}	Força exercida pela barra fixa à barra seguidora na direção x no sistema de referência inercial (N)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
h_i	Posição vertical do centro de massa da barra i medida desde a origem do sistema inercial de coordenadas (mm)
$h_j(x, p)$	Função de restrição que depende das variáveis de projeto x e dos parâmetros p
I_2	Momento de inércia de massa da barra acionadora ($Kg\ mm^2$)
I_3	Momento de inércia de massa da barra acopladora ($Kg\ mm^2$)
I_4	Momento de inércia de massa da barra seguidora ($Kg\ mm^2$)
K	Energia cinética total (N m)
K_t	Constante elástica da mola de translação (N/m)
$[L]$	Matriz quadrada em função dos parâmetros de posição e propriedades do mecanismo.
L	Lagrangiano
L_m	Comprimento da mola de translação em qualquer instante (mm)
L_{om}	Comprimento inicial da mola de translação (mm)
l_1	Comprimento da barra fixa (mm)
l_2	Comprimento da barra acionadora (mm)
l_3	Comprimento da barra acopladora (mm)

l_{3x}	Componente na direção x do centro de massa do conjunto barra acopladora-garfo catador, medido no sistema local de referência B_3 (mm)
l_{3y}	Componente na direção y do centro de massa do conjunto barra acopladora-garfo catador, medido no sistema local de referência B_3 (mm)
l_4	Comprimento da barra seguidora (mm)
l_{6x}	Componente do comprimento na direção x do garfo catador, medido no sistema local de referência B_3 (mm)
l_{6y}	Componente do comprimento na direção y do garfo catador, medido no sistema local de referência B_3 (mm)
$l_7(t)$	Altura do perfil de solo correspondente ao ponto P , no tempo t , medido desde o plano de referência ED da figura 3 (mm)
l_{80}	Posição horizontal inicial do extremo do garfo P , com respeito ao origem O (mm)
$l_8(t)$	Posição horizontal do extremo do garfo P , no instante t com respeito ao origem O (mm)
l_9	Posição vertical do plano de referência ED com respeito ao origem O (mm)
$\dot{l}_8(t)$	Velocidade linear do extremo do garfo catador (mm/s)
$\ddot{l}_8(t)$	Aceleração linear do extremo do garfo catador (mm/s ²)
m_2	Massa da barra acionadora (Kg)
m_3	Massa do conjunto barra acopladora-garfo (Kg)
m_4	Massa da barra seguidora (Kg)
P	Ponto de contato garfo - perfil de solo
P_0	Ponto de contato inicial garfo - perfil de solo
q	Coordenada generalizada
r_2	Comprimento desde o ponto O até o centro de massa da barra acionadora (mm)
r_4	Comprimento desde o ponto C até o centro de massa da barra seguidora (mm)

t	Tempo (s)
T_i	Momentos externos e forças de reação nas articulações da barra i (N m)
V	Energia potencial total (N m)
v	Velocidade de avanço da colhedora (m/s)
<hr/>	
W_2	Peso devido à massa da barra acionadora (N)
W_3	Peso devido à massa da barra acopladora (N)
W_4	Peso devido à massa da barra seguidora (N)
x_{cg3}	Componente na direção x do centro de massa do conjunto barra acopladora-garfo catador, medido no sistema de referência Inercial (mm)
x_i	Componente na direção x do centro de massa do conjunto barra i , medido no sistema de referência Inercial (mm)
\dot{x}_i	Velocidade linear na direção x do centro de massa do conjunto barra i , medido no sistema de referência Inercial (mm)
X_S	Posição horizontal correspondente ao ponto S do perfil de solo no instante t , medido desde o ponto P_o , (mm)
X_P	Posição horizontal correspondente ao ponto P do garfo no instante t , medido desde o ponto P_o , (mm)
$x(1)$	Variável de projeto correspondente ao comprimento da barra fixa (mm)
$x(2)$	Variável de projeto correspondente ao comprimento da barra acionadora (mm)
$x(3)$	Variável de projeto correspondente ao comprimento da barra acopladora (mm)
$x(4)$	Variável de projeto correspondente ao comprimento da barra seguidora (mm)
$x(5)$	Variável de projeto correspondente à constante da mola de translação (N/m)
y_{cg3}	Componente na direção y do centro de massa do conjunto barra acopladora-garfo catador, medido no sistema de referência Inercial (mm)
y_i	Componente na direção y do centro de massa do conjunto barra i , medido no sistema de referência Inercial (mm)

\dot{x}_i	Velocidade linear na direção y do centro de massa do conjunto barra i , medido no sistema de referência Inercial (mm)
y_p	Posição vertical correspondente ao ponto P do garfo no instante t , medido desde o ponto O (mm)
$y_p(t)$	Vetor que define a altura do perfil de solo no ponto P em função do tempo, medido desde o plano de referência ED da figura 1 (mm)
$y'_p(t)$	Derivada do vetor que define a altura do perfil de solo $y_p(t)$ (m rad/s)
β	Posição angular da tangente ao perfil do solo no ponto P , medida no sentido antihorário ($^\circ$)
α_2	Argumento da trajetória do deslocamento linear do extremo do garfo quando muda da posição 1 à 2 ($^\circ$)
α_3	Argumento da trajetória do deslocamento linear do extremo do garfo quando muda da posição 1 à 3 ($^\circ$)
Δx	Retração horizontal do extremo do garfo (mm)
δ_2	deslocamento linear do extremo do garfo quando muda da posição 1 à 2 (mm)
δ_3	deslocamento linear do extremo do garfo quando muda da posição 1 à 3 (mm)
δ_{yp}	Deslocamento na direção y do extremo do garfo catador (ponto P) no sistema de referência inercial (mm)
δ_{xp}	Deslocamento na direção x do extremo do garfo catador (ponto P) no sistema de referência inercial (mm)
γ	Posição angular da mola de translação ($^\circ$)
λ	Diferencia de posição angular entre as barras seguidora e acopladora ($^\circ$)
θ_2	Posição angular da barra acionadora (sentido antihorário) ($^\circ$)
θ_3	Posição angular da barra acopladora (sentido antihorário) ($^\circ$)
θ_4	Posição angular da barra seguidora (sentido antihorário) ($^\circ$)
θ_{22}	Deslocamento angular da barra acionadora, da posição 1 à posição 2 ($^\circ$)

θ_{42}	Deslocamento angular da barra seguidora, da posição 1 à posição 2 (°)
θ_{62}	Deslocamento angular do garfo, da posição 1 à posição 2 (°)
θ_{23}	Deslocamento angular da barra acionadora, da posição 1 à posição 3 (°)
θ_{43}	Deslocamento angular da barra seguidora, da posição 1 à posição 3 (°)
θ_{63}	Deslocamento angular garfo, da posição 1 à posição 3 (°)
$\dot{\theta}_2$	Velocidade angular da barra acionadora (rad/s)
$\dot{\theta}_3$	Velocidade angular da barra acopladora (rad/s)
$\dot{\theta}_4$	Velocidade angular da barra seguidora (rad/s)
$\ddot{\theta}_2$	Aceleração angular da barra acionadora (rad/s ²)
$\ddot{\theta}_3$	Aceleração angular da barra acopladora (rad/s ²)
$\ddot{\theta}_4$	Aceleração angular da barra seguidora (rad/s ²)
μ	Coefficiente de atrito externo entre o solo e o extremo do garfo catador
ω	Velocidade angular (rad/s)
ω_3	Fator para obter a velocidade angular da barra acopladora.
ω_4	Fator para obter a velocidade angular da barra seguidora.

LISTA DE QUADROS

Pág

SÍNTESE DO MECANISMO DE QUATRO BARRAS

1 Tabela 1. Dimensões do mecanismo de quatro barras.....30

ARTIGO 1.

1. Variáveis de projeto e parâmetros do mecanismo nas situações inicial e ótima, para velocidade de 1,39 m/s, no tempo de 0,26 s., com $\mu = 0$45

LISTA DE FIGURAS

pág

SÍNTESE DO MECANISMO DE QUATRO BARRAS

1	Mecanismo de quatro barras em três posições.....	28
2	Trajectoria do extremo do garfo.....	29

ARTIGO 1.

1	Variáveis geométricas e cinemáticas do mecanismo referenciadas ao solo	36
2	Representação vetorial do mecanismo.....	39
3	Montagem experimental	43
4	Esquema do mecanismo de excitação harmônica com velocidade continuamente variável	43
5	Força vertical no extremo do garfo: valores experimentais e dos modelos proposto e <i>ADAMS</i> , para excitação vertical com amplitude de 40 mm e frequência de 2,77 Hz., sem atrito	45
6	Efeito da otimização na redução das componentes vertical e horizontal de força de reação do solo para velocidade de 1,39 m/s, sem atrito entre o garfo e o solo $\mu = 0$	46
7	Componentes de força horizontal e vertical atuantes no extremo do garfo em contato com o solo, para velocidade de deslocamento de 0,83 m/s em presença de atrito.....	47
8	Componentes de força horizontal e vertical atuantes no extremo do garfo em contato com o solo, para velocidade de deslocamento de 1,94 m/s em presença de atrito.....	48

ARTIGO 2.

1	Conjunto mecanismo - solo e sua representação vetorial.....	56
---	---	----

2	Diagrama de corpo livre do mecanismo.	58
3	Reações dinâmicas nas articulações das barras e no extremo do garfo em contato com o solo para a velocidade de 1,39 m/s e coeficiente de atrito externo $\mu = 0$	60
4	Força normal atuante no extremo do garfo em contato com o solo para velocidade de deslocamento de 1,39 m/s e diferentes níveis de atrito	61
5	Força normal no extremo do garfo para diferentes combinações de massa do material coletado a velocidade de 1,39 m/s e coeficiente de atrito externo $\mu = 0$	62

LISTA DE ANEXOS

Anexo		pag
1	Análise dinâmica do mecanismo - <i>Lagrange</i>	74
2	Análise cinemática e dinâmica do mecanismo – <i>Newton-Euler</i>	77
3	Detalhes do mecanismo	81
4	Síntese do mecanismo de quatro barras para três posições do extremo do do garfo com ângulos específicos do acoplador	82
5	Função Objetivo - <i>Lagrange</i>	84
6	Análise cinemática e dinâmica do mecanismo de quatro barras: mola de translação	86

TESE

O levantamento de produtos agrícolas próximos da superfície do solo minimizando as perdas, a injúria mecânica e a contaminação com o próprio solo representa um desafio para diversas culturas. No caso do carregamento de cana-de-açúcar inteira o uso de mecanismos flutuantes nos rastelos rotativos mostrou resultados muito importantes em termos de redução da contaminação da matéria prima com terra e do arranquio de soqueiras. Existe também um potencial importante de contribuição dos mecanismos no caso da colheita da soja e do feijão na medida que se consiga elevar em poucos centímetros as plantas encostadas na superfície do solo para serem posteriormente cortadas e conduzidas ou alimentadas pelos dispositivos convencionais. Segue a tese proposta como contribuição para reduzir os problemas descritos:

É possível dimensionar um mecanismo articulado capaz de acompanhar o microrelevo do solo com base na força de interação desenvolvida no ponto de contato do garfo levantador com o solo sob as seguintes premissas:

- a) Manter a reação do solo suficientemente pequena para viabilizar o dimensionamento de pequenas superfícies de apoio;*
- b) A faixa de oscilação vertical do garfo levantador é da ordem de 100 mm de forma que é necessário um macro controle automático de altura da plataforma para manter o mecanismo operando dentro da faixa de projeto;*

RESUMO GERAL

Para diminuir as perdas de grãos de soja na colheita mecânica, especialmente as referentes a plantas acamadas, foi modelado, otimizado e construído a nível experimental um mecanismo de quatro barras. O mecanismo a ser colocado na parte frontal da barra de corte da colhedora, onde o garfo que forma parte da barra acopladora acompanha o solo levantando as plantas acamadas para seu posterior corte. A modelagem foi baseada no princípio de *Lagrange*, sendo que a força vertical de reação no extremo do garfo em contato com o solo foi obtida da equação de movimento do mecanismo e constitui a função objetivo. O processo de otimização foi baseada na minimização da função objetivo em função dos comprimentos das barras e da constante elástica da mola como variáveis de projeto, sendo as restrições do caso, as posições angulares e faixa de oscilação vertical do garfo. Como resultado do processo de otimização, conseguiu-se reduzir de 20,5 para 8,9 N o valor da força vertical em relação a um projeto inicial, quando o mecanismo foi submetido a trafegar sobre um perfil senoidal de solo. Os resultados do modelo proposto em termos da força de reação vertical do garfo-solo, foram validados satisfatoriamente com modelos semelhantes, desenvolvidos, utilizando-se o programa computacional *ADAMS* e experimentalmente. Foi analisado seu comportamento dinâmico quando trafega sobre o solo antes descrito, apresentando um acréscimo nas reações dinâmicas na parte descendente do perfil e decréscimo na parte ascendente. O efeito do peso do material atuando no garfo, sobre a força de reação no garfo em contato com o solo, mostrou que o aumento da carga horizontal devido à ação da massa de material e principalmente a obstáculos, provoca uma redução na reação normal no extremo do garfo. O aumento da carga vertical provoca um aumento da força normal de reação. O efeito do coeficiente de atrito externo garfo-solo, sobre a força de reação no garfo com o solo, mostrou que um aumento do atrito, provoca um acréscimo da reação normal no garfo na parte ascendente do perfil e decréscimo na parte descendente do solo.

1. INTRODUÇÃO

No Brasil, até meados dos anos 60, a soja não tinha importância econômica dentre as culturas principais, como cana-de-açúcar, algodão, milho, arroz, café, laranja e feijão. No entanto, a partir dos anos 70, a produção de soja teve um crescimento extraordinário, alterando sua importância relativa no cenário nacional e internacional. A produção de soja aumentou, rapidamente, de 1 milhão de toneladas no ano 1970 para 21 milhões de toneladas em 1993, em áreas correspondentes de 1,3 milhões de hectares e 10,5 milhões de hectares, com rendimentos médios de 1,14 e 2,01 t/ha, respectivamente. A produção estimada para a safra de 96/97 é de 26,5 milhões de toneladas. Esse crescimento fez com que o Brasil aumentasse sua participação na produção mundial de 3,6 % em 1970, para 18,3 % em 1993, estimando-se um alcance de 20 % para a safra de 96/97.

Dentre os fatores responsáveis pelo grande aumento da produção de soja brasileira, segundo ROESSING e GUEDES (1993), podem-se citar, entre outros: significativo aumento do preço internacional, no início da década de 70, tornando-se um importante incentivo para aumentar a área plantada e o rendimento; condições favoráveis do mercado externo à comercialização da soja brasileira, tendo em conta que a safra brasileira acontece justamente na entressafra dos EUA, maior produtor mundial, período em que os preços internacionais tendem a aumentar; possibilidade nos principais estados produtores, Rio Grande do Sul e Paraná, de reduzir custos obtendo duas colheitas anuais, alternando o cultivo da soja com trigo; aumento progressivo da capacidade de industrialização da soja, resultante da necessidade de abastecer o mercado interno com óleos vegetais; incentivo à exportação de produtos e subprodutos industrializados, como o farelo de soja, que se tornou a principal fonte de receita do complexo soja; dada a rápida expansão da avicultura brasileira e mundial no início dos anos 70, quando foram adotadas modernas tecnologias de produção de aves de corte no Brasil, surgindo então, o farelo de soja como importante substituto na composição de rações, a preços competitivos; apoio da pesquisa e da assistência técnica.

As condições descritas fizeram com que a produção de soja, concentrada inicialmente na região Centro-Sul, se expandisse a outras regiões através tanto da incorporação de novas

áreas, quanto da substituição de outras culturas. Em meados dos anos 70, apenas 12 % do aumento de produção foi consequência de aumento de área enquanto que os restantes 88 % resultaram da substituição de culturas, especialmente arroz, feijão, milho, café e batata. O maior aumento da área plantada e da produção de soja na região de expansão deu-se no começo da década de 80, numa área de 12.900 km² passando para 51.400 km² no ano de 1989, com produções de 2,2 milhões de toneladas e 10,5 milhões de toneladas, respectivamente, sendo que nesse último ano a produção da região em expansão representou 44,5 % da produção nacional. Essa expansão resultou em substituição de 98 % das áreas de feijão. Isto explica porque o Brasil com 24 % da produção mundial (2,2 milhões de toneladas) de grão seco para consumo, com o mais alto consumo per capita da América Latina, apresenta uma queda vertiginosa de 30 para 17 kg / habitante-ano a partir da década de 80, segundo FRANCO (1993).

A soja participou, nos últimos anos, com mais do 50 % da produção mundial das sete principais oleaginosas (soja, algodão, girassol, colza, linho, copra e palma); o Departamento de Agricultura dos EUA, USDA, citada pelo jornal Folha de São Paulo, estima que a safra mundial de soja 96/97 chegue a 132,8 milhões de toneladas, para um consumo no mesmo período de 133,6 milhões de toneladas, ficando o estoque mundial de 16,1 milhões de toneladas, o mais baixo dos últimos 10 anos. As previsões de produção e comercialização mundial de soja são da ordem de 120 milhões de toneladas anuais, sem aumentos significativos. Mesmo assim, as perspectivas para a década de 90, em relação à produção mundial de soja, estão diretamente relacionadas com o desempenho da economia, principalmente dos países industrializados. As projeções do desempenho econômico feitas pelo Banco Mundial, para os próximos 10 anos, indicam que o crescimento anual dos países industrializados não deverá superar 2,6 %, em termos reais, enquanto que os países em desenvolvimento crescerão a uma taxa média de 4,9 %, sendo exportadores de manufaturados e, no máximo, em 3 % países em desenvolvimento de renda média.

A participação da agricultura no PIB brasileiro tem-se situado em torno de 10 % a partir da década de 70, sendo que a soja participou crescentemente do PIB agrícola passando de 10 % em 1973 para 18,9 % em 1983. O crescimento do valor bruto da produção de soja, no período 1970/90, foi de 6,6 %, ao passo que, no mesmo período, o PIB agrícola cresceu

apenas 2,96 % ao ano e o PIB nacional 4,16 %.

Em 1991, os produtos básicos representaram 28 % do total das exportações brasileiras, onde o complexo soja (grão, farelo e óleo) participou com mais de 24 %, constituindo-se na principal fonte de receita cambial do setor agropecuário, ao lado do café; estima-se que em 1997 o complexo soja participe com 9 % no total de exportações, apesar dos produtos agrícolas terem perdido, permanentemente, terreno para os manufaturados.

~~A participação no mercado internacional de soja está concentrada em três países:~~ Estados Unidos, Brasil e Argentina, que em 1993 participaram com 80 % da produção (49 %, 18,4 % e 10,8 %, respectivamente) e 91 % da comercialização (66 %, 14 % e 11 %, respectivamente). As exportações brasileiras de farelo e óleo de soja tem sido importantes desde o começo dos anos 70, com participação no mercado mundial de 32 % e 16 % respectivamente, no ano de 1993, sendo que a União Européia, principal exportadora, teve 30 % das exportações.

Diante do quadro descrito, pode-se afirmar que a agricultura brasileira tem contribuído significativamente, através da soja, para gerar empregos e aumentar o mercado de insumos agrícolas modernos, incluindo a expansão da indústria de máquinas e equipamentos. Em relação à colheita mecânica, desde que foi introduzida na soja a colhedora em 1924, pouco avanço tem sido alcançado em termos de redução de perdas. Em 1925 já eram reportadas perdas médias de 9 % do total de produção, segundo QUICK e BUCHELE (1974); mais tarde o trabalho de Lamp, citado por NAVE et al. (1972), um dos mais extensos estudos de colheita mecanizada de soja, coletando dados de 1956 a 1960, mostrou que as perdas totais variavam de 9,8 a 19,3 %. No Brasil, a Comissão Técnica para Redução de Perdas na Agropecuária - Ministério da Agricultura de 1993, revelou que o índice médio de perdas de grãos na colheita mecânica atinge 10 %, segundo PORTELLA (1997). O mesmo autor destaca estudos isolados realizados pela EMBRAPA que mostram perdas na colheita variando entre 8,6 % a 12,4 %. Novas variedades de soja, com pontos de inserção mais altos, contribuem para diminuir as perdas mas as perdas não devem diminuir significativamente perante a tendência atual de desenvolvimento de máquinas mais rápidas, equipadas com plataformas de corte mais largas, dificultando tanto o desempenho no acompanhamento do perfil do solo quanto a operação em solos declivosos.

Mais de 80 % das perdas da colheita mecânica ocorrem nos sistemas de corte e alimentação da colhedora, QUICK (1973) e DUNN et al. (1973). Entre as causas das perdas originadas na plataforma de corte está o trilhamento provocado pela deiscência das vagens somado ao impacto das lâminas de corte assim como pelo corte acima da inserção das primeiras vagens; isto apesar da contribuição da barra flexível que consegue o corte mais próximo do solo ao acompanhar melhor as irregularidades do terreno no sentido transversal ao deslocamento. ~~Uma outra forma de perda é através de plantas deitadas no solo, além de~~ pedaços de haste com vagens não sendo alcançadas pela barra de corte. Segundo TATE e NAVE (1973), uma significativa redução das anteriores formas de perda pode ser feita com um melhoramento da unidade de corte da colhedora, como corte da planta com aparelhos que possam acompanhar o contorno do solo e cortar as plantas ao nível do solo, além de sistemas de transporte que removam rapidamente o material do sistema de corte. PORTELLA (1997) sugere, como meios para reduzir as perdas, o desenvolvimento de metodologias para regulagem de colhedoras, assim como o uso de novos mecanismos que potencializem o desempenho da máquina. Entretanto, novos equipamentos e componentes para melhorar a plataforma de corte, tais como molinetes, dedos apanhadores, guarda porta-facas, barra de corte flutuante, jatos de ar e outros, têm aparecido com a finalidade de diminuir as perdas apresentadas nesta unidade. No entanto poucos dos desenvolvidos têm sido comercializados; um destes foi a plataforma com barra de corte flexível. Para alguns projetos, a aplicação, como novos equipamentos comercialmente disponíveis, tem sido muito lenta, em função de que em muitos dos casos, o novo projeto considera as mudanças na plataforma de corte original mas não economicamente factíveis.

A proposta para diminuir a perda de grãos de soja devido a plantas acamadas, partindo da plataforma com barra de corte flexível, envolve o projeto de um mecanismo para o seguimento do solo ao longo da linha longitudinal ao deslocamento, promovendo a elevação de ramos e vagens deitados, para serem cortadas posteriormente pela barra flexível. Foi escolhido um mecanismo de quatro barras onde uma mola de translação, colocada entre as barras fixa e acionadora, proporciona a força necessária para manter o contato garfo-solo durante os efeitos dinâmicos da operação. A trajetória da ponta do garfo aproxima-se de uma reta que visa gerar movimentos de retração e elevação.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Colheita

Na colheita de algumas culturas com tendência a acamar, como o feijão e, em algumas situações a soja, a excessiva mão-de-obra necessária para o arranquio e enleiramento das plantas, é um problema de grande relevância para os produtores. Reconhecendo tal importância, a EMBRAPA, em um esforço conjunto com a indústria, de máquinas, tem conduzido alguns projetos visando o desenvolvimento de tecnologias que viabilizem a colheita, totalmente mecanizada do feijão. Testes realizados durante os anos de 1989 a 1991 durante a colheita mecânica do feijão, em diferentes regiões brasileiras, utilizando a colhedora autopropelida com plataforma segadora flexível, Da SILVA et al. (1994) constataram que a perda de grãos devido a plataforma segadora variou de 3,93 % a 61,19 %. Os autores consideram que a colheita mecanizada desta cultura com perdas abaixo de 10 % é possível, desde que sejam associadas algumas condições como: cultivares e colhedoras com equipamentos apropriados como kits especiais; solos bem nivelados; sistemas de manejo que proporcionem bom desenvolvimento das plantas sem acamá-las e levantadores quando as plantas estão muito acamadas. Ressaltam, igualmente, a necessidade de continuar o estudo visando reduzir as perdas por meio de melhoria do sistema de recolhimento.

Os tipos de colheita empregados são basicamente três: manual, semimecanizada e mecanizada. A quase totalidade de pequenos agricultores de feijão utiliza a prática manual. Na colheita semimecanizada, as operações de arranquio e enleiramento são realizadas manualmente, enquanto a trilha é efetuada tanto pela colhedora convencional com aparelho recolhedor instalado na parte frontal da barra segadora, ou trilhadoras específicas para feijão. A colheita mecânica pode ser indireta ou direta. No sistema indireto, a colheita de feijão é realizada com pelo menos três operações de campo em um período de 2 a 12 dias e, segundo SMITH (1986), consiste de corte da planta através de uma máquina; posteriormente, o enleiramento mecânico para sua secagem e homogeneização natural, e por fim uma operação na qual uma máquina colhedora de grãos, convencional ou específica para feijão, recolhe o produto e separa os grãos do resto da planta. No caso de solos argilosos

vermelhos, apresenta-se um tingimento dos grãos pelo solo, o que prejudica seu valor comercial. Este tipo de solução de colheita de grãos além de aumentar os custos de produção, pode aumentar as perdas de grãos devido à maior manipulação do material, mas torna-se necessário no caso das culturas anteriormente descritas. Na colheita mecânica direta é empregada a colhedora convencional de grãos.

Entretanto, a colheita eficiente de soja tem sido sempre um desafio, especialmente para os agricultores que por muitos anos avaliam métodos para diminuir as perdas durante a colheita. Por isso, quando se trata de colheita mecânica NAVE et al. (1977) sugeriram que a plataforma segadora da colhedora seja adaptada às necessidades específicas da cultura. TATE e NAVE (1973) indicaram que se pode obter uma redução significativa nas perdas destes grãos com um melhoramento da unidade de corte e apresentam algumas sugestões, como por exemplo: um mecanismo de corte que possa acompanhar o contorno do terreno cortando as plantas ao nível do solo e um sistema de transporte que possa remover o material do mecanismo de corte. Na colheita deste material, as plantas devem ser manipuladas suavemente para diminuir perdas por deiscência, ocasionada pela ação de uma força mecânica durante a colheita, sendo que as vagens tendem à deiscência quando o teor de umidade decresce. Normalmente, esta operação é realizada com equipamentos projetados para outras culturas, apresentando em conseqüência, excessivos danos e perdas de campo.

NAVE et al. (1972) observaram que as perdas totais de grão na colheita de soja variam de 9,8 a 19,3 %, sendo que 80 % das perdas, originaram-se na plataforma segadora, compostas em 55 % pela deiscência, 28 % pelo material deitado no solo e 17 % pelas vagens que ficam no talo. DUNN et al. (1973), em um estudo de campo, onde observaram as perdas ocasionadas pela plataforma segadora, concluíram que a barra de corte foi responsável por 80% das perdas, o sem-fim por 13% e o molinete por 7%. Resultados similares foram obtidos por QUICK (1973), em uma análise de laboratório, sobre plataforma segadora. TATE e NAVE (1973) observaram que as perdas de grãos na colheita de soja com plataforma segadora com barra flutuante são 25 % menores que com a utilização da plataforma segadora rígida, confirmado posteriormente por BICHEL et al. (1976).

A altura de corte é de fundamental importância na colheita de culturas deitadas ou plantas com vagens muito próximas do solo, além de plantas com pouca altura. A barra de

corte deverá ser ajustada o suficientemente baixo para reduzir as perdas. Em solos irregulares é impossível acompanhar o perfil do solo com a barra de corte rígida, ficando sem cortar restos de talos com vagens aderidas aos mesmos nas depressões do terreno, com conseqüentes perdas de grãos. As irregularidades do terreno, tanto no sentido longitudinal quanto transversal, demandam um grau de flexibilidade da barra de corte ainda não disponível comercialmente nas colhedoras. Igualmente, existe a possibilidade de incorporação de terra ao produto e desgaste do equipamento, no caso de existirem elevações do terreno, sendo atingidas pela barra de corte. Foi introduzida uma modificação na barra de corte rígida para reduzir as perdas, principalmente no caso da colheita de soja.

Na plataforma segadora, a rigidez da barra de sustentação estrutural da barra segadora foi diminuída, de forma a permitir uma certa acomodação da mesma às irregularidades do terreno na direção perpendicular à direção de avanço. Existem ainda perdas de grãos resultantes das vagens localizadas em depressões do terreno fora do potencial de curvatura da barra. Por outro lado, a barra flexível não possui capacidade de acompanhamento das ondulações do terreno no sentido de avanço, a medida que o comprimento dos patins pode superar o comprimento das depressões. Adicionalmente, estas plataformas segadora podem ser equipadas com um sistema pneumático de controle automático de altura de corte, possibilitando à plataforma uma resposta imediata às variações do terreno, mantendo o nível desejado de altura de corte. Igualmente, sistemas de flutuação lateral automático permitem à plataforma o acompanhamento das irregularidades laterais do terreno.

A plataforma segadora da colhedora tem sido melhorada com respeito à qualidade de seus componentes relacionados com a durabilidade, resistência e segurança com mudanças revolucionárias nas suas características funcionais. QUICK e BUCHELE (1974) apresentaram uma plataforma segadora, onde o molinete é substituído por unidades de tambores verticais independentes para cada linha de plantio, com levantadores rígidos de plantas, encontrando significativa redução das perdas apresentadas na plataforma segadora, quando comparada com a plataforma rígida tradicional. BODDIFORD e RICHEY (1975) substituíram, igualmente, o molinete por um sistema de rolos opostos mostrando, a nível de campo, que as perdas na plataforma segadora devido a grãos liberados fora da plataforma,

foram reduzidas de 79 para 49 kg/ha, enquanto que as perdas correspondentes a plantas deitadas e vagens remanescentes nos talos, foram reduzidas de 29 para 6 kg/ha, quando comparado com o sistema convencional de plataforma com barra de corte flutuante. Outros equipamentos e componentes para melhorar a plataforma segadora, tais como molinetes, barra de corte flutuante, jatos de ar e outros, têm aparecido com a finalidade de diminuir as perdas apresentadas nesta unidade. No entanto poucos têm sido comercializados; um destes foi a plataforma com barra de corte flexível. Para alguns projetos, a aplicação, como novos equipamentos comercialmente disponíveis, tem sido lenta, em função de que em muitos dos casos, o novo projeto considera as mudanças na plataforma segadora original mas não economicamente factíveis.

A utilização de jato de ar na plataforma com barra de corte flutuante tem sido uma das mais importantes investigações, tentando reduzir as perdas na plataforma. A respeito, NAVE (1975) e NAVE e YOERGER (1975) constataram que a plataforma segadora flutuante com jatos de ar colocados entre as guardas protetoras da barra de corte de cada lado da linha de plantio, é uma prática para reduzir as perdas de grãos na plataforma, quando o teor de umidade dos grãos de soja é menor que 13%, não sendo efetivo para teores de umidade maiores. NAVE et al. (1977) reportaram que na plataforma com barra de corte rígida e jatos de ar reduzem-se, ligeiramente, as perdas. Entretanto, na plataforma convencional com barra de corte flexível e jatos de ar, as perdas reduzem-se em 45%.

MESQUITA e HANNA (1979) adaptaram, na plataforma comercial disponível para soja e kit para feijão, um sistema de transporte de material através de uma correia, constatando que o sistema foi efetivo para reduzir as perdas de grãos e vagens liberadas fora da plataforma, quando comparado com kit para feijão não modificado.

A idéia de diminuir a quantidade de material diferente de grãos, passando através da colhedora como uma tendência a diminuir a quantidade de energia consumida no processo de trilha, tamanho da colhedora e custos operacionais tem sido desenvolvida, especialmente na Europa. Um exemplo é o tipo de colhedora com plataforma removedora rotatória desenvolvida na Inglaterra para trigo e cevada que coleta unicamente as espigas, segundo KLINNER et al. (1987), com este sistema não é viável a colheita da soja, devido à distribuição das vagens ao longo da planta. Com a idéia anterior, MESQUITA e HANNA

(1996) propuseram um princípio de operação para fornecer energia de impacto as vagens através de uma corda de nylon ligada a um eixo rotativo, para separar os grãos sem que sejam cortadas as plantas do campo.

MESQUITA e HANNA (1993) apresentaram um aparelho experimental de trilha de soja, sendo os grãos separados das vagens por meio de atrito quando a planta, sem ser cortada, é forçada a passar entre duas correias planas de borracha. Igualmente, MESQUITA e HANNA (1993) apresentaram um equipamento para separar os grãos de soja das vagens, através de impacto quando a planta, sem ser cortada, é forçada a passar entre duas paredes suspensas de um suporte com movimentos recíprocos nas direções laterais. Verifica-se portanto que no nível tecnológico atual existe ainda um bom potencial de ganho com a utilização de mecanismos flutuantes dimensionados adequadamente com melhores recursos de síntese, análise e otimização. Esse potencial deve ser concentrado na área de colheita de grãos com maiores perdas como soja e feijão.

2.2 Mecanismos: síntese, análise e otimização

Segundo ARTOBOLEVSKII (1976), o conceito de cinemática e suas aplicações para máquinas foi formulado por A. M. Ampère nas suas primeiras tabelas “Classification of Human Knowledge or Synoptic Tables of Science and Arts”. Na primeira metade do século XIX um alto número de cientistas desenvolveram, satisfatoriamente, estudos de dinâmica das máquinas; Poisson considerou a equação geral de movimento, G. Coriolis estudou a questão geral da dinâmica das máquinas tendo em conta as forças que atuam. J. V. Poncelet inicia uma nova era na engenharia mecânica, desenvolvendo um trabalho de fundamental importância, formulando as equações de força nas máquinas e considerando o movimento não uniforme das mesmas, tendo em conta o motivo das forças resistivas, forças inerciais e forças gravitacionais. A maior contribuição para a ciência de mecanismos foi feita na metade do século XIX pelo cientista inglês P. Willis, apresentando uma classificação de mecanismos, tendo como base a relação de velocidade na entrada e na saída do mecanismo, de acordo com o tipo de transmissão de movimento, classificação que não tem perdido seu sentido na atualidade. No mesmo período o cientista alemão J. Weissbach discute os princípios da engenharia no projeto de máquinas, além de alguns problemas de cinemática e

dinâmica de mecanismos. Paralelamente, outras contribuições à teoria de mecanismos foram feitas pelos cientistas F. Savary, M. Shall e T. Oliver, desenvolvendo a cinemática gráfica. P. L. Chebyshev, desenvolveu a teoria de síntese cinemática de mecanismos, tornando-se este trabalho, o princípio para posteriores desenvolvimentos de métodos analíticos de síntese de mecanismos, amplamente desenvolvidos na atualidade. Na segunda metade do século XIX, trabalhos do cientista alemão F. Reuleaux foram publicados, introduzindo dois importantes conceitos na teoria de mecanismos: o conceito de par cinemático e de cadeia cinemática; ele ressalta o princípio de uma cadeia cinemática fechada formando um mecanismo. Igualmente, esta idéia de Reuleaux forma a base dos métodos da análise dinâmica e cinemática de mecanismos, que não tem perdido seu significado na atualidade. Os trabalhos de Willis, Chebyshev e Reuleaux têm determinado a base dos conceitos científicos, que posteriormente tornaram-se o conteúdo da ciência e que agora chama-se “Teoria de Mecanismos e Máquinas”.

Na atualidade, importantes resultados têm sido obtidos na teoria de síntese de mecanismos no plano e no espaço considerando tanto barras rígidas como flexíveis, onde os termos análise, modelagem, tomada de decisões e otimização são elementos relevantes no processo de projeto de mecanismos. Importantes problemas relacionados com cinemática e síntese dinâmica têm sido resolvidos, sendo a maior atenção na atualidade, a questão de síntese de mecanismos para satisfazer um certo critério de otimização. Uma corrente aplicação é a otimização em síntese dimensional de mecanismos, sendo que neste processo de síntese pode resultar uma grande família de factíveis projetos que satisfaçam a funcionalidade das restrições. Isto é absolutamente natural, além de selecionar um objetivo para o mecanismo como mínimo peso, custo, erro, eficiência, etc. Segundo ROOT e RAGSDALL (1976), possivelmente, a primeira verdadeira otimização de mecanismos é atribuída a Chebychev. Ele interessou-se em sintetizar um mecanismo para gerar movimento em linha reta, criando a teoria de polinômios de mínima desviação de uma função arbitrária.

A otimização moderna nasceu após a segunda guerra mundial com Dantzig apresentando um trabalho em programação linear e desenvolvendo o método simples de otimização. Sendo que muitos trabalhos foram realizados na área de síntese de mecanismos, muito poucos foram realizados na área de otimização desde os tempos de Chebychev até

finais da década de 50. Basicamente, só era tratado o problema clássico de projetar um mecanismo de quatro barras com ótimo ângulo de transmissão por meio de aproximação gráfica. Em um trabalho de fundamental importância, DEVANIT et al. (1955) desenvolveram uma notação simbólica, baseada na transformação de matrizes, que pode ser usada para modelos de estruturas de mecanismos de baixo par, sendo o método particularmente adequado para mecanismos espaciais. Esta notação permite a representação de informação dimensional para o uso de síntese cinemática e análise, fazendo-a extremamente geral.

No passado, diferentes técnicas têm sido utilizadas para sintetizar mecanismos através de métodos gráficos e ou analíticos. Usando técnicas gráficas, Hyrones e Nelson desenvolveram um atlas com várias curvas do acoplador para mecanismos de quatro barras em movimento, provendo uma técnica de projeto rápida e fácil; no entanto, é limitada para mecanismos planos e na sua precisão. No final da década de 50, com o rápido desenvolvimento do computador digital, uma ampla variedade de métodos numéricos de otimização têm sido desenvolvidos. No começo de 1960 a investigação de programação não linear nesta área é relativamente recente.

FREUDENSTEIN (1959) foi quem começou a desenvolver técnicas cinemáticas apresentando, pela primeira vez, um procedimento prático para obter um mecanismo que otimamente aproxime uma certa função. Utilizou como variáveis de projeto o espaçamento entre pontos de precisão, automatizando o reespaçamento entre pontos para alcançar um mínimo de erro. Mecanismos ajustáveis são importantes para atingir comportamentos específicos, sendo uma forma simples de mudar este comportamento, a apresentada por TAO e AMOS (1965), através de uma técnica gráfica para a solução de problemas especiais por meio de ajustes nas articulações de um mecanismo de quatro barras, sendo esta técnica uma maneira flexível de sintetizar este tipo de mecanismo. O método de geração de função proposto por WOJCIK (1965) é baseado na equação de movimento de um mecanismo de quatro barras para traçar curvas. O uso extensivo de articulações em mecanismos é devido às pequenas perdas pelo atrito e a alta eficiência de transmissão de potência.

Pela simplicidade e versatilidade, o mecanismo de quatro barras tem sido usado para geração de trajetória em geral e para geração de função em particular. Igualmente, LEWIS e

GYORGY (1967) aplicaram o método dos mínimos quadrados para resolver problemas de geração de trajetória com mecanismos planos de quatro barras. RAO e SANDOR (1971) apresentaram igualmente uma ampliação da equação de Freudenstein para mecanismos de quatro barras gerador de função relacionando as posições das barras de entrada e saída, implicando numa expressão escalar com coeficientes que são função das proporções das barras. Esta aproximação conduz igualmente a um sistema algébrico de equações para a síntese cinemática finita.

A síntese de mecanismos utilizando programação não linear encontra-se já estabelecida na época; porem, FOX e WILLMERT (1969) propuseram um trabalho de síntese de mecanismos como um problema de programação não linear, otimizando um mecanismo de quatro barras gerador de trajetória e minimizando o erro através de mínimos quadrados e o método das penalidades, sendo a função objetivo uma combinação linear do erro da posição do acoplador e o erro do ângulo da barra de entrada. FOX e WILLMERT (1967) mostraram que o deslocamento ao longo do limite da região factível pode ser realizado por aplicação do método das penalidades.

GARRET e HALL (1968) apresentaram um trabalho onde um grande número de mecanismos foram gerados ao acaso por computador para um problema em particular, posteriormente, introduziram o fator sensibilidade através do cálculo de derivadas parciais que incluem o efeito da tolerância do comprimento das barras e as folgas nas articulações. O cálculo é efetuado a cada incremento de entrada, dando uma idéia realista da precisão que pode ser esperada depois da construção do mecanismo e indicando os ângulos de transmissão de baixo rendimento, inerentes ao projeto. ROSE e SANDOR (1973) apresentaram uma técnica direta opcional para sintetizar um mecanismo de quatro barras gerador de função utilizando cinco pontos de precisão, considerando que entre esses pontos o erro estrutural da curva alcança o valor máximo.

Já as principais técnicas de otimização tratam a síntese de mecanismos como um problema de programação não linear. Nestes métodos as soluções ótimas aproximadas são obtidas através da minimização de uma função objetivo que é definida como o erro entre as curvas desejada e gerada por um ponto do acoplador. Uma das principais técnicas de otimização desenvolvidas para síntese cinemática de mecanismos foi o método de mínimos

quadrados; posteriormente, métodos modificados baseados no conceito de mínimos quadrados têm sido desenvolvidos para determinar dimensões mais favoráveis de mecanismos geradores de função e trajetória. Trabalhos em otimização utilizando métodos variacionais começaram a surgir; McLarnan e McLaine-Cross citados por ROOT e RAGSDELL (1976), em trabalhos separados relataram esse procedimento. O primeiro discutiu um método para determinar espaçamento entre pontos de precisão com o objetivo de obter o mínimo erro estrutural, o segundo apresentou um método para obter um sistema de cinco equações não lineares em função de cinco parâmetros de projeto. Hang, segundo ROOT e RAGSDELL (1976) avançou mais um passo na otimização de mecanismos, sugeriu um método geral com a seguinte função objetivo:
$$F(\bar{x}) = \sum_{i=1}^N \left[\omega (\psi_{\text{exp}} - \psi)^2 \right]_i$$
, onde: ω - fator escalar de peso, ψ_{exp} - resposta desejada do sistema, ψ - resposta gerada do sistema, N - número de posições consideradas. Nesta aproximação, tomando derivadas parciais de F com respeito as variáveis de projeto e igualando a zero, resulta um conjunto de equações não lineares que pode ser resolvido utilizando o método de Newton Raphson. O resultado desta otimização é a obtenção de um mecanismo ótimo com respeito ao mínimo quadrado do erro.

Até 1969, as técnicas de otimização foram aplicadas unicamente para sintetizar mecanismos geradores de função e de trajetória. ESCHENBACH e TESAR (1969) foram os primeiros a pesquisar algo diferente, apresentaram um trabalho sobre otimização de mecanismos de quatro barras onde um ponto da barra acopladora passava por quatro pontos específicos, sendo o interesse gerar numerosos mecanismos, tendo em conta suas propriedades como o tamanho das barras e a qualidade do ângulo de transmissão. SPECKHART (1972) utilizou o método dos multiplicadores de Lagrange para determinar o ótimo conjunto de tolerâncias dos comprimentos das barras de um mecanismo, sendo desta maneira minimizado seu custo de produção.

GUPTA (1973) apresentou um processo de síntese espacial de mecanismos tendo em conta a condição de fechadura, mobilidade, transmisibilidade, utilizando o método das penalidades para a coordenação da posição e velocidade do mecanismo. ROSE e SANDOR (1973) apresentaram um procedimento iterativo para obter as ótimas dimensões de um

mecanismo de quatro barras gerador de função, onde os pontos de precisão são escolhidos através da relação de espaçamento de Chebyshev; posteriormente, através da equação de Freudenstein foram reespaçados os pontos de precisão para minimizar o erro e sintetizar um novo mecanismo; o processo é repetido até que a magnitude do erro apresentado, entre os pontos de precisão, seja aproximadamente igual. O procedimento adotado consiste basicamente em forçar os erros extremos entre pontos de precisão até magnitudes ~~aproximadamente iguais através de imposição de restrições. O resultado é um conjunto de equações para ser resolvido através de um método convencional.~~

Um método de otimização linear, baseado no princípio de superposição para ótima síntese de mecanismos planos geradores de trajetória, foi apresentado por BAGCI e LEE (1975). ALIZADE et al. (1975) aplicaram a técnica das penalidades para otimizar a síntese cinemática de mecanismos de quatro barras geradores de função e apresentaram um novo método para encontrar a aproximação inicial da região factível de acordo as restrições do tipo de igualdade e desigualdade; a função objetivo foi definida como a integral do erro estrutural, sendo que a principal dificuldade do processo de minimização resulta da não linearidade das restrições. Os autores concluíram que na presença de restrições do tipo de desigualdade não linear, o método dos multiplicadores de Lagrange é mais efetivo. SUTHERLAND e KARWA (1978) desenvolveram uma formulação geral para o projeto de mecanismos de quatro barras para guiar um corpo rígido incluindo unicamente cinco pontos de precisão. SUH e RADCLIFE (1978) aplicaram o método de minimização de Powell's para problemas de otimização de mecanismos diretamente com mínimos quadrados.

Uma variedade de métodos numéricos tem sido utilizada em otimização de mecanismos através de mínimos quadrados para calcular as soluções iterativamente. Todos estes métodos encontram-se dentro de uma das seguintes categorias: métodos diretos, que não requerem nenhuma derivada; métodos do gradiente, que requerem o cálculo da primeira derivada e métodos Hessian, que requerem o cálculo da segunda derivada; entretanto, os métodos Hessian, baseados em aplicações diretas do método de Newton-Raphson para obter a solução, são menos comuns em função do dramático incremento da parte algébrica e da complexidade para resolver o problema, devido à segunda derivada.

Uma revisão de algumas técnicas de otimização podem ser encontradas em trabalhos de SEIREG (1972) e ROOT e RAGSDALL (1976). Recentemente, um número de investigadores observaram aplicações de outras técnicas mais eficientes de otimização para síntese e projeto de mecanismos. Técnicas semelhantes de otimização incluem o método de precisão de KRAMER e SANDOR (1975), a técnica de otimização heurística de DATSERIS e FREUDENSTEIN (1979), o método do gradiente reduzido generalizado "GRG" e a técnica de programação quadrática sequencial. PARADIS e WILLMERT (1983), apresentaram uma técnica baseada no método de restrição de Gauss para problemas de mecanismos com restrição linear de desigualdade. HAMMOND e JOHNSON (1988) apresentaram um método de formulação alternativa para problemas de projeto de mecanismos com monotonicidade e com pequeno número de variáveis de projeto. Todas as anteriores técnicas são baseadas numa simples função objetivo para guiar o mecanismo através de um conjunto de pontos de projeto conhecidos, formando uma função objetivo sujeita a um conjunto de restrições.

No entanto, os principais problemas podem ter vários objetivos, sendo vantajosos se todas as funções objetivo podem ser introduzidas diretamente no processo de otimização, que além disso, pode eliminar a necessidade de introduzir restrições artificiais. RAO e HATI (1979) introduziram uma técnica semelhante de otimização multiobjetivo utilizando a teoria aproximada de "jogo". WILDE (1975) introduziu o uso de análise de monotonicidade como ferramenta para a otimização de projetos; posteriormente, PAPALAMBROS e WILDE (1979) estenderam esta aproximação para ilustrar seu uso com um número real de aplicações. ZHOU e MAYNE (1983) sugeriram a possibilidade de implementar o conceito de análise de monotonicidade num algoritmo para computador.

Segundo CHOUBEY e RAO (1982), o erro no mecanismo consiste de duas componentes: um erro estrutural e outro mecânico; porém, objetivando minimizar ambos erros, propuseram uma função objetivo tendo como base o deslocamento de um mecanismo de quatro barras, sendo que a função pode ser usada diretamente para síntese de três posições; porém, teoricamente, a máxima precisão atingível é para sete pontos. WILDE (1982) aplicou uma regressão não linear para sintetizar um mecanismo de quatro barras gerador de função, apresentando melhores resultados que o método de Newton-Raphson.

ERDMAN e SANDOR (1984) apresentaram uma detalhada discussão de síntese, considerando um mecanismo de quatro barras cujo o acoplador descreve uma trajetória desejada. A notação matricial foi utilizada por Suh e Radcliffe, citados por MIDHA e ZHÃO (1985), através da introdução do método da matriz deslocamento para síntese cinemática associada com múltiplas posições de um corpo rígido para mecanismos tanto planos como esféricos. AVILES et al. (1985) introduziram um novo método para a ótima síntese de mecanismos planos de baixo par, utilizando a função erro para qualquer mecanismo e qualquer tipo de síntese com e sem restrições nos parâmetros de entrada; neste método, a função objetivo a ser minimizada é dada pela somatória dos erros locais afetada por um fator de peso.

O critério ótimo e o teste de limite desprezível, método de Johnson's e análise de monotonicidade têm uma filosofia comum como estratégias de otimização, sendo que estes métodos reduzem o problema em forma simples por eliminação de restrições de igualdade e redução do domínio factível na formulação do problema, segundo PAPALAMBROS e HENG (1983). GUPTA e RAVINDRAN (1983) apresentaram um amplo estudo para a solução geral de programação não linear e problemas de otimização discreta não linear, desenvolvendo um código para computador. Os resultados numéricos indicam o efeito dos parâmetros do problema como o número de variáveis e restrições. BETTS (1983) apresentou uma detalhada descrição para identificar a divergência entre o desenvolvimento de um algoritmo e a modelagem de sistemas, sugerindo que o desenvolvimento de algoritmos deve responder as necessidades do usuário, recomendando que a modelagem de sistemas deve ser mais cuidadoso, perceptível e preciso de requerimentos de algoritmo de otimização. Fronteiras em otimização na engenharia surgem por causa das diferentes necessidades e requerimentos de desenvolvimento de algoritmos e modelagem de sistemas; conseqüentemente, estas fronteiras podem enlaçar a eficiência do ótimo processo de projeto.

SHANNO (1983) apresentou um trabalho sobre técnicas de otimização sem restrições, baseado no método do gradiente conjugado onde a segunda derivada da matriz é analiticamente impossível, para calcular, e numericamente custosa em tempo. Porém, os métodos de gradiente conjugado aparecem como o único meio de resolver o problema, este é o caso onde o número de variáveis de projeto é grande e a matriz Hessian relativamente

completa. Para a situação anterior, o autor apresentou os seguintes métodos baseados no gradiente conjugado para minimizar a função: método de variável métrica e armazenamento de variável, método da variável métrica e esparsa, de diferenças finitas de Newton e método truncado de Newton.

SANDGREN e RAGSDELL (1980), em estudo comparativo, aplicado a solucionar 30 problemas de engenharia, utilizaram 35 softwares de programação não linear baseados em métodos de aproximação linear, das penalidades interior e exterior, do gradiente reduzido e dos multiplicadores, constataram que o método do gradiente reduzido foi mais efetivo, seguro e robusto que os outros métodos testados. PARKINSON e WILSON (1988) constataram que os resultados obtidos através da programação quadrática seqüencial podem ser superiores aos obtidos através do método do gradiente reduzido; entretanto, o desenvolvimento de um algoritmo híbrido entre a programação quadrática seqüencial e o método do gradiente reduzido, resolve automaticamente o problema de degeneração.

O resultado final de um projeto envolve a possibilidade de tolerância ou incertezas nas especificações do projeto. Se um ótimo projeto torna-se extremadamente sensível a pequenas mudanças nos comprimentos das barras, posição do acoplador ou velocidade angular da barra de entrada, este não pode representar um bom projeto e muito menos ótimo. Uma aproximação Japonesa para otimização, conhecida como o método de Taguchi, é apta para direcionar estes resultados. Infelizmente, há dificuldades de aplicação destes métodos a nível conceptual de projeto de mecanismos. SANDGREN (1990) propôs o método da árvore para a otimização de mecanismos que considera ambas as mudanças: geométricas e topológicas. A otimização foi realizada através de um algoritmo de programação não linear, sendo que a combinação do método da estrutura da árvore e a programação não linear provêm de um único projeto circunstancial que pode manejar resultados semelhantes como a incerteza nos parâmetros de projeto. A técnica foi aplicada para projetar um mecanismo gerador de função com incerteza na localização exata de um ponto no acoplador e do comprimento das barras. AKHRAS e ANGELES (1990) propuseram um método para sintetizar um mecanismo plano para guiar um corpo rígido, sendo o método simplificado através da eliminação de restrições do tipo de desigualdade e utilizando o princípio dos mínimos quadrados para sugerir a otimização, posteriormente

resolvida através do método de Newton-Gauss.

MORGAN e WAMPLER (1990) propuseram o problema de sintetizar um mecanismo de quatro barras com articulações fixas para que a curva gerada por um ponto da barra acopladora passe por cinco pontos de precisão, sendo que os parâmetros de desenho devem satisfazer um sistema de equações polinomiais da quarta ordem com quatro variáveis desconhecidas que apresentam pelo menos 36 soluções reais diferentes de zero.

KIMBREL (1991) apresentou uma teoria denominada de componentes para sintetizar um mecanismo de quatro barras; o princípio consiste numa aproximação algébrica partindo dos polígonos de velocidade e aceleração para obter seis equações com treze incógnitas: magnitude da barra fixa, as componentes em x e y das outras três barras, três velocidades angulares e três acelerações angulares. Se sete parâmetros são especificados, as seis equações podem ser resolvidas para as seis incógnitas remanentes. Segundo o autor, esta técnica é particularmente segura para sintetizar mecanismos de quatro barras com velocidades e acelerações angulares específicas de cada barra.

Pesquisas de síntese dimensional têm sido utilizadas no projeto de mecanismos para deslocamentos específicos. HUANG e ROTH (1993) apresentaram um trabalho objetivando determinar as dimensões de um mecanismo de quatro barras para guiar um corpo rígido através de várias posições e suportar uma carga específica externa em cada posição. A metodologia usada foi a de combinação da síntese cinemática e a síntese estática; apresentaram meios sistemáticos para a formulação das equações de equilíbrio estático do "loop", com solução simultânea das equações cinemáticas. Foi assumida uma condição de equilíbrio estático; isto é verdadeiro para baixas velocidades e com altas cargas aplicadas; nestas condições, sendo o efeito inercial depreciado.

As publicações de dinâmica de mecanismos têm sido divididas em categorias semelhantes a balanceamento, vibração, tempo de resposta, estabilidade, análise harmônica, folgas e impactos, análise elástica e análise estrutural. No começo dos anos 70, o problema de otimização dinâmica, característica em mecanismos, começa a ser considerado devido a projeto de sistemas mecânicos com complexa dinâmica. Thomas, citado por ROOT e RAGSDALL (1976), expôs que em mecanismos geradores de trajetória a função objetivo pode ser baseada em considerações dinâmicas e seu movimento deve satisfazer certas

restrições; ele inclui, minimizar a máxima aceleração angular da biela num mecanismo de quatro barras e minimizar as forças de reação nas articulações do mecanismo. CARSON e HANEY (1979) desenvolveram uma técnica aplicável em qualquer mecanismo de um grau de liberdade para sintetizar sistemas de forças para acionar um mecanismo de quatro barras onde uma resposta dinâmica de movimento é desejada.

O principal objetivo em balanceamento de mecanismos é remover ou diminuir o movimento transmitido à estrutura e arredores; para isso, muitos métodos de balanceamento têm sido desenvolvidos envolvendo diretamente as forças. BERKOF e LOWEN (1969) descreveram um novo método referido como "método de vetores linearmente independentes" que permite o completo balanceamento das forças atuantes num mecanismo para a eliminação total de resultantes inerciais, em mecanismos de quatro barras. O método de balanceamento estático requer a habilidade para trocar massas concentradas em barras por um sistema de massas estaticamente equivalentes, por adição de pesos nas barras; os centros de massa das barras são progressivamente levados a um dos pivôs estacionários ou justamente a um pivô de referência. BERKOF e LOWEN (1971) apresentam um trabalho sobre balanceamento ótimo de mecanismos de quatro barras utilizando a teoria de mínimos quadrados para otimizar o momento de desbalanceamento de um mecanismo completamente balanceado, sendo a distribuição das massas os parâmetros envolvidos.

LOWEN e BERKOF (1971) trataram igualmente o balanceamento ótimo de mecanismos, discutindo o problema da determinação da força de balanceamento de um mecanismos de quatro barras para um ótimo momento de desbalanceamento. Segundo BERKOF (1973), o método de distribuição parcial de massas e compensação da rotação, demonstra ser eficiente para completo balanceamento de mecanismos de um "Loop" e de alguns mecanismos especiais "multiloop". TEPPER e LOWEN (1975) apresentaram um método para balanceamento parcial de mecanismos de quatro barras utilizando dois contrapesos, ligados a cada uma das barras de entrada e saída respectivamente, para obter o produto massa total-distância da respectiva barra com a correspondente força mínima de desbalanceamento, satisfazendo as restrições de força nas articulações da barra fixa. Um mecanismo que não apresenta momento de flutuação não pode transmitir qualquer vibração à estrutura ou imediações, segundo WIEDERRICH e ROTH (1976). apresentaram

igualmente um trabalho com a finalidade de diminuir o movimento de flutuação no mecanismo através do princípio de conservação do momento e impulso.

TRICAMO e LOWEN (1983) introduziram uma nova técnica no campo da dinâmica de mecanismos fazendo possível otimizar simultaneamente os máximos valores das reações dinâmicas nas articulações, os momentos de entrada e de desbalanceamento num mecanismo de quatro barras operando a velocidade constante. Os máximos valores das reações dinâmicas individuais são minimizados, através de restrições de desigualdade onde a diferença de força entre as reações e o máximo valor da mesma reação no mecanismo, não balanceado, são os parâmetros de minimização do mecanismo, para uma posição específica; a força máxima prescrita de desbalanceamento foi obtida por uma restrição de igualdade, chamada equação de círculo equipolente. Como função objetivo utilizaram a raiz média quadrática RMS empregando o princípio lagrangiano, sendo minimizado através do método das penalidades. Segundo BAGCI (1982), transferindo o momento de desbalanceamento das barras móveis para as articulações da barra fixa e utilizando compensadores de rotação, tem sido efetivo para eliminar as forças e momentos de desbalanceamento em mecanismos de múltiplos "Loops".

LEE e CHENG (1984) apresentaram um método de balanceamento da força e momento de um mecanismo rígido num plano capaz de alcançar uma resposta ótima, sendo a função objetivo uma combinação linear de duas quantidades dinâmicas bidimensionais: uma através do princípio Newtoniano representando o efeito equivalente das forças nas articulações ligadas à barra fixa e a outra, utilizando o princípio Lagrangiano, que representa o torque de entrada requerido para operar o mecanismo num movimento conhecido. MING e PENNESTRI (1991) apresentaram uma eficiente técnica numérica para um ótimo balanceamento de mecanismos, computacionalmente eficiente e seguro método de análise dinâmica, sendo requeridos para o balanceamento códigos de otimização. Através do uso combinado das equações de Newton e o princípio de trabalho virtual é obtido o conjunto de equações de equilíbrio do sistema. Uma segunda parte do trabalho enfoca um novo critério de otimização, restrições e parâmetros necessários para obter a solução correspondente a mecanismos de quatro barras, sendo a função objetivo formada pelas magnitudes das componentes das forças nas articulações que ligam a barra fixa com as barras de entrada e

saída respectivamente, além do torque de acionamento.

BAGCI (1992) apresentou um método simples e eficiente para balanceamento completo de mecanismos utilizando o método da barra acopladora dinamicamente equivalente; com este método, a barra acopladora é reduzida a duas massas concentradas em duas partes da barra, satisfazendo desta forma as condições equivalentes da dinâmica. SHEMIN (1994) analisou a relação existente entre a resposta do sistema e a força de excitação que é apresentada pela força e momento de desbalanceamento. A força e o momento são expressos como uma série de Fourier que consiste de duas componentes: um termo constante e outro harmônico. A função objetivo para o ótimo balanceamento completo de mecanismos é formada por duas componentes: a somatória da raiz média quadrática RMS e o binário máximo (B_{max}) da componente harmônica da série de Fourier da força e momento de desbalanceamento, alterada esta componente por fatores de peso. Como variáveis de projeto são tomadas as massas e suas posições; isto é M_i , r_i , e θ_i , respectivamente. Utilizando este método, o resultado do balanceamento de mecanismos é melhor que os métodos tradicionais.

Modernos sistemas mecânicos são freqüentemente montagens complexas de corpos rígidos ou flexíveis. A análise de sistemas semelhantes requer, tipicamente, formulação de sistemas mistos de equações diferenciais de movimento, não lineares e equações algébricas não lineares de restrições cinemáticas. Um novo método numérico de integração finita foi introduzido para sintetizar um mecanismo de perfil excêntrico para prescrever curvas de aceleração, onde a integral é subseqüentemente desmembrada por um número de equações algébricas, uma para cada ponto na faixa da variável independente. Com ajuda de formulação especial de integração, a solução da equação diferencial é reduzida para a solução de uma equação da forma matricial com auxílio das condições de contorno. A respeito, CHEN (1973) constatou que o método de síntese através de integração finita apresenta maior precisão que a síntese diferencial finita.

Muitos investigadores têm direcionado métodos de solução para a análise dinâmica de sistemas mecânicos restringidos. Basicamente, são duas aproximações para resolver as equações de movimento com restrições. Uma primeira aproximação utilizada por ORLANDEA et al. (1977), WEHAGE e HUANG (1982) e NIKRAVESH e CHUNG

(1982), resolve as equações diferenciais de movimento simultaneamente com as equações algébricas não lineares de restrição para determinar as forças de restrição, empregando a forma de multiplicadores de Lagrange; a solução simultânea deste sistema misto de equações é difícil e os métodos não são totalmente entendíveis. Vários algoritmos de integração têm sido utilizados para resolver o sistema, tendo em conta que com estes métodos frequentemente dificulta-se a solução numérica. Uma segunda aproximação, segundo KIM e VANDERPLOEG (1986), empregando o método de redução, eliminando explicitamente as restrições de força da equação de movimento convertendo-a numa forma de estado. Segundo o autor, reduzindo o conjunto de equações algébricas e diferenciais a esta forma, obtém-se melhores vantagens numéricas, é incrementada a eficiência, a solução é mais estável e a violação das restrições é controlada.

A grande maioria de trabalhos em dinâmica de mecanismos tem sido derivada da cinemática, algumas vezes obtida por aproximação de Lagrange, assumindo corpos rígidos. Alguns autores desenvolveram sistemas "elastico-complexos" ou seja sistemas combinados de membros elásticos e não elásticos. Pela complexidade das soluções, usualmente só um elemento é considerado elástico e com apenas um grau de liberdade de deformação: torção, alongamento ou flambagem lateral e conseqüentemente, os aproximadores de Lagrange, ou os métodos da energia são frequentemente empregados para derivar as equações de movimento. No entanto, algumas simplificações e considerações assumidas para a solução das equações podem resultar em soluções pouco práticas. Num mecanismo de quatro barras tendo suas barras e as juntas perfeitamente rígidas, a equação que governa o movimento do mecanismo com um grau de liberdade, é dada pela equação diferencial ordinária, não linear de segunda ordem, não homogênea e com coeficientes variáveis, da seguinte forma, segundo CARSON e LEE (1983): $AJ\ddot{q}_1 + DJ\dot{q}_1^2 + DP = GFK$, Onde q_1 é a variável independente (coordenada generalizada) e é função do tempo. Na mesma equação, os termos AJ e DJ representam a variação da energia cinética das barras em movimento, enquanto o termo DP representa a variação da energia potencial gravitacional com respeito a q_1 . GFK é a força generalizada associada com as forças atuantes no mecanismo.

Normalmente, o acionador é sujeito a velocidades cíclicas e variações de torque devido ao efeito inercial, forças dissipativas e conservativas na máquina; sendo estas

variações periódicas de velocidade e torque características da máquina segundo WIEDERRICH (1983). O autor apresentou uma teoria na qual certas classes de máquinas podem ser identificadas através de medidas experimentais de torque e da resposta de força periódica no acionador. O método apropriado para uso com computador é baseado em análise de sinal, tendo aplicações em controle de máquinas, diagnóstico para melhorar as características estáticas e dinâmicas e avaliar a efetividade das juntas ou elementos de rolamento da máquina. Durante o desenvolvimento de máquinas, a determinação das propriedades dinâmicas são definidas pela energia cinética, e energia potencial e funções de dissipação, sendo estas, funções do ângulo do acionador. A energia cinética para qualquer sistema com um grau de liberdade pode ser expressada de maneira geral pela seguinte equação: $T = C_0(q,t) + C_1(q,t)\dot{q} + \frac{1}{2}C_2(q,t)\dot{q}^2$, onde $q(t)$ é a coordenada generalizada e $\dot{q} = dq / dt$. A energia cinética de um mecanismo de quatro barras é dada pela expressão da forma seguinte: $T = C(q,t)\dot{q}^2$.

Métodos sistemáticos para a formulação de equações dinâmicas de movimento para braços manipuladores rígidos têm sido estudados por pesquisadores apresentando modelos matemáticos. A respeito, LOW e VIDYASAGAR (1988) propuseram um método para produzir uma expressão simbólica compacta, para a equação dinâmica de movimento de manipuladores para robôs contendo barras rígidas e barras flexíveis, onde as equações são derivadas usando o princípio de Hamilton's. O modelo analisado é um sistema manipulador de "loop" aberto, onde unicamente são consideradas juntas de revolução e prismáticas, sendo a formulação baseada nas expressões de energias cinética e potencial do sistema em termos da coordenada generalizada; a aproximação é uma extensão natural do princípio lagrangiano para manipuladores rígidos. Sistemas dinâmicos, que são modelados por equações com parâmetros variando periodicamente, têm sido estudados, amplamente, realizando esforços para estabelecer métodos eficientes para a avaliação da resposta da equação de movimento. A solução analítica das equações diferenciais ordinárias de segunda ordem não linear, não homogênea com coeficientes variáveis torna-se difícil, embora, a solução numérica destes problemas não fosse prática até a utilização de computadores digitais de alta velocidade.

Partindo da hipótese básica de que os métodos multiplicadores podem ser eficientes para otimização de resposta dinâmica de sistemas de grande escala, PAENG e ARORA (1989) exploraram múltiplos métodos. No entanto, experiências numéricas e o presente trabalho mostram que muitas dificuldades numéricas devem ser resolvidas para melhorar a efetividade do método para aplicações práticas. Porém, sugeriram entre outras as seguintes considerações numéricas necessárias para desenvolver uma aplicação: métodos com intervalos constantes versus passos variáveis de integração, esquemas de interpolação, métodos de avaliação integral, métodos de minimização de restrição e multiplicadores de Lagrange.

A filosofia da robustez integra considerações de variação e rendimento que podem ser realizadas utilizando métodos de otimização. Utilizando este potencial, modelos de engenharia podem ser utilizados para desenvolver projetos robustos, projetos que podem tolerar variações, sendo definidas estas em termos de tolerância que suportam uma esperada variação das variáveis do modelo e/ou parâmetros. A respeito, PARKINSON et al. (1993) discutiram como a tolerância pode ser considerada durante o processo de otimização, utilizando um método linear de tolerância para obter o ótimo robusto de duas barras atadas suportando uma carga, desenvolvendo expressões que mostram como as flutuações em variáveis de projeto, parâmetros e restrições são transmitidas ao projeto. PARKINSON (1995) discutiu sete métodos para desenvolver projetos robustos utilizando modelos de engenharia. No mesmo trabalho explica, detalhadamente, o estudo de um mecanismo de quatro barras, projetando-o inicialmente para obter o ótimo nominal (sem considerar variações); posteriormente, através do método de variação transmitida; isto é, incorporando em todas as funções de restrição a variação transmitida, obtida através da análise estatística e análise para o pior caso, sendo a variância estimada através de séries de Taylor de primeira ordem já considerada a variação, reotimiza o problema para encontrar o ótimo robusto.

BALLING et al. (1986) ilustraram detalhadamente o projeto do mecanismo de quatro barras citado anteriormente, utilizando o método da caixa aproximada de tolerância e análise para o pior caso, para obter o modelo robusto e apresentando duas formulações de tolerância. Linearizando as restrições perto do ótimo teórico, o problema é reduzido para a

forma de programação quadrática e linear; isto é, um problema de programação matemática com função objetivo quadrática e restrições lineares, para posteriormente ser otimizado. MICHAEL e SIDDALL (1981) incorporam a tolerância através da análise do pior caso sendo tratadas como variáveis de projeto. Utilizando o método da caixa aproximada de tolerância definida para as variáveis de projeto, é obtida uma generalização matemática para realçar a conveniente otimização.

O efeito das folgas no processo de construção é investigado por BEGES (1970).

Através da cinemática clássica pode-se determinar a completa geometria de um mecanismo com algum grau de liberdade para uma certa posição de entrada. Entretanto, utilizando o método da análise estrutural através da matriz de rigidez, podem ser determinadas todas as forças internas nos membros do mecanismo para qualquer carga aplicada na entrada do mesmo. Segundo ERDMAN et al. (1972), a kineto-elastodinâmica é o estudo do movimento de mecanismos formados de elementos que podem flambar devido a cargas externas ou forças internas. Os autores descreveram o processo baseado na flexibilidade aproximada da análise estrutural, podendo ser aplicado para um mecanismo plano ou espacial; porém, julgam que a técnica dinâmica estrutural, baseada no método dos elementos finitos em um corpo rígido ou elástico em movimento, constitui uma aproximação desejável para analisar e sintetizar um sistema totalmente elástico e determinar deformações elásticas de um mecanismo, devido a forças inerciais.

Muitos pesquisadores têm examinado métodos para escolher massas e/ou elementos de molas associados com mecanismos para prover uma variedade de efeitos de balanceamento onde notável variação de energia ou torque são as variáveis de entrada. Em geral, a solução dos diferentes métodos envolve análise repetida usando algoritmos computacionais. A respeito, ELLIOT et al. (1979) provaram um procedimento direto para sintetizar analiticamente um sistema com massas e molas para obter uma aproximação desejada em função da carga, por meio de sínteses de quatro e seis pontos de precisão, respectivamente, onde o objetivo principal deste procedimento de síntese é a redução do número de parâmetros de controle, facilitando o desenho na fase de otimização e, ao mesmo tempo, forçando parâmetros remanescentes para gerar soluções aceitáveis. GRIFFIN e MATTHEW (1981) associaram a energia potencial armazenada em molas e a energia

cinética armazenada em um corpo em movimento, com a equação de movimento de um mecanismo atuando num plano, para prover pontos de precisão para controlar um fenômeno dinâmico desejado e, simultaneamente, sintetizar os elementos do mecanismo para produzir vários pontos de precisão.

A estabilidade dinâmica de sistemas é tema de bastante interesse. Igualmente, atenção especial tem sido dada à estabilidade de sistemas não lineares excitados. Segundo ZADOKS e MIDHA (1987), estes métodos tendem a ser especializados e qualquer deles pode, usualmente, manejar um número limitado de equações. Os métodos geralmente são difíceis para ser aplicados e a quantidade de informação obtida é inadequada para a situação; no entanto, tem sido provado que se os termos não lineares de um sistema não conservativo com critério operacional de união, a estabilidade assintótica do sistema linearizado implica estabilidade do conjunto de equações originais não lineares; para isso, a teoria denominada Floquet pode ser aplicada para examinar a estabilidade do sistema.

Segundo ORLANDEA e BERENYI (1981), uma das mais importantes realizações da indústria de robôs é a capacidade com que uma estrutura de um mecanismo dado é apta para realizar uma diversidade de trabalhos. Para isso, foi utilizado o software ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) para determinar as leis de movimento dos atuadores de robôs quando a trajetória e orientação são conhecidos. Algumas técnicas para modelagem dinâmico geradas por computador como IMP, ADAMS, DADS entre outros, podem ser usadas para gerar o sistema de equações de movimento. Isso demonstra que é possível gerar, por computador, não unicamente equações de movimento, mas também equações requeridas para projetos derivados ou informações de sensibilidade de projeto, a fim de saber qual o efeito de variação que pode ter o mecanismo.

3. SÍNTESE DO MECANISMO DE QUATRO BARRAS

O mecanismo flutuante é dimensionado sob restrições de trajetória visando ter baixa sensibilidade às forças horizontais aplicadas na ponta do garfo catador e responsáveis pelo rastelamento e catação do produto, acompanhada de uma alta sensibilidade as forças verticais responsáveis pela flutuação do garfo catador sobre o perfil do solo. A carga atuante na ponta do garfo da figura 1, é composta basicamente da ação do produto rastelado, do atrito entre garfo e solo, assim como da força aplicada por obstáculos (mudanças na topografia do solo). As componentes verticais de carga estão compostas pelo do produto acumulado e pela reação do solo sobre o garfo.

O mecanismo flutuante articulado escolhido para acompanhamento do microrelevo do solo é o representado na figura 1, definido por quatro barras do tipo binário identificadas por l_1 , l_2 , l_3 , e l_4 , ligadas por articulações que permitam apenas rotação entre as barras. Foi escolhida como fixa a barra l_1 , como barra de entrada (acionadora) a barra l_2 com rotação parcial, e a l_4 como barra seguidora. Entretanto, o acoplador esta formado pelo conjunto de barras ligadas l_3 e l_6 , onde a barra de saída l_6 tem como função, realizar o acompanhamento perfil do solo. O movimento natural desejado do mecanismo é do tipo plano. O mecanismo apresenta um grau de liberdade.

Para sintetizar o mecanismo que define as posições do garfo catador encarregado de acompanhar o perfil do solo, foi usada a síntese para três posições do acoplador, com posições angulares específicas. A primeira posição é a posição de referência, tendo em conta que três é o número máximo de posições para que um mecanismo possa ser sintetizado com a solução de equações lineares, segundo KIMBRELL (1991).

No mecanismo de quatro barras definido na figura 1, as barras fixa, acionadora, acopladora e seguidora, são identificadas como l_1 , l_2 , l_3 , e l_4 . O acoplador esta formado pela barra acopladora l_3 , o garfo catador l_6 e a barra l_5 , respectivamente. Considera-se cada uma das barras como um vector, e os deslocamentos angulares medidos desde a posição inicial, ao igual que o deslocamento δ_i do ponto P (garfo catador)

Considerando a i -ésima posição do mecanismo e efetuando uma soma vetorial a partindo do ponto O, pode-se chegar até o ponto P através das barras 2 e 5; fechando o "Loop" pelas barras 5 e 2:

$$l_2 e^{i\theta_2} + l_5 e^{i\theta_5} - \delta_i - l_5 - l_2 = 0 \quad (1)$$

ou
$$l_2(e^{\theta_{2i}} - 1) + l_5(e^{\theta_{5i}} - 1) = \delta_i \tag{2}$$

Considerando igualmente a *i*-ésima posição, partindo do ponto C, pode-se chegar até o ponto P através das barras 4 e 6. A equação do "Loop" pode ser escrita como:

$$l_4(e^{\theta_{4i}} - 1) + l_6(e^{\theta_{6i}} - 1) = \delta_i \tag{3}$$

O ângulo $\theta_{6i} = \theta_{5i}$, sendo que as barras 5 e 6 são partes da mesma barra rígida do acoplador junto com l_3 . Igualmente, outro "Loop" correspondente ao acoplador pode ser descrito por:

$$l_3 + l_6 = l_5 \tag{4}$$

Igualmente, o "Loop" que define o mecanismo de quatro barras, formado pelas barras l_1, l_2, l_3 e l_4 , pode ser descrito através da equação seguinte:

$$l_2 + l_3 + l_4 = l_1 \tag{5}$$

Com estas quatro equações pode-se sintetizar o mecanismo de quatro barras onde o acoplador (garfo catador) passa por três posições que são conhecidas. Estas equações foram utilizadas para sintetizar o mecanismo, através do programa do anexo 4.

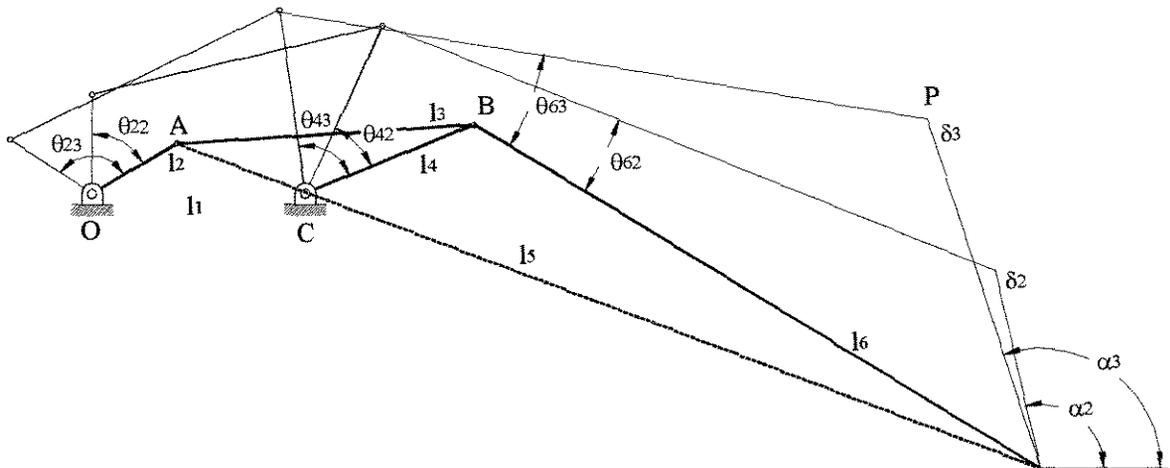


Figura 1. Mecanismo de quatro barras em três posições

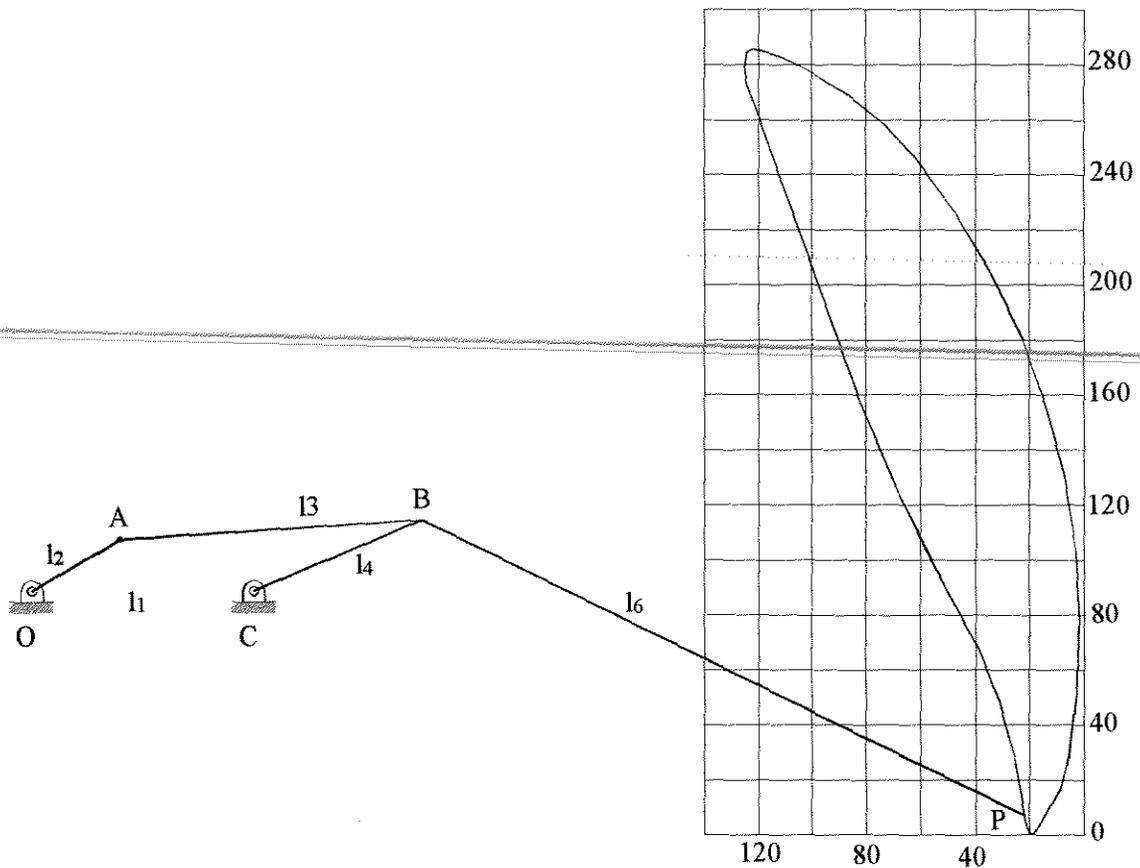


Figura 2. trajetória do extremo do garfo

Para sintetizar o mecanismo desejado através deste método, onde o garfo catador efetue um acompanhamento do perfil do solo permitindo uma trajetória aproximada à da figura 2, quando a carga total atuando no garfo aumenta devido principalmente a obstáculos e ação do produto, foi considerado que em caso extremo, o garfo possa retrair-se 100 mm e elevar-se 290 mm, quando a barra acionadora gira 360°. Quando a barra acionadora gira 180°, o extremo do garfo retrai-se 60 mm e eleva-se 150 mm, respectivamente.

Considerando algumas restrições de espaço na parte frontal da plataforma de corte, foi selecionado a seguinte variação dos dados para prover solução satisfatória.

Quando o garfo catador passa da primeira à segunda posição:

$$\theta_{22} = 60.67^\circ$$

$$\theta_{42} = 40^\circ$$

$$\theta_{52} = 10.64^\circ$$

$$\delta_2 = 69.27 \text{ mm}$$

$$\alpha_2 = 98.8^\circ \text{ (argumento de } \delta_2 \text{)}$$

Quando o garfo catador passa da primeira à terceira posição:

$$\theta_{23} = 117.2^\circ$$

$$\theta_{43} = 65.68^\circ$$

$$\theta_{53} = 25.51^\circ$$

$$\delta_3 = 133.89 \text{ mm}$$

$$\alpha_3 = 97.96^\circ \text{ (argumento de } \delta_3 \text{)}$$

Com os dados anteriores e executando o programa do anexo 4 obtiveram-se as dimensões do mecanismo contidas na tabela 1 que representam a configuração inicial para o processo de otimização.

Tabela1. Dimensões do mecanismo de quatro barras

Barra	Componente		Comprimento Total (mm)
	Real (mm)	Imaginaria	
l_1	25.9	26.8	37.3
l_2	111.1	-16.7	112.4
l_3	58.5	33.8	67.6
l_4	78.5	0	82.0
l_5	(306.9)	(-169.4)	(350.5)
l_6	195.8	-152.7	248.2

4. ARTIGO 1

MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE MECANISMOS PARA SEGUIMENTO DO SOLO NA COLHEITA

GILBERTO ALONSO MURCIA

Orientador:

Prof. Dr. OSCAR ANTONIO BRAUNBECK

Abstract

A Ground Following Mechanism for Combine Harvesters -Simulation and Optimization

Combine harvesting of soybeans can lose about 10 % of the grain; 80 % of which takes place at the header. An optimized four-bar linkage is proposed to reduce soybean header losses. It consists of a floating fork closely following the soil surface to lift and feed branches and pods to the flexible cutter bar. ~~The lifting fork is part of the coupler of a four bar linkage attached to the combine sickle bar.~~ The spring loaded fork closely follows the soil contour, not allowing any gapping or sinking into the soil in order to avoid plants from being left behind or dirt being mixed with grains and pods. Soil elevations and obstacles are overtaken by the fork as it moves simultaneously upward and backward while the machine moves forward. Optimization techniques were applied to minimize the soil reaction force at the bottom end of the fork by adjusting the design variables, namely the length of the linkages and the spring constant. The soil reaction force was the objective function obtained from system's equation of motion derived from Lagrange's equations. Constraints arose from the required ground clearance of the mechanism as well as the limited space available at the combine cutter bar to install the lifting mechanism. Coupler positions were also taken as model constraints prescribed by the material easy of flow and the required upward and backward simultaneous motion required for the fork to contour obstacles as the machine moves forward. Experimental and simulated results were in good agreement, both using the proposed model and the ADAMS model. The soil reaction force was reduced from 20.5 N to 8.9 N through the optimization process.

Resumo

A estrutura baixa das plantas de feijão e soja dificulta sua colheita provocando perdas de grãos da ordem dos 10 %, sendo que 80 % das mesmas se originam na plataforma segadora da colhedora. Propõe-se neste trabalho reduzir as perdas de plataforma através de um garfo que acompanha o perfil de solo na direção do deslocamento promovendo a elevação de ramos e vagens deitados, para serem cortadas posteriormente pela barra segadora. O garfo catador, que faz parte do acoplador de um mecanismo plano de quatro barras, é fixado na parte frontal da barra de corte para contornar o relevo do solo, sem afastamentos ou afundamentos, já que

isto resultaria em perdas de grãos ou contaminação dos mesmos com terra, respectivamente. Uma mola mantém o contato contínuo entre o garfo e o solo durante os efeitos dinâmicos da operação. A trajetória da ponta do garfo aproxima-se de uma reta com movimentos de retração e elevação simultâneos que permitem superar obstáculos durante o avanço. Foi aplicada uma técnica de otimização para ajustar os comprimentos das barras e a constante elástica da mola de forma a conseguir que a força de reação do solo no extremo do garfo seja mínima e positiva. ~~A função objetivo para o processo de otimização foi obtida da equação de movimento do mecanismo baseada no método *Lagrange*. O processo de otimização procura o valor mínimo da função objetivo, na qual os comprimentos das barras e a constante elástica da mola constituem as variáveis de projeto, sendo as restrições do caso, as posições angulares e faixa de oscilação vertical do garfo, os comprimentos máximo e mínimo de cada barra, o vão livre do mecanismo e os valores máximo e mínimo da constante elástica da mola. A força de reação vertical do solo sobre o garfo foi reduzida de 20,5 para 8,9 N através da otimização. Os resultados foram validados experimentalmente e comparados com os equivalentes do pacote computacional ADAMS.~~

1. INTRODUÇÃO

O alto teor de proteínas da soja e sua crescente utilização como alimento humano e animal, tem provocado rápido aumento de sua demanda através do mundo desde o início dos anos 70. Particularmente no Brasil, o cultivo da soja cresceu extraordinariamente nas últimas duas décadas, tornando-se o país o segundo maior produtor mundial depois dos Estados Unidos. O mais recente relatório do USDA (United State Department of Agriculture), segundo a folha de São Paulo, estimou a safra mundial de soja 96/97 em 132,8 milhões de toneladas enquanto que o consumo, no mesmo período, deve ser de 133,6 milhões de toneladas, ficando um estoque mundial de 16,1 milhões de toneladas. A produção brasileira, estimada para a safra 96/97, é de 26,5 milhões de toneladas. O complexo da soja (grão, farelo e óleo) participa com 9% do total das exportações brasileiras que devem gerar US\$ 5 bilhões em 1997, contra os US\$ 4,5 bilhões de 1996. De acordo com o Ministério da Agricultura, PORTELLA (1997), 10 % da soja fica nos campos, como resultado de perdas no processo de colheita. Em valores de fevereiro de 1997 e para a safra estimada nesse período, as perdas

representaram um prejuízo de aproximadamente US\$ 670 milhões, recursos suficientes para incorporar 6.700 colhedoras novas à frota brasileira.

Desde que foi efetuada a primeira colheita mecânica de soja, no ano de 1924, agricultores, engenheiros e agrônomos combinam esforços para desenvolver máquinas e variedades adequadas à colheita dos grãos. Algumas práticas importantes foram introduzidas para diminuir as perdas na plataforma, tais como densidade de plantio, espaçamento entre sulcos, ~~variedades de plantas mais altas com ponto de inserção das vagens a uma maior~~ distância do solo, condições de colheita, eficiência da máquina, aditamentos e modificações da plataforma. Segundo NAVE e YOERGER (1975), a rápida perda de umidade na soja de 15 para 10 % num período de 1 a 2 semanas, justamente prévio à colheita, pode tornar as plantas e vagens demasiado secas, resultando em perdas de pré-colheita além de acamamento das plantas com conseqüentes perdas. Lamp (1962), citado por NAVE et al. (1972), em um dos mais extensos estudos de colheita mecanizada de soja, realizou testes desde 1956 a 1960, constatou que as perdas totais variavam de 9,8 a 19,3 %, sendo que 80 % destas ocorriam na plataforma segadora. Entre as formas de perdas causadas pela plataforma esta a que ocorre por deiscência das vagens durante o impacto com as lâminas de corte. Uma outra forma de perda surge pelo corte acima da inserção das primeiras vagens; se bem que com a barra de corte flexível consegue-se uma menor altura de corte ao acompanhar melhor as irregularidades do solo, no sentido transversal ao deslocamento. Uma outra forma de perda surge das plantas deitadas sobre o solo cujas vagens não podem ser alcançadas pela barra de corte. Segundo TATE e NAVE (1973), pode-se conseguir uma redução importante nas perdas através de um melhoramento da unidade de corte da colhedora, como corte da planta com aparelhos que acompanhem o contorno do solo, além de sistemas de transporte que removam rapidamente o material da região de corte. Com tudo, os níveis de perdas descritos não devem melhorar significativamente pela tendência atual de desenvolvimento das colhedoras no sentido de aumentar velocidade de deslocamento e largura de corte da plataforma segadora, dificultando o acompanhamento do perfil do solo e a operação em terrenos inclinados.

Algumas modificações na plataforma segadora da colhedora tem sido realizadas, com a finalidade de diminuir as perdas de grãos nesta unidade. Ao respeito, QUICK e BUCHELE

(1974) substituíram o molinete por unidades de tambores verticais independentes para cada linha de plantio, com levantadores rígidos de plantas, encontrando significativa redução das perdas apresentadas na plataforma segadora, quando comparada com a plataforma rígida tradicional. BODDIFORD e RICHEY (1975) em trabalho similar, mostraram que as perdas na plataforma segadora devido a grãos liberados fora, foram reduzidas em 38 %, enquanto as correspondentes a plantas acamadas e vagens remanescentes nos talos, foram diminuídas em 79 %, quando comparado com o sistema convencional de plataforma com barra de corte flutuante. A utilização de jato de ar na plataforma com barra de corte flutuante tem sido uma das mais importantes investigações; ao respeito, NAVE (1975) e NAVE e YOERGER (1975), constataram que a plataforma segadora flutuante, com jatos de ar colocados entre as guardas protetoras da barra de corte de cada lado da linha de plantio, é uma prática para reduzir as perdas, quando o teor de umidade dos grãos de soja é menor que 13%, não sendo efetivo para teores de umidade maiores. Entretanto, aditamentos e componentes têm surgido com a finalidade de diminuir as perdas na plataforma, tais como molinete, sem-fim com dedos apanhadores, guardas porta-facas, barra de corte flutuante, jatos de ar e outros. No entanto, dos melhoramentos projetados, as aplicações comercialmente têm sido muito lentas. O principal motivo é que em muitos dos casos o novo projeto considera mudanças na plataforma segadora original, pelo que são considerados economicamente inviáveis.

2. OBJETIVOS

O objetivo geral do trabalho é modelar, dimensionar e otimizar um mecanismo cujo comportamento cinemático e dinâmico viabilize o processo de seguimento do solo, sem afundamento ou afastamento da superfície para velocidades de deslocamento coerentes com as operações agrícolas, submetido a restrições de espaço, posição, força no extremo do garfo em contato com o solo e trajetória do garfo, através dos seguintes objetivos específicos:

- Dimensionar um mecanismo de quatro barras inicial com recursos de síntese cinemática.
- Modelar o comportamento dinâmico do mecanismo através do método de *Lagrange*.
- Verificar preliminarmente o modelo desenvolvido comparando seus resultados com os do pacote computacional *ADAMS* (Automatic Dynamics Analysis of Mechanical Systems).
- Otimizar o mecanismo anterior atendendo restrições que viabilizam sua instalação.
- Projetar e construir uma unidade experimental e validar seus resultados em laboratório.

3. METODOLOGIA

3.1 Síntese

O mecanismo foi inicialmente pré-dimensionado através de processo de síntese de posição do garfo catador, visando definir a posição das articulações fixas na barra de corte da colhedora dentro das restrições de espaço do caso. Foi considerada a trajetória do ponto P da figura 1 passando por três pontos específicos com os ângulos formados pelo acoplador em relação à posição inicial conhecidos. Para essas três posições o mecanismo pode ser sintetizado resolvendo equações lineares e adequando as variáveis de livre escolha às restrições do problema, segundo ERDMAN e SANDOR (1984) e KIMBRELL (1991). Foi considerado que o garfo deve simultaneamente se retrair 60 mm e elevar 150 mm, enquanto a barra acionadora l_2 , deve girar aproximadamente 180° .

3.2 Análise cinemática

A análise cinemática é baseada nas equações vetoriais de "loops", descritas por DOUGTH (1988) e SANTOS (1996). Considerando as barras do mecanismo rígidas, sua configuração geométrica pode ser definida por vetores que formam um "loop" fechado. Na figura 1, a continuidade geométrica das quatro barras articuladas pode ser representada vetorialmente pela equação (1) que é válida para qualquer posição angular θ_2 , θ_3 , θ_4 do mecanismo.

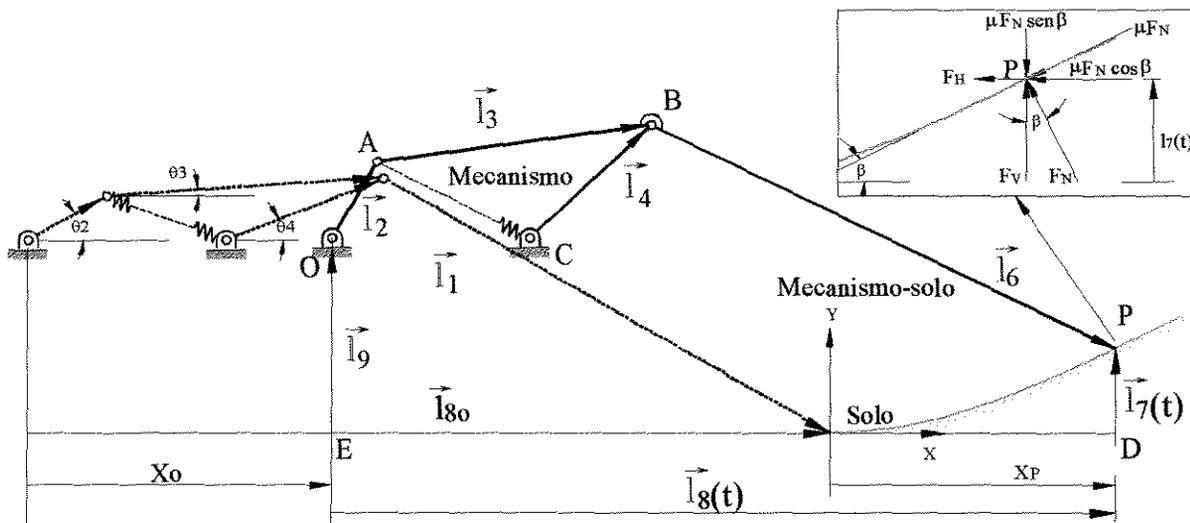


Figura 1. Variáveis geométricas e cinemáticas do mecanismo referenciadas ao solo.

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 + \vec{l}_4 = 0 \quad (1)$$

O extremo P do garfo catador da figura 1 deve permanecer em contato com o solo, a qualquer tempo. Esta segunda restrição geométrica é imposta ao mecanismo da figura 1 através da equação vetorial (2) que define a posição relativa entre o mecanismo e o solo.

$$\vec{l}_2 + \vec{l}_3 + \vec{l}_6 + \vec{l}_7 + \vec{l}_8 + \vec{l}_9 = 0 \quad (2)$$

Para simplificar a modelagem, estimou-se que a dinâmica da plataforma segadora não interfere na dinâmica do mecanismo considerado-se constante ao longo do tempo o vetor \vec{l}_9 que representa a altura de operação do mecanismo com relação ao solo. Uma outra simplificação foi considerar o perfil de solo rígido, onde as ondulações do terreno são modeladas através de uma função senoidal.

Os vetores $\vec{l}_7(t)$ e $\vec{l}_8(t)$ surgem das seguintes considerações: a colhedora avança com velocidade V sobre o perfil de solo senoidal da equação (3), com distância entre ondulações D_s e amplitude A ; na posição inicial do movimento, o ponto P de contato entre garfo e solo localiza-se a distância horizontal \vec{l}_{s_0} da articulação O ; para um instante t posterior, essa distância muda para um valor genérico $\vec{l}_8(t)$, dependente do grau de retração ou extensão sofrido pelo mecanismo. A coordenada X_P , do ponto P, pode ser calculada somando ao deslocamento de velocidade constante X_O da articulação O , equação (4), a retração ou extensão Δ_X da ponta, definida por $(\vec{l}_8(t) - \vec{l}_{s_0})$. O módulo do vetor vertical $\vec{l}_7(t)$ surge substituindo na equação (3), o valor de X_P da equação (5); a equação (6) apresenta essa substituição, na qual $\vec{l}_7(t)$ representa a altura do perfil do solo no instante t . A distância $\vec{l}_8(t)$ é incógnita mas é obtida resolvendo a equação (6) simultaneamente com as equações de compatibilidade geométrica (1) e (2).

$$y(t) = A - A \cos \frac{2\pi}{D_s} X_P \quad (3)$$

$$X_O = V t \quad (4)$$

$$X_P = X_O + \vec{l}_8(t) - \vec{l}_{8o} \quad (5)$$

$$\vec{l}_7 = A - A \cos \frac{2\pi}{DS} (Vt + \vec{l}_8(t) - \vec{l}_{8o}) \quad (6)$$

As velocidades $\dot{\theta}_i$ e acelerações angulares $\ddot{\theta}_i$ surgem da solução dos sistemas de equações (7) e (8) que resultam da diferenciação no tempo das equações (1) e (2).

$$\begin{aligned} \dot{l}_1 + \dot{l}_2 + \dot{l}_3 + \dot{l}_4 &= 0 \\ \dot{l}_2 + \dot{l}_3 + \dot{l}_6 + \dot{l}_7 + \dot{l}_8 + \dot{l}_9 &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \ddot{l}_1 + \ddot{l}_2 + \ddot{l}_3 + \ddot{l}_4 &= 0 \\ \ddot{l}_2 + \ddot{l}_3 + \ddot{l}_6 + \ddot{l}_7 + \ddot{l}_8 + \ddot{l}_9 &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

A solução das equações vetoriais (1) e (2), através do método iterativo de Newton-Raphson, prove as posições angulares θ_2 , θ_3 , θ_4 das barras móveis 2, 3, 4 e a cota horizontal do extremo do garfo $\vec{l}_8(t)$. A solução das equações (7) e (8), utilizando o método de eliminação de Gauss, prove as velocidades e acelerações angulares das barras 2, 3, e 4, além da velocidade e aceleração horizontal do ponto P, respectivamente.

3.3 Análise dinâmica de forças

O objetivo da análise dinâmica de forças do mecanismo é determinar a força de reação no extremo do garfo em contato com o solo. A equação que governa o movimento do mecanismo de um grau de liberdade, pode ser obtida pelo método de **Lagrange**. Foi utilizado este princípio na modelagem, já que não é de interesse as forças internas e reações nas articulações do mecanismo, no entanto, a força externa de contato garfo-solo é de interesse. A energia cinética total para um sistema de barras rígidas, exposto a movimentos de translação e rotação, está dada pela seguinte expressão, segundo CHACE e BAYAZITOGU (1971), MAHIL (1982) e LOW e VIDYASAGAR (1988).

$$K = \frac{1}{2} \sum (m_i v_i^2 + I_i \dot{\theta}_i^2) \quad (9)$$

Onde m_i , v_i , I_i e $\ddot{\theta}_i$ são a massa, velocidade linear do centro de massa, momento de inércia de massa e aceleração angular da barra i , respectivamente. A energia potencial do mecanismo é dada pela equação (10).

$$V = \sum m_i g h_i \quad (10)$$

Onde h_i é a posição vertical do centro de massa da barra i medida desde a origem do sistema inercial de coordenadas e g a aceleração da gravidade. Para o mecanismo de quatro barras das figuras 1 e 2, é possível expressar as coordenadas θ_3 e θ_4 em termos de θ_2 e aplicar a equação de *Lagrange* utilizando $\theta_2 = q$ como coordenada generalizada, através das seguintes expressões:

$$\begin{aligned} \lambda = (\theta_4 - \theta_3) &= \arccos \left(\frac{l_4^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_2^2 + l_2 l_1 \cos[q]}{2l_3 l_4} + \frac{l_2 l_1 \cos[q]}{l_3 l_4} \right) \\ \theta_3 &= \arctg \left(\frac{l_4 \sin \lambda}{l_3 - l_4 \cos \lambda} \right) - \arctan \left(\frac{l_2 \sin[q]}{l_1 - l_2 \cos[q]} \right) \\ \theta_4 &= \arctg \left(\frac{l_4 \sin \lambda}{l_3 - l_4 \cos \lambda} \right) - \arctg \left(\frac{l_2 \sin[q]}{l_1 - l_2 \cos[q]} \right) + \arccos \left(\frac{l_4^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_2^2 + l_2 l_1 \cos[q]}{2l_3 l_4} + \frac{l_2 l_1 \cos[q]}{l_3 l_4} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

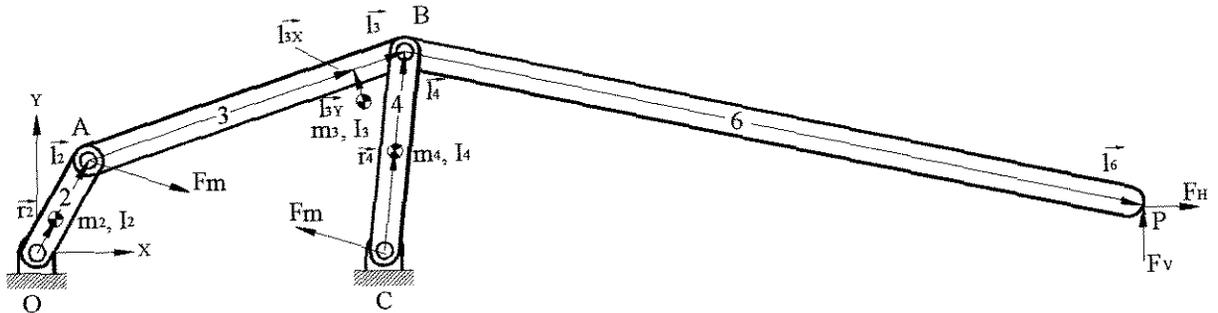


Figura 2. Representação vetorial do mecanismo

As energias cinética K e potencial V do mecanismo de quatro barras proposto com mola de translação são dadas pelas seguintes expressões:

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{2} [(m_2 r_2^2 + I_2) + (m_4 r_4^2 + I_4)] \omega_4^2 + m_3 l_2^2 + m_3 ((l_{3x}^2 + l_{3y}^2) + I_3) \omega_3^2 + \\ & 2m_3 l_2 l_{3x} \cos(q - \theta_3) \omega_3 - 2m_3 l_2 l_{3y} \sin(q - \theta_3) \omega_3] \dot{q}^2 \end{aligned} \quad (12)$$

$$V = (m_2 r_2 + I_2 m_3) g \sin(q) + m_4 r_4 g \sin(\theta_4) + m_3 l_{3x} g \sin(\theta_3) - m_3 l_{3y} g \cos(\theta_3) + \frac{1}{2} K_t (l_m - l_{om})^2 \quad (13)$$

Onde ω_3 e ω_4 são fatores para obter a velocidade angular das barras 3 e 4, respectivamente, que dependem da geometria do mecanismo, e são função da velocidade angular da barra 2, já conhecida da análise cinemática, para um determinado perfil do solo e velocidade de avanço. l_{om} e l_m são os comprimentos inicial e instantâneo da mola de translação, respectivamente.

A forma compacta da equação de movimento de Lagrange, segundo MAHIL (1982), é dada pela expressão (14), onde $L=K-V$ (Lagrangiano), $q=\theta_2$ a coordenada generalizada e F_q a força generalizada externa correspondente à coordenada generalizada q .

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = F_q \quad (14)$$

A força F_q , atuante no ponto P de contato garfo-solo da figura 1, pode ser obtida pelo princípio do trabalho virtual considerando os deslocamentos virtuais nas direções x e y , do sistema global de referência, δ_{yp} e δ_{xp} , respectivamente. Para o perfil do solo da equação (3), a componente horizontal F_H da força F_N pode ser expressada em função de sua componente vertical F_V , e introduzindo o coeficiente de atrito externo garfo-solo μ , resulta a equação diferencial (15) que governa o movimento do mecanismo.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial K}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q} = F_V \left[\delta_{yp} (1 - \mu \operatorname{tg} \beta) - \delta_{xp} (\operatorname{tg} \beta + \mu) \right] \quad (15)$$

A equação de movimento (15) inclui o tempo como variável independente e o ângulo q como variável dependente. A força F_V da equação (16) surge da equação (15) como função do tempo para uma dada configuração do mecanismo e do solo; todas as variáveis envolvidas podem ser determinadas a qualquer tempo pelas equações de (1) a (13). Através da equação (16) identifica-se o tempo para o qual o valor da força vertical garfo-solo F_V é máxima; para esse tempo a equação é função dos parâmetros geométricos do mecanismo, constante da mola, massas e inércias. Esta expressão será a função objetivo, desenvolvida detalhadamente no anexo 1

$$F_v = \frac{\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial K}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q}}{\delta_{yp} (1 - \mu \operatorname{tg} \beta) - \delta_{xp} (\operatorname{tg} \beta + \mu)} \quad (16)$$

3.4 Otimização

O critério de otimização proposto visa viabilizar a flutuação do garfo sobre solos pouco agregados, cuja baixa capacidade de sustentação faz com que sejam necessárias áreas de apoio maiores, que se tornam inviáveis para o espaço disponível na barra segadora. Para isto adotou-se como função objetivo a força vertical de reação do solo sobre o extremo do garfo da equação (16), quantificada para velocidades normais de colheita, entre 1 e 2 m/s. A magnitude dessa força deve convergir para um valor mínimo através de um processo de ajuste das variáveis de projeto constituídas pelo comprimentos de barras e a constante elástica da mola. O processo de otimização inicia-se aplicando a função objetivo a um mecanismo inicial, obtido através de síntese para três posições, considerando restrições de espaço e trajetória. O momento de inércia de massa de cada barra e a localização do centro de gravidade foram expressos em função do comprimento da respectiva barra e a massa foi considerada constante para o arranjo construtivo utilizado na unidade experimental. O dimensionamento contempla restrições de espaço no local de instalação da parte frontal da colhedora o qual restringe o comprimento das barras de acordo com as relações (17).

$$\begin{aligned} 80 \leq l_1 \leq 88 \text{ (mm)} & & 37 \leq l_2 \leq 45 \text{ (mm)} & & 105 \leq l_3 \leq 120 \text{ (mm)} \\ 60 \leq l_4 \leq 75 \text{ (mm)} & & 450 \leq Kt \leq 1000 \text{ (N/m)} & & \end{aligned} \quad (17)$$

Para conseguir a retração e elevação do extremo P do garfo no avanço, foi adotada a restrição (18) que considera uma trajetória reta do extremo do garfo, com inclinação de aproximadamente 110° . Esta restrição não considera a posição angular do garfo, responsável pelo escoamentos das plantas sobre o mesmo; não foi necessário impor uma restrição específica para a variável θ_3 já que nas simulações efetuadas, após a otimização, obtiveram-se ângulos compatíveis com o escoamento do material.

$$1,83 \leq \pi + \operatorname{arctg} \left[\frac{\delta_{yp}}{\delta_{xp}} \right] \leq 2,35 \quad (18)$$

Foi necessário impor uma última restrição dada pela relação (19) que especifica o vão livre do mecanismo ou seja a posição relativa da ponta P do garfo com relação as outras peças do mesmo. Esta restrição assegura que a ponta P seja sempre o ponto mais baixo do mecanismo de forma que o contato com o solo aconteça nesse ponto.

$$0 \leq 0,03 - 0,124 \cos \theta_3 + l_2 \sin \theta_2 + (0,215 + l_3) \sin \theta_3 \leq 0,001 \quad (19)$$

~~Foram consideradas como variáveis de projeto, os comprimento das barras fixa, acionadora, acopladora seguidora e constante elástica da mola, l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , e K_t , respectivamente. Como parâmetros do projeto foram considerados, a posição angular da barra acionadora de 30° , correspondente a posição inicial, ou seja quando o extremo do garfo encontra-se no início do perfil de solo; o ângulo formado pela barra acopladora e o garfo de 150° , além do comprimento do garfo l_6 de 248 mm. Para minimizar a função objetivo considerando as 5 variáveis de projeto l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , K_t , do anexo 5, submetida as restrições de tamanho (17), trajetória (18) e vão livre (19), foi utilizada a linguagem simbólica do programa computacional *Mathematica*. A equação (16) e as relações de (17) a (19) foram programadas em linguagem *Fortran*, para serem utilizadas posteriormente na rotina de otimização.~~

3.5 Simulação pelo modelo *ADAMS*

Conhecidas as dimensões do mecanismo e a constante elástica da mola, resultantes da otimização, além das propriedades de massas, centros de massa e momentos de inércia de massa de cada uma das barras, implementou-se o modelo do mesmo no programa computacional *ADAMS*. Foram efetuadas simulações comparativas sob condições equivalentes de deslocamento sobre perfil senoidal de solo e comparados os desempenhos dinâmicos de ambos modelos através da força de interação do garfo com o solo.

3. 6 Validação experimental do modelo

Para efetuar a validação experimental do modelo foi projetado e construído o painel da figura 3, no qual é possível variar de forma contínua a frequência de acionamento e os comprimentos das barra; estes foram ajustados aos resultados da otimização, assim como a posição inicial da barra l_2 inclinada em 30° com a horizontal para a cota mínima do movimento vertical da haste

excitadora. A excentricidade do came da figura 4, foi ajustada para 40 mm e a velocidade de rotação do movimento harmônico foi fixada em 167 rpm (2,77 Hz), através da unidade hidrostática de acionamento; essa condição equivale, em termos de deslocamento vertical e frequência, a uma velocidade de deslocamento de 1,39 m/s, sobre camalhões espaçados de 0,5 m. Uma célula de carga de 50 N posicionada na parte superior do mecanismo simulador da função senoidal, além de um sensor de posição LVDT (Linear Variable Displacement Transdutor), previamente calibrados, medem as sinais correspondentes a força e deslocamento do extremo do garfo no tempo.

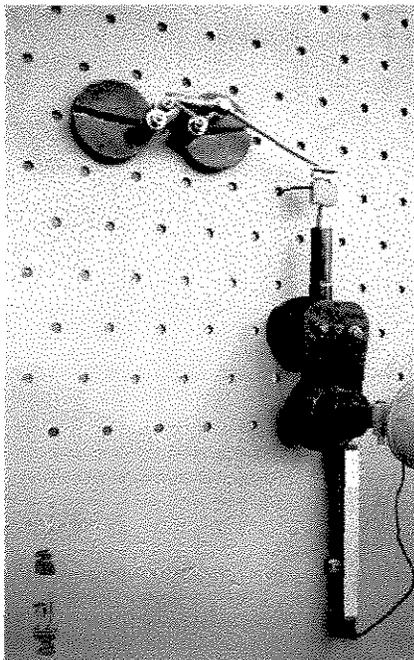


Figura 3. Montagem experimental

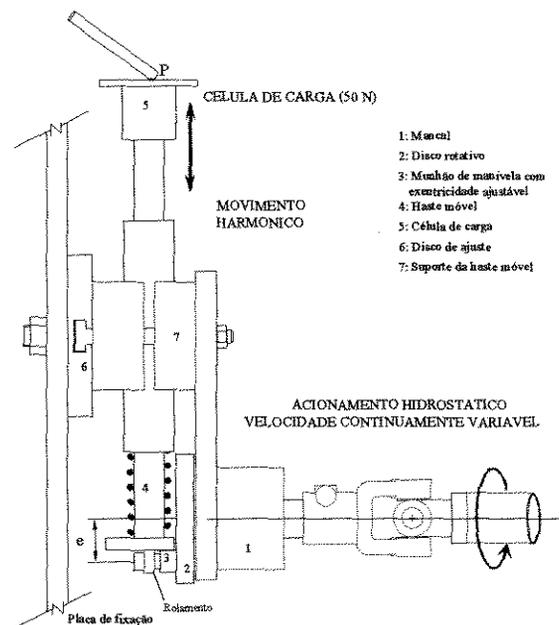


Figura 4. Esquema do mecanismo de excitação harmônica com velocidade continuamente variável.

Nestas condições foi feita a aquisição dos sinais correspondentes a força vertical atuante no extremo do garfo e ao deslocamento do mesmo em função do tempo, com duração de 5 s para cada teste e taxa de aquisição de dados de 500 Hz, utilizando um computador portátil com placa de aquisição de dados e condicionador de sinais. Devido às vibrações estruturais dos mecanismos e da unidade hidrostática de acionamento, além de ruídos próprios do sistema de aquisição de dados, foi necessário filtrar os referidos sinais. Para isto, foi utilizado o módulo *Simulink* do pacote computacional *MATLAB*, com filtro digital de baixa frequência Butterworth IIR, e frequência de corte de 2,9 Hz; isto permitiu comparar os resultados com os

correspondentes dos modelos de *Lagrange* e *ADAMS*, já que estes não contemplam frequências superiores a 2,77 Hz.

A excitação utilizada na validação experimental inclui apenas deslocamento vertical harmônico, aplicado por superfície permanentemente horizontal, ou seja o ângulo β da figura 1 é nulo a qualquer tempo. Esta excitação difere do perfil senoidal de solo usado para simulações de campo razão pela qual os modelos analíticos de *Lagrange* e *ADAMS* foram modificados, de forma a tornar nula a força horizontal atuante na ponta do garfo.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO:

Após o dimensionamento do mecanismo inicial o mesmo foi otimizado através da função objetivo da equação (16) para um perfil senoidal de solo definido pela equação (3), com amplitude A de 0,04 m, distância entre camalhões Ds de 0,5 m, velocidade de deslocamento V de 1,39 m e coeficiente de atrito μ nulo entre garfo e solo. Para diminuir as perdas de grãos no processo de colheita mecânica, a EMBRAPA recomenda solos relativamente nivelados; porém, foi considerada a amplitude do perfil senoidal de solo de 0,04 m, equivalente a ondulações de um solo relativamente nivelado. As variáveis de projeto l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , e K_t foram ajustadas de maneira que seja mínima a força vertical de reação no extremo do garfo. Foi considerado o tempo $t = 0,26$ s no qual a referida força vertical é máxima. As dimensões iniciais e ótimas do projeto estão relacionadas no Quadro 1. Utilizando os resultados da otimização procedeu-se a validação do modelo de *Lagrange* comparando seus resultados com os equivalentes do modelo no programa computacional *ADAMS* e os da unidade experimental.

A figura 5 ilustra a força vertical atuante no extremo do garfo para a condição experimental da figura 4, (força horizontal nula). Os resultados correspondem aos modelos analíticos proposto e *ADAMS* assim como à unidade experimental. Observa-se um comportamento muito similar entre os modelos analíticos: no início do ciclo, com $t = 0$ s, na cota mínima da haste excitadora a força vertical atinge 7,9 N para o modelo proposto e 8,07 N para o modelo *ADAMS*; aumentando posteriormente para 8,82 N e 8,98 N respectivamente, em $t = 0,11$ s. Posteriormente, seu comportamento é ligeiramente decrescente até atingir o valor de 7,8 N, na altura máxima do movimento, com $t = 0,18$ s, para ambos os modelos.

Quadro 1. Variáveis de projeto e parâmetros do mecanismo nas situações inicial e ótima, para velocidade de 1,39 m/s, no tempo de 0,26 s, com $\mu = 0$.

Variáveis de projeto	Mecanismo	
	Inicial	Otimizado
Barra fixa l_1 (mm)	82	80
Barra acionadora l_2 (mm)	37,5	37,5
Barra acopladora l_3 (mm)	112,4	113,7
Barra seguidora l_4 (mm)	67,6	70
Constante elástica da mola K_t (N/m)	1000	450
Parâmetros		
Ângulo inicial barra acionadora q_1 (°)	30	30
Ângulo interno (barras 3-6) φ (°)	150	150
Comprimento do garfo l_6 (mm)	248	248
Objetivo		
Força vertical no extremo do garfo (N)	20,55	8,86

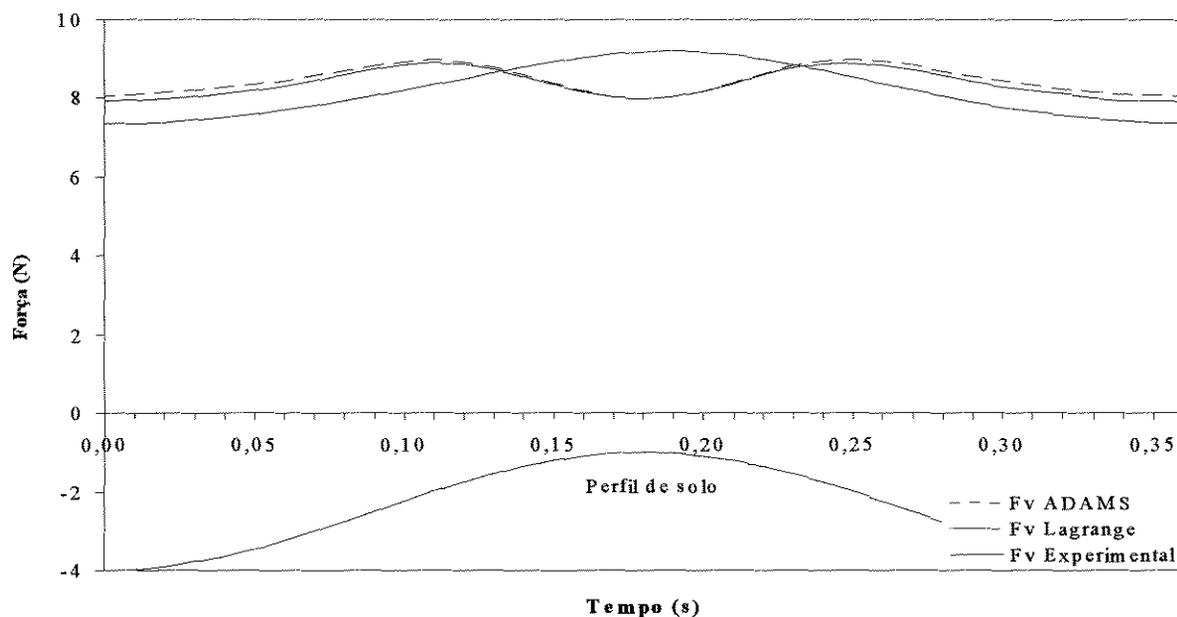


Figura 5. Força vertical no extremo do garfo: valores experimentais e dos modelos proposto e *ADAMS*, para excitação vertical com amplitude de 40 mm e frequência de 2,77 Hz.; sem atrito.

Na segunda metade do ciclo a força vertical cresce até valores máximos de 8,82 N e 8,98 N no tempo $t = 0,25$ s, para novamente decrescer até completar o ciclo no tempo $t = 0,36$ s. A maior diferença entre os modelos analíticos é de 2,2 %, para o tempo $t = 0$ s, ou seja no

início do perfil do solo. A força vertical experimental cresce continuamente desde um valor mínimo de 7,35 N no início do ciclo até um valor máximo de 9,19 N no meio do ciclo para o tempo $t = 0,18$ s, ponto este correspondente à cota máxima da haste excitadora; posteriormente a força vertical experimental decresce continuamente até completar o ciclo com o valor mínimo já descrito. A maior diferença entre a força vertical experimental e do modelo proposto é de 15 % e acontece para o tempo $t = 0,18$ s, correspondente à cota máxima da haste acionadora. A menor diferença é de 7,3 % no início do ciclo com tempo $t = 0$ onde a haste excitadora encontra-se em seu ponto mínimo.

A importância da otimização aplicada à redução da força de reação do solo sobre o garfo, pode ser verificada na figura 6. As curvas representam as componentes horizontal e vertical da força de reação do solo sobre o extremo do garfo obtidas pelo modelo proposto para uma velocidade de deslocamento de 1,39 m/s e atrito nulo. Observa-se uma redução da força vertical de 20,5 para 8,8 N (56,9 %), para o tempo de 0,26 s; redução essa que atinge seu valor máximo de 74,5 % no tempo $t = 0,21$ s, no qual o extremo do garfo acaba de superar a cota máxima do perfil do solo. No mesmo tempo, a componente horizontal apresenta uma redução de 55,8 %, caindo de 9,8 para 4,3 N. A máxima redução acontece de forma desejável na região de máxima força de reação; contribuindo para tornar a reação mais uniforme.

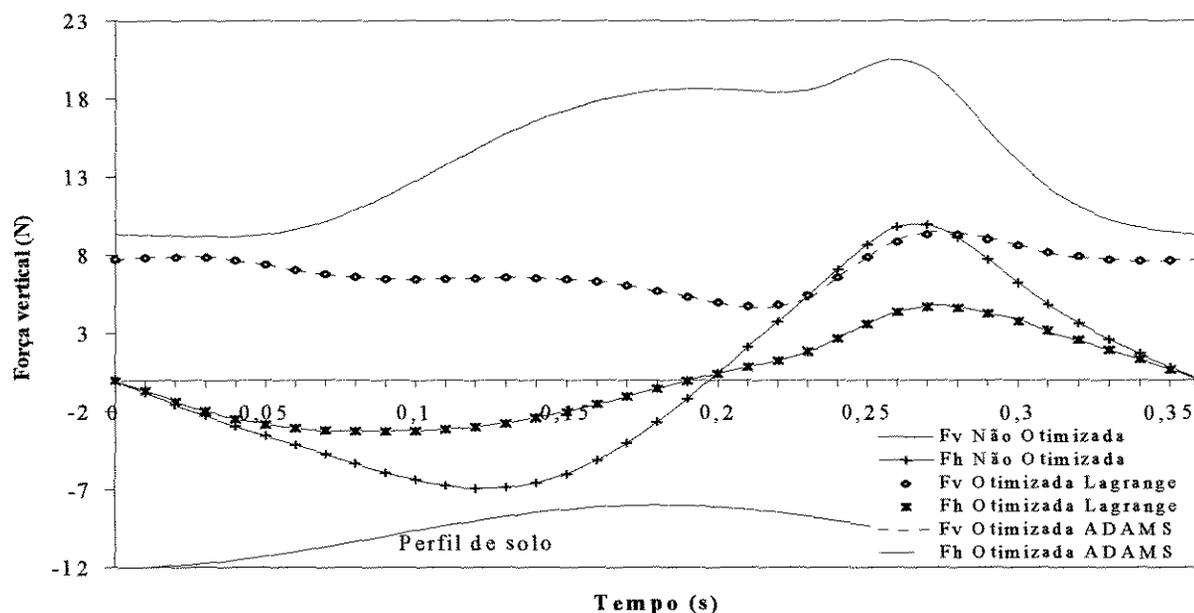


Figura 6. Efeito da otimização na redução das componentes vertical e horizontal da força de reação do solo para velocidade de 1,39 m/s; sem atrito entre garfo e solo; $\mu = 0$.

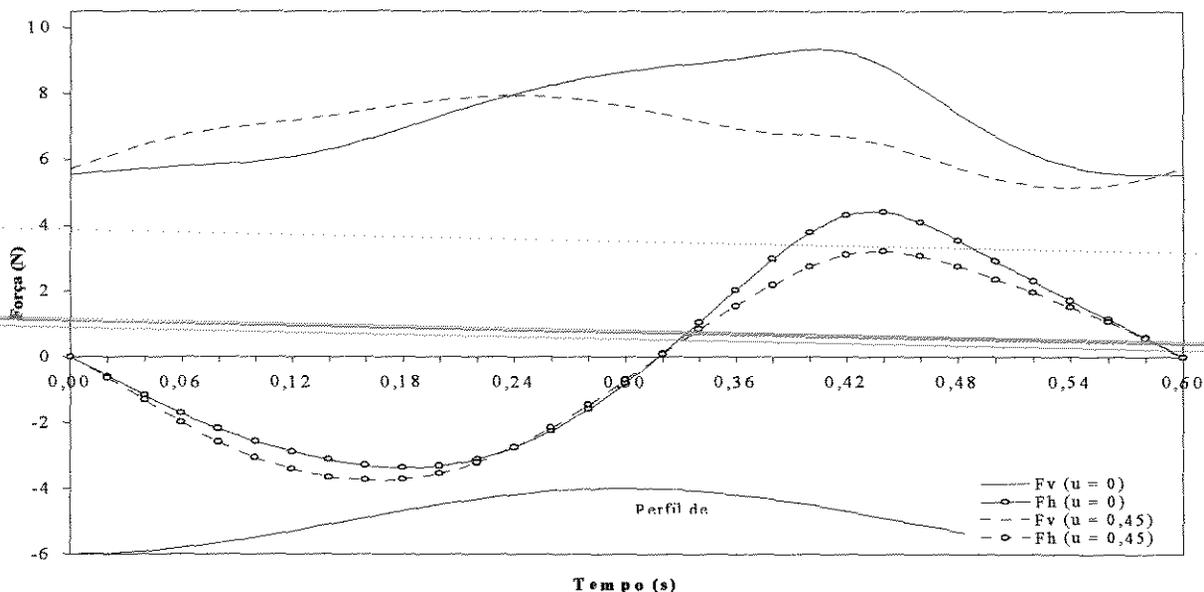


Figura 7. Componentes de força horizontal e vertical atuantes no extremo do garfo em contato com o solo, para velocidade de deslocamento de 0,83 m/s em presença de atrito.

A componente horizontal da reação do solo apresenta configuração aproximadamente senoidal, para as velocidades de deslocamento de 0,83 e 1,39 m/s, figuras 6 e 7, com valores de sentido contrário ao avanço (negativos) desde o início do perfil do solo até a cota máxima do solo, e positivos na segunda metade do perfil de solo. Para velocidades de deslocamento inferiores a 1,39 m/s, a curva de força vertical conserva o padrão mas com valores menores.

Quando a velocidade de deslocamento supera a velocidade de 1,39 m/s, com atrito nulo, a magnitude da força vertical de interação garfo-solo aumenta no fundo do sulco para descer rapidamente na parte ascendente do perfil até atingir para a velocidade de 1,94 m/s o valor mínimo de $-1,66$ N, no tempo de 0,15 segundos, correspondente a uma distância de 0,29 m, desde a origem do perfil do solo. A partir desse ponto, a força vertical experimenta um rápido aumento até chegar ao valor máximo 11,6 N no tempo de 0,21 s, na descida do camalhão a uma distância de 0,4 m do início do perfil do solo. Finalmente, a força vertical diminui até completar o ciclo do perfil do solo. Como pode observar-se na figura 8, no intervalo de tempo $0,138 < t < 0,164$ segundos, a força vertical torna-se negativa; isto significa, que nesse trecho, o garfo separa-se do solo, o qual não é conveniente no processo de colheita, já que implicaria em perdas do produto.

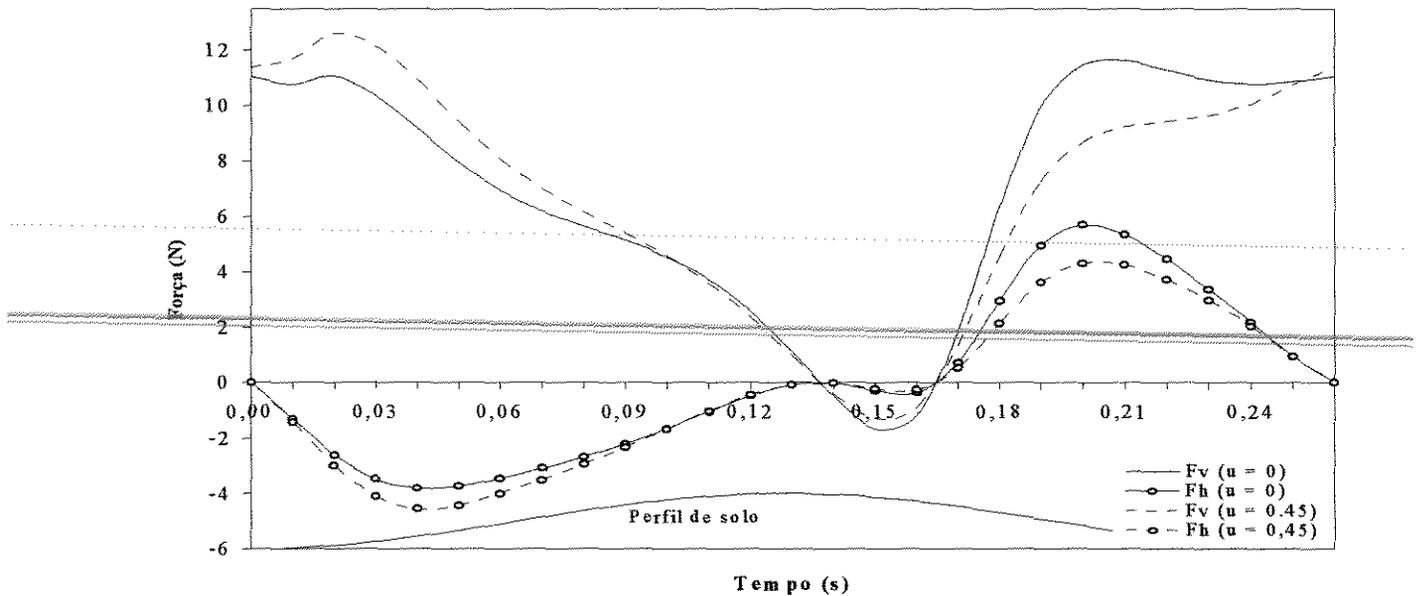


Figura 8. Componentes de força horizontal e vertical atuantes no extremo do garfo em contato com o solo, para velocidade de deslocamento de 1,94 m/s em presença de atrito

Quando a velocidade de deslocamento é aumentada para 1,94 m/s, a força horizontal da figura 8 apresenta, em sua primeira metade, um comportamento similar a força horizontal das velocidades anteriores, com valor nulo no início e máximo de 5,6 N na altura máxima do perfil do solo. No intervalo de tempo $0,138 < t < 0,164$ s, esta força horizontal que deveria ser positiva, torna-se negativa como consequência dos valores negativos da força vertical, sem realidade física.

Para velocidades de deslocamento superiores a 1,94 m/s, o padrão de mudança da força vertical acompanha as velocidades anteriores. A força diminui rapidamente desde o início até anular-se; a partir desse ponto, o modelo não corresponde à realidade física já que não existe reações negativas na interface garfo-solo. A condição de reação negativa corresponde a uma condição operacional indesejável, por estar associada ao afastamento do garfo do solo. A contribuição do modelo continua sendo válida na medida que permite identificar o surgimento da referida condição indesejável para efeitos de conduzir o projeto no sentido de evita-la. Entretanto, o intervalo onde a componente horizontal de força torna-se de sentido contrario, corresponde a uma situação não representativa da condição física real, já que corresponderia a uma condição de força de interação garfo-solo nula

Dos resultados anteriores pode-se observar que à medida que aumenta a velocidade de deslocamento do mecanismo, o valor mínimo da força vertical diminui e aumenta seu valor máximo; ou seja além de aumentar a magnitude das componentes vertical e horizontal da força, aumenta a diferença entre seus valores máximo e mínimo. Essa condição é negativa tanto do ponto de vista de movimentação de solo e contaminação do produto colhido, no ponto de força de reação máxima, quanto no ponto de reação mínima pelo risco de perda de produto com a separação do garfo da superfície do solo.

5. CONCLUSÕES

Do trabalho descrito pode-se concluir que através de recursos de otimização aplicados a mecanismos de quatro barras é possível conseguir ganhos importantes em sua capacidade de flutuação, visando adequá-los para acompanhar o perfil do solo em processos de colheita mecanizada; dessa maneira a força de contato garfo-solo se torna mínima e positiva, evitando afastamentos ou afundamentos do garfo da superfície do solo, que resultariam em perdas de produto ou contaminação do mesmo com terra.

O desempenho dinâmico dos modelos propostos e *ADAMS* foi considerado satisfatório pelo fato de ter existido boa aproximação entre os mesmos, junto com os resultados experimentais.

- Os recursos de otimização aplicados conseguiram uma redução superior a 50% no valor da força de interação garfo-solo, mesmo em relação a um projeto inicial previamente aprimorado através de análise iterativa.
- Quanto maior a velocidade de deslocamento do mecanismo, maior a amplitude de variação da força garfo-solo. Para velocidades superiores a 1,94 m/s, o extremo do garfo separa-se do solo, resultando consequentemente em perdas do produto a ser colhido.

5. ARTIGO 2

EFEITO DA CARGA E DO ATRITO NO DESEMPENHO DE MECANISMOS ARTICULADOS PARA SEGUIMENTO DO PERFIL DE SOLO

GILBERTO ALONSO MURCIA

Orientador:

Prof. Dr. OSCAR ANTONIO BRAUNBECK

Performance of a Ground Following Mechanism as Affected by Crop Load and Soil Friction

Abstract

Plant structure and harvester action are responsible for about 10 % of soybeans harvesting losses. The combine header account for 80% of the losses. It is desirable to elevate pods and stems to avoid the sickle bar from reaching them too high. An optimized four-bar linkage is proposed to reduce soybean header losses, mainly those resulting from laid stems. An experimental unit was designed and built adequately sized to fit the combine cutting bar. It consists of a lifting fork closely following the soil profile to lift and feed stems and pods to the flexible cutter bar, not allowing any gapping or sinking into the soil. The floating fork is part of the coupler of a four bar linkage. The linkage dynamic behavior was simulated on a sinusoidal soil surface at a normal agricultural travel speeds of 1.39 m/s. Hinge as well soil dynamic reactions decrease when moving up the furrow and increase as the fork slides down from the ridge. The horizontal load applied by the crop or ground obstacles reduces the normal ground reaction on the fork; it may become a limitation as the soil reaction vanishes since it means the fork getting away from the ground with potential material losses. It is a positive behavior in the presence of obstacles as it works like a self protection for the linkage. The effects of ground to fork friction coefficient and material load acting on the fork were studied as related to the soil reaction force acting at the fork end. Vertical loads acting on the fork have proportional effect on the ground reaction; there is a compensation between the action of the horizontal and vertical crop actions both on the hinges and on the fork to ground contact point. The ground to fork friction load has opposite effects on the soil reaction at the ascending and descending parts of the soil ridge. It is worth to point out the positive effect of friction as it increases the soil reaction at the region where it is minimum and decreases it where it is maximum; over all a more uniform soil reaction curve results.

Resumo

Para tentar diminuir as perdas de soja, especialmente as referentes a plantas acamadas, foi construído a nível experimental um mecanismo de quatro barras para ser colocado na parte frontal da barra de corte da colhedora, onde um garfo que é parte da barra acopladora faz o

seguimento do perfil do solo promovendo a elevação das vagens acamadas, de forma que a força de reação no extremo do garfo em contato com o solo seja mínima para evitar afastamento ou afundamento na superfície do solo, o que resultaria em perdas do produto. Foi verificado seu comportamento dinâmico quando é submetido a trafegar sobre um perfil senoidal de solo a velocidades de deslocamento de 1,39 m/s, apresentando um incremento nas reações dinâmicas na parte descendente do perfil do solo e decréscimo na parte ascendente. O efeito do peso do material atuando no garfo, sobre a força de reação no garfo em contato com o solo, mostrou que um aumento da carga horizontal devido à ação da massa de material e principalmente a obstáculos, provoca um decréscimo na reação normal no extremo do garfo, favorecendo livrar esse impedimento, evitando danos no mecanismo. O aumento da carga vertical provoca um aumento da força normal de reação. O efeito do coeficiente de atrito externo garfo-solo, sobre a força de reação no garfo com o solo, mostrou que um aumento do atrito, provoca um acréscimo da reação normal no garfo na parte ascendente do perfil e decréscimo na parte descendente do solo.

1. INTRODUÇÃO

No Brasil, até meados dos anos 60 a soja não tinha importância econômica dentre as culturas principais; no entanto, a partir dos anos 70, a produção teve um crescimento extraordinário, alterando-se sua importância relativa no cenário nacional e internacional. Sua produção aumentou rapidamente de 1 milhão de toneladas no ano 1970 para 21 milhões de toneladas em 1993, com rendimento médio de 1,14 e 2,01 kg/ha, em áreas de 1,32 e 10,52 milhões de hectares, respectivamente. Esse crescimento fez com que o Brasil aumentasse sua participação na produção mundial de 3,6% em 1970, para 18,3% em 1993, alcançando 20% para a safra estimada 96/97. ROESSING e GUEDES (1993) citam alguns dos fatores responsáveis pelo aumento da produção de soja brasileira: significativo aumento do preço internacional no início da década de 70; condições favoráveis do mercado externo da soja brasileira; possibilidade de alternar com o cultivo de trigo, com duas colheitas anuais, baixando os custos de produção; aumento progressivo da capacidade de industrialização da soja, resultante da necessidade de abastecer o mercado interno com óleos vegetais; incentivo à exportação de produtos industrializados, como o farelo, que se tornou a principal fonte de

receita do complexo soja; rápida expansão da avicultura mundial e brasileira no início dos anos 70, surgindo então, o farelo de soja como importante substituto na composição de rações, a preços competitivos.

Diante do aumento significativo da produção de soja, ainda que apresente menor crescimento em relação a outros setores da economia, em geral, pode afirmar-se que a agricultura tem contribuído significativamente na criação de mercado para insumos agrícolas modernos, incluindo a expansão da indústria de máquinas e equipamentos agrícolas. Com respeito à colheita mecânica, sendo o passo mais crítico na produção de soja, desde que foi introduzida a colhedora na sua colheita, no ano de 1924, pouco avanço tem sido alcançado em termos de redução de perdas. Em 1925 já eram reportadas perdas em média de 9% do total da produção, segundo QUICK e BUCHELE (1974). No Brasil, a Comissão Técnica para Redução de Perdas na Agropecuária - Ministério da Agricultura de 1993, revelou que o índice médio de perdas de grãos na colheita mecânica atinge 10 %, segundo PORTELLA (1997). Igualmente, segundo o mesmo autor, alguns estudos isolados, realizados pela EMBRAPA, em regiões produtoras de soja apresentam resultados que variam de 8,6 % a 12,4 %. Mais de 80% das perdas de colheita mecânica ocorrem no sistema de corte da colhedora, segundo QUICK (1973) e DUNN et al. (1973). Entre as causas das perdas na plataforma segadora está a deiscência das vagens, o corte acima da inserção das primeiras vagens, e presença de plantas e vagens acamadas. PORTELLA (1997), sugere como meios para reduzir as perdas, o desenvolvimento de metodologias para regulação de colhedoras, assim como o uso de novos mecanismos que potencializem o desempenho da máquina. Novos equipamentos e componentes têm surgido com a finalidade de diminuir tais perdas; no entanto, poucos têm sido comercializados; um destes foi a plataforma com barra de corte flexível. WILLIAMS e RICHEY (1973) substituíram o molinete por um sistema de rolos opostos, mostrando redução de perdas devidas a deiscência de 79 para 49 kg/ha, enquanto que as correspondentes a plantas deitadas e vagens remanescentes nos talos, foram reduzidas de 29 para 6 kg/ha, quando comparado com o sistema convencional de plataforma com barra de corte flutuante. A utilização de jatos de ar na plataforma com barra de corte flutuante tem sido uma das mais importantes investigações, NAVE (1975) e NAVE e YOERGER (1975) constataram que é uma prática para reduzir as perdas de grãos na plataforma, quando o teor

de umidade dos grãos de soja é menor que 13%, não sendo efetivo para teores de umidade maiores. NAVE et al. (1977) reportaram que com o jato de ar na plataforma com barra de corte flexível, reduzem-se ligeiramente as perdas. MESQUITA e HANNA (1979) adaptaram, na plataforma comercial para soja com kit para feijão, um sistema de transporte de material por correia, constatando que o sistema foi efetivo para reduzir as perdas de grãos e vagens liberadas fora da plataforma, quando comparado com kit para feijão não modificado.

A idéia de diminuir a quantidade de material processado pela colhedora, como recurso para diminuir a energia consumida, o tamanho da colhedora e os custos operacionais, tem sido desenvolvida, especialmente na Europa. A colhedora com plataforma removedora rotatória, desenvolvida na Inglaterra para trigo e cevada, retira da planta unicamente as espigas, segundo KLINNER et al. 1987. Este sistema não é adequado para a colheita da soja, devido às vagens estarem distribuídas ao longo da planta. Porém, nessa linha de pensamento, MESQUITA e HANNA (1996) propuseram um sistema para separar os grãos sem que sejam cortadas as plantas, subministrando energia de impacto as vagens através de uma corda de nylon ligada a um eixo rotativo, encontrando uma eficiência de trilha de 95 %. MESQUITA e HANNA (1993) apresentaram dois dispositivos experimentais para trilha de soja; no primeiro os grãos são separados das vagens por atrito gerado entre duas correias planas de borracha, sendo que a planta não é cortada, encontrando uma eficiência de trilha maior a 93 %. O segundo dispositivo separa os grãos de soja por impacto sem cortar a planta, a qual é forçada a passar entre duas paredes suspensas de um suporte com movimentos recíprocos nas direções laterais, encontrando que o sistema separa o 92,5 % dos grãos para um teor de umidade de 10 % (b u).

A proposta para diminuir a perda de grãos de soja devido a plantas acamadas, partindo da plataforma com barra de corte flexível, envolve o projeto de um mecanismo para o acompanhamento do solo ao longo da linha de deslocamento, promovendo a elevação de ramos e vagens deitados para serem cortados posteriormente pela barra flexível. Foi escolhido um mecanismo de quatro barras, onde os comprimentos das suas barras e a constante elástica da mola, resultaram de um processo de otimização, segundo MURCIA e BRAUNBECK (1997), procurando minimizar a força vertical atuante no extremo do garfo em contato com o solo, com a finalidade de evitar afastamento ou afundamento do garfo no

solo, o que resultaria em perdas de grão. O garfo catador, que faz parte da barra acopladora de um mecanismo de quatro barras, contorna as irregularidades do terreno durante o avanço da colhedora através de movimentos de retração e elevação simultâneos. Uma mola colocada entre as barras fixa e acionadora, proporciona a força necessária para manter em contato o garfo com o solo, durante os efeitos dinâmicos da operação.

2 OBJETIVOS

O objetivo geral do trabalho é pesquisar o potencial de melhoramento de mecanismos na plataforma segadora da colhedora, com a finalidade de diminuir as perdas de grãos apresentadas nessa unidade, através de um mecanismo de quatro barras que acompanhe o perfil do solo na direção longitudinal ao deslocamento, promovendo a elevação de ramos e vagens deitados, para velocidades de avanço coerentes com as operações de colheita mecânica, através dos seguintes objetivos específicos:

- Modelar um mecanismo de quatro barras pelo método de Newton-Euler. Analisar, através do modelo, o comportamento dinâmico com ênfase sobre as cargas desenvolvidas em suas articulações.
- Estudar o efeito do coeficiente de atrito externo entre o garfo e o solo.
- Estudar o efeito do peso do material colhido deslocando-se sobre o garfo na força de reação do solo em contato com o garfo.

3. METODOLOGIA

3.1 Análise cinemática

A análise cinemática é baseada nas equações vetoriais de “loops”, descritas por WILLIAMS e RUPPRECH (1981), DOUGTH (1988) e SANTOS (1996). Considerando as barras do mecanismo rígidas, sua configuração geométrica pode ser definida por vetores que formam um “loop” fechado. Na figura 1, o vínculo geométrico das quatro barras rígidas articuladas pode ser representada vetorialmente pela equação (1) que é válida para qualquer posição angular θ_2 , θ_3 , θ_4 do mecanismo.

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 + \vec{l}_4 = 0 \quad (1)$$

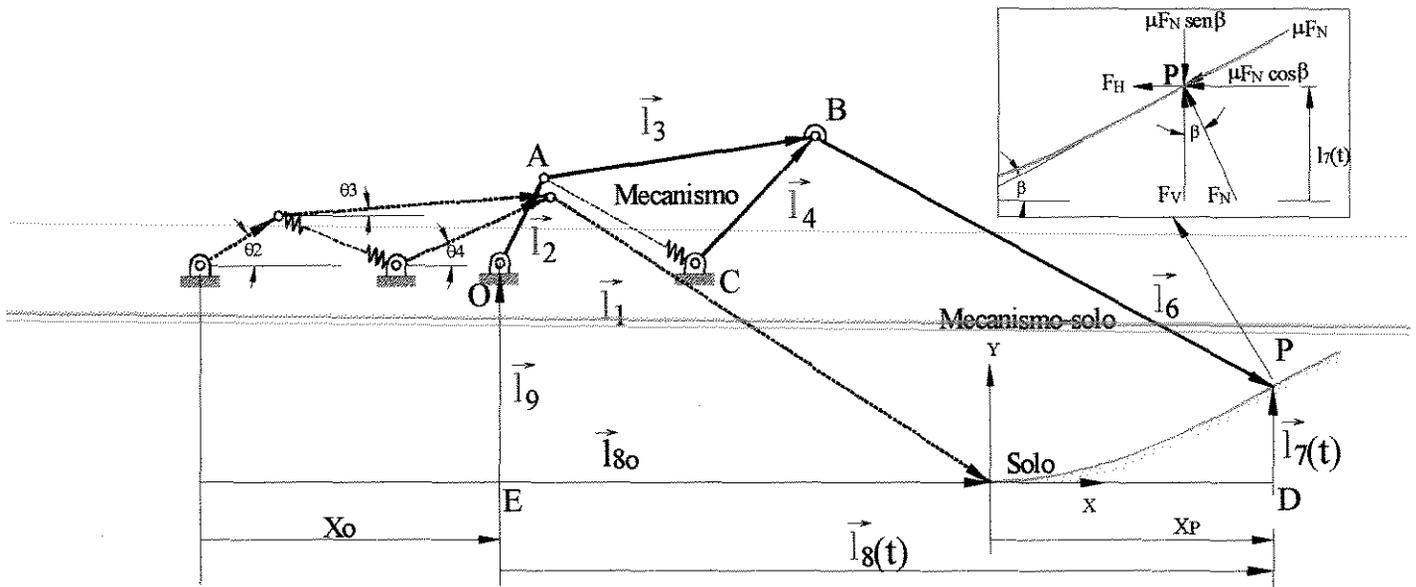


Figura 1. Conjunto mecanismo - solo e sua representação vetorial.

Outra restrição geométrica é imposta ao mecanismo da equação (1) ao-se exigir que o extremo **P** do garfo permaneça em contato com o solo, a qualquer tempo. Para um tempo t , a equação vetorial que define o vínculo entre o mecanismo e o solo, pode ser escrita em função dos comprimentos das barras l_i e suas respectivas posições angulares θ_i .

$$\vec{l}_2 + \vec{l}_3 + \vec{l}_6 + \vec{l}_7 + \vec{l}_8 + \vec{l}_9 = 0 \quad (2)$$

O vetor \vec{l}_9 é constante e representa a altura de operação do mecanismo com relação ao solo. Considerou-se a colhedora avançando com velocidade V sobre o perfil de solo senoidal da equação (3), com distância entre camalhões D_s e amplitude A . Na posição inicial do movimento, o ponto **P** de contato garfo-solo localiza-se a distância horizontal \vec{l}_{8_0} da articulação **O**; num instante t posterior, essa distância muda para um valor $\vec{l}_8(t)$, dependente do grau de retração ou extensão Δ_X sofrido pelo mecanismo. A coordenada X_P , do ponto **P**, pode ser calculada somando ao deslocamento de velocidade constante X_0 da articulação **O**, equação (4), a retração ou extensão Δ_X da ponta, definida por $\vec{l}_8(t) - \vec{l}_{8_0}$. O módulo do vetor vertical $\vec{l}_7(t)$ surge substituindo na equação (3), o valor de X_P da equação (5); a equação (6)

apresenta essa substituição, na qual $\vec{l}_7(t)$ representa a altura do perfil do solo no instante t . $\vec{l}_8(t)$ é incógnita mas é obtida resolvendo simultaneamente as equações de compatibilidade geométrica (1) e (2).

$$y(t) = A - A \cos \frac{2\pi}{DS} X_P \quad (3)$$

$$X_O = Vt \quad (4)$$

$$X_P = X_O + \vec{l}_8(t) - \vec{l}_{8o} \quad (5)$$

$$\vec{l}_7 = A - A \cos \frac{2\pi}{DS} (Vt + \vec{l}_8(t) - \vec{l}_{8o}) \quad (6)$$

As velocidades e acelerações angulares $\dot{\theta}_i$ e $\ddot{\theta}_i$ são obtidas da solução dos sistemas de equações (7) e (8) que resultam da diferenciação no tempo das equações (1) e (2).

$$\begin{aligned} \dot{\vec{l}}_1 + \dot{\vec{l}}_2 + \dot{\vec{l}}_3 + \dot{\vec{l}}_4 &= 0 \\ \dot{\vec{l}}_2 + \dot{\vec{l}}_3 + \dot{\vec{l}}_6 + \dot{\vec{l}}_7 + \dot{\vec{l}}_8 + \dot{\vec{l}}_9 &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\vec{l}}_1 + \ddot{\vec{l}}_2 + \ddot{\vec{l}}_3 + \ddot{\vec{l}}_4 &= 0 \\ \ddot{\vec{l}}_2 + \ddot{\vec{l}}_3 + \ddot{\vec{l}}_6 + \ddot{\vec{l}}_7 + \ddot{\vec{l}}_8 + \ddot{\vec{l}}_9 &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

Da solução das equações vetoriais (1) e (2), através do método iterativo de Newton-Raphson, resultam as posições angulares θ_2 , θ_3 , θ_4 das barras móveis 2, 3, 4 e a posição horizontal do extremo do garfo $l_8(t)$. A solução das equações (7) e (8), utilizando o método de eliminação de Gauss, prove as velocidades e acelerações angulares das barras 2, 3, e 4, além da velocidade e aceleração horizontal do ponto **P**, respectivamente.

3.2 Análise dinâmica de forças

O objetivo da análise dinâmica de forças do mecanismo deslocando-se sobre o solo, é determinar além das força de reação no extremo do garfo em contato com o solo, as forças desenvolvidas nas articulações. Utilizando o princípio de *Newton-Euler*, o conjunto de equações de equilíbrio dinâmico utilizadas na análise de forças do mecanismo, de barras rígidas e atuando no plano, são escritas para cada uma das barras, através das seguintes

equações.

$$\sum F_i - m_i \ddot{a}_i = 0 \quad (9)$$

$$\sum T_i - I_i \ddot{\theta}_i = 0 \quad (10)$$

Onde F_i são todas as forças atuantes na barra i , m_i , I_i , \ddot{a}_i , $\ddot{\theta}_i$ é a massa, inércia de massa com respeito a seu centro de massa, aceleração linear do centro de gravidade da barra e aceleração angular da barra i ; T_i inclui os momentos tanto das forças externas, como das forças de reação nas articulações e no extremo do garfo em contato com o solo.

As equações de equilíbrio são obtidas com ajuda do diagrama de corpo livre da figura 2, sendo que as barras são ligadas através de articulações que permitem unicamente rotação. Uma mola de translação de comprimento inicial l_{om} e constante elástica K_t liga as barras fixa no ponto C e acionadora no ponto A , e proporciona a força F_m que tenta levar o mecanismo à posição inicial, à medida que muda de posição quando o garfo se desloca sobre o perfil do solo. Considerando o mecanismo de quatro barras apresentado nas figuras 1 e 2, a posição e aceleração dos centros de gravidade de cada uma das barras podem ser definidas em termos de vetores e sua segunda derivada no tempo, tendo como origem do sistema inercial o ponto O . As equações de equilíbrio são definidas pelas seguintes expressões:

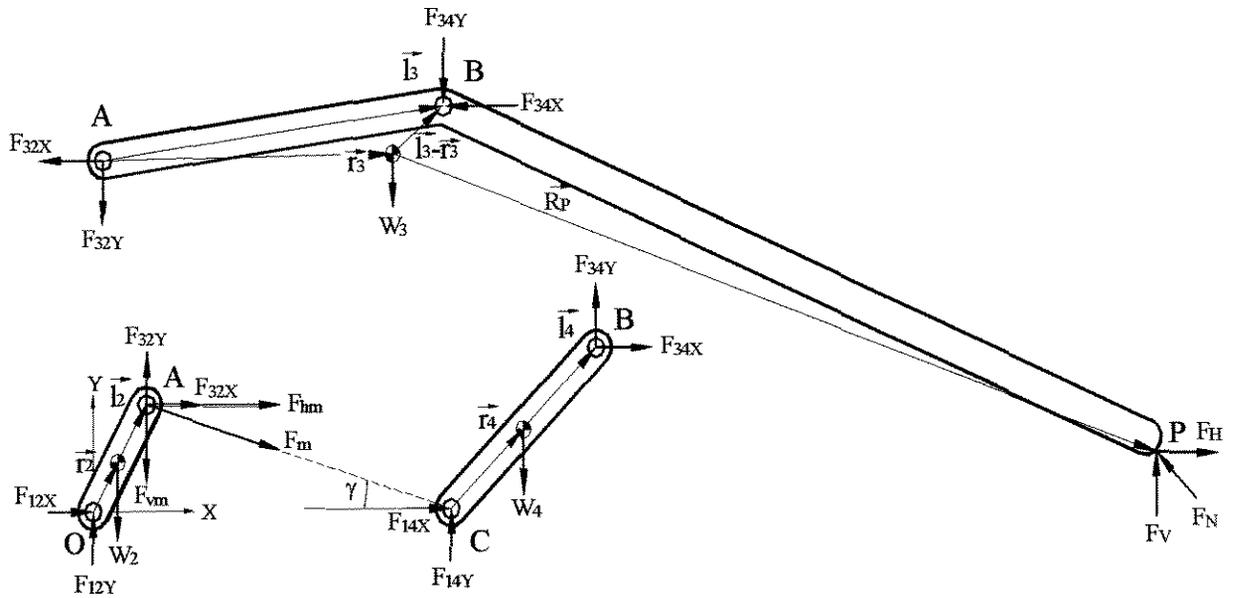


Figura 2. Diagrama de corpo livre do mecanismo.

$$\begin{aligned}
\text{Barra 2:} \quad & \vec{F}_{12} + \vec{F}_{32} + \vec{F}_{hm} + \vec{W}_2 - m_2 \ddot{a}_{3x} = 0 \\
& -\vec{r}_2 \times \vec{F}_{12} + (\vec{l}_2 - \vec{r}_2) \times \vec{F}_{32} + (\vec{l}_2 - \vec{r}_2) \times \vec{F}_m - I_2 \ddot{\theta}_2 = 0 \\
\text{Barra 3:} \quad & -\vec{F}_{32} - \vec{F}_{34} + \vec{W}_3 + \vec{F}_N - m_3 \ddot{a}_{3x} = 0 \\
& (-\vec{r}_3) \times (-\vec{F}_{32}) + (\vec{l}_3 - \vec{r}_3) \times (-\vec{F}_{34}) + (\vec{P}_{RP}) \times \vec{F}_N - I_3 \ddot{\theta}_3 = 0 \\
\text{Barra 4;} \quad & \vec{F}_{14} + \vec{F}_{34} + \vec{W}_4 - m_4 \ddot{a}_{4x} = 0 \\
& -\vec{r}_4 \times \vec{F}_{14} + (\vec{l}_4 - \vec{a}_4) \times \vec{F}_{34} - I_4 \ddot{\theta}_4 = 0
\end{aligned} \tag{11}$$

Constituindo um conjunto de 9 equações com 9 incógnitas F_{12} , F_{32} , F_{34} , F_{14} e F_N . que pode ser expresso e resolvido para obter as incógnitas no tempo, da forma matricial seguinte, detalhado nos anexos 2 e 6.

$$[L][F_B] = [F_I] \tag{12}$$

Onde $[L]$ é a matriz quadrada dos parâmetros de posição e propriedades do mecanismo, $[F_B]$ a matriz coluna das forças nas articulações e na ponta do garfo em contato com o solo e $[F_I]$ a matriz coluna contendo o efeito de todas as forças e torques conhecidos atuando no mecanismo. Igualmente da figura 1 obtém-se as componentes horizontal e vertical da força normal ao perfil do solo no ponto de contato garfo-solo P .

$$F_H = -F_N \operatorname{sen} \beta \tag{13}$$

$$F_V = F_N \operatorname{cos} \beta \tag{14}$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foi considerado o mecanismo de quatro barras das figuras 1 e 2, com comprimento da barra fixa l_1 de 80 mm, barra acionadora l_2 de 37,5 mm, barra acopladora l_3 de 113,7 mm, barra de saída l_4 de 70 mm e constante elástica da mola de translação de 450 N/m; variáveis essas resultantes do processo de otimização, sendo o comprimento do garfo l_6 de 248 mm. O mecanismo desloca-se sobre um perfil senoidal de solo definido pela equação (3), com amplitude A de 0,04 m, distância entre camalhões Ds de 0,5 m, velocidade de avanço V de 1,39 m/s e coeficiente de atrito nulo entre garfo e solo. Os resultados das reações dinâmicas

nas articulações das barras e no extremo do garfo em contato com o solo são apresentados na figura 3, observando-se os menores valores na parte ascendente do perfil de solo. As maiores reações correspondem à barra acionadora, no fundo do sulco e na parte ascendente do perfil do solo. As reações dinâmicas nas articulações incrementam-se notadamente na parte decrescente do perfil do solo, com predomínio de F_{34} e F_{14} , correspondentes à barra de saída, que atingem valores de 45,1 e 43,5 N respectivamente. A reação normal no extremo do garfo, que foi otimizada para viabilizar a flutuação, apresenta valores mínimo e máximo de 4,8 e 10,4 N, respectivamente; essa força e sua variação ao longo do perfil de solo são menores que nas articulações, apesar de apresentar o mesmo padrão geral de variação.

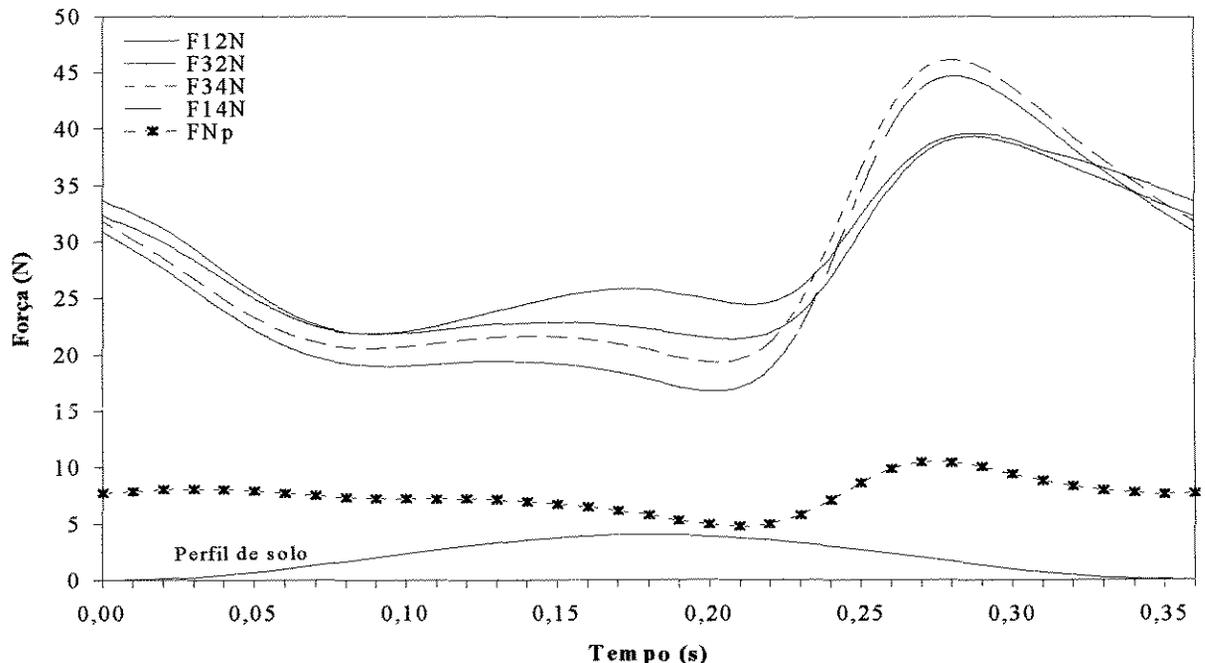


Figura 3. Reações dinâmicas nas articulações das barras e no extremo do garfo em contato com o solo para a velocidade de 1,39 m/s e coeficiente de atrito externo $\mu = 0$

A figura 4 apresenta a reação normal do solo sobre o garfo em função do coeficiente de atrito entre ambos; a informação visa prever mudanças de desempenho de flutuação do mecanismo em função do atrito, já que este é função do tipo e teor de umidade do solo. Os resultados correspondem ao perfil de solo e velocidade de deslocamento já descritos; pode-se observar um ligeiro incremento da força normal no trecho ascendente do perfil do solo, até 0,2

m do início do perfil, o qual corresponde a um ângulo de 75° da barra acionadora (2), sendo independente da velocidade de deslocamento; nesse ponto, a força normal é de 7 N. Este aumento é provocado pela força tangencial de atrito, já que o efeito desta no equilíbrio do mecanismo é contrário ao da força vertical da reação do solo. Na parte descendente do perfil do solo a força normal decresce com o atrito devido a que a força de atrito participa no equilíbrio do mecanismo no mesmo sentido que a força normal, diminuindo assim seu valor. O efeito do atrito sobre o desempenho dinâmico de flutuação do mecanismo considera-se positivo já que contribui para tornar a reação normal do solo mais uniforme

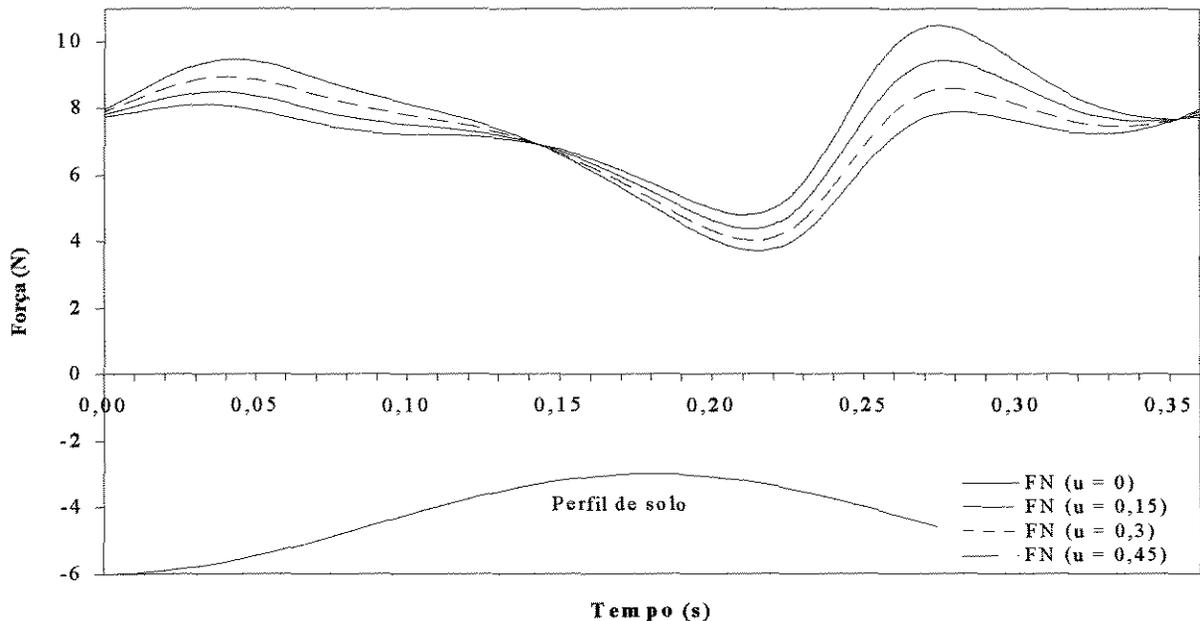


Figura 4. Força normal atuante no extremo do garfo em contato com o solo para velocidade de deslocamento de 1,39 m/s e diferentes níveis de atrito.

Considerando a carga do material sendo colhido, transitoriamente atuando no extremo do garfo e aplicando forças nas direções vertical e horizontal de 0, -3, e -6 N, coeficiente de atrito externo entre o extremo do garfo e o solo nulo para a velocidade de 1,39 m/s, encontrou-se que à medida que aumenta a carga horizontal (em valor absoluto) devido ao peso do produto sendo colhido ou obstáculos no solo, diminuem as componentes horizontal e vertical de reação no extremo do garfo; esta diminuição facilita ao garfo eliminar obstáculos

sem riscos de danificá-lo. À medida que aumenta a carga vertical produto do peso do material deslocando-se sobre o garfo, as componentes horizontal e vertical de reação no extremo do garfo aumentam. O efeito do peso do material atuando no extremo do garfo, sobre a força normal no extremo do garfo em contato com o solo para a velocidade de avanço de 1,39 m/s e coeficiente de atrito externo garfo-solo nulo, é apresentado na figura 5, encontrando-se que na medida que aumenta a força horizontal (em valor absoluto) produto do peso do material, diminui a força normal atuante no extremo do garfo; entretanto, um aumento da força vertical (em valor absoluto) devido ao peso do produto, aumenta a força normal no extremo do garfo em contato com o solo. Os valores mínimos de força normal para as diferentes combinações de peso do material, encontram-se no tempo de 0,21 segundos, entanto que os máximos correspondem ao tempo de 0,27 segundos.

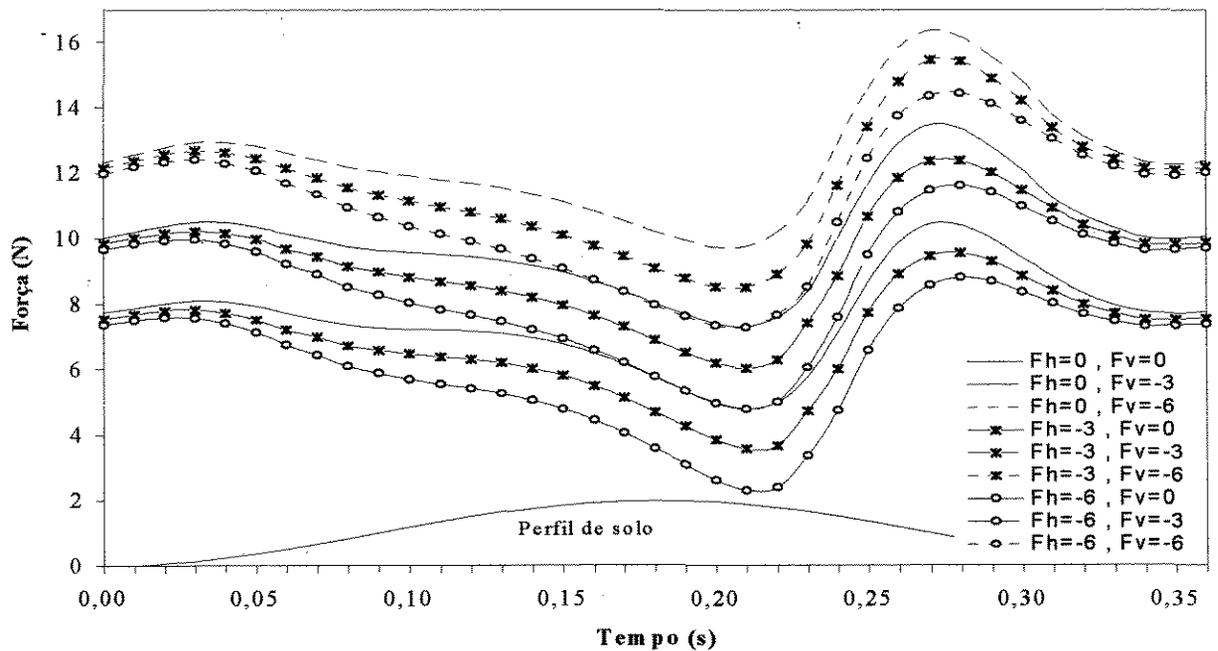


Figura 5. Força normal no extremo do garfo para diferentes combinações de massa do material coletado a velocidade de 1,39 m/s e coeficiente de atrito externo $\mu = 0$

5. CONCLUSÕES

- No caso do garfo trafegar pela parte ascendente do perfil senoidal do solo, o efeito do atrito externo garfo-solo é no sentido de aumentar a reação normal do solo até a posição angular da

barra acionadora 75° ; para maiores amplitudes de oscilação do terreno torna-se necessário reposicionar o mecanismo com relação ao solo através do ajuste de altura da plataforma da colhedora. À medida que o garfo se estende, ou seja com θ_2 diminuindo, a reação normal do solo diminui ligeiramente com o aumento do atrito. Pode-se considerar que o efeito do atrito sobre o desempenho dinâmico de flutuação do mecanismo é positivo já que contribui para tornar a reação normal do solo mais uniforme, aumentando seu valor nas rampas ascendentes, onde seus valores são mínimos e diminuindo-o nas descendentes onde seus valores são máximos.

- O aumento horizontal da carga sobre o garfo, como inferência da massa de material a coletar atuando no extremo do garfo, e principalmente a obstáculos, provoca um decréscimo na força normal de reação no extremo do garfo, evitando danos no mecanismo. O aumento da carga sobre o garfo na direção vertical provoca um aumento da força normal de reação garfo-solo.

- As reações dinâmicas nas articulações quando o mecanismo trafega sobre um perfil senoidal de solo incrementam-se na parte descendente do perfil e decrescem na parte ascendente do solo.

6. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Através do recurso de otimização dimensional, aplicado a mecanismos de quatro barras, foi possível obter importante redução na força de reação do garfo em contato com o perfil de solo, o que provoca aumento importante na capacidade de flutuação sobre solos de baixa sustentação. A modelagem foi desenvolvida com as seguintes hipóteses simplificadoras:

- O solo foi considerado rígido com perfil senoidal sendo seguido ponto a ponto pelo extremo do garfo. A incorporação ao modelo do comportamento mecânico do solo daria resultados mais completos sobre a ação do garfo sobre o solo em termos de sua movimentação.
- A altura da plataforma com relação ao solo foi considerada constante, sendo que em função distância que existe entre os pneus e a barra de corte existem variações na referida altura durante o deslocamento da colhedora. A consideração da variação de \bar{l}_9 no tempo deve fornecer resultados mais precisos na medida que a mesma afeta o comportamento dinâmico do mecanismo.
- O perfil do solo foi considerado senoidal neste estudo como recurso simplificado para avaliar o ganho de desempenho fornecido pela otimização do mecanismo. Levantamento de campo permitiriam caracterizar o perfil dos solos mais freqüentemente encontrados nas áreas de soja de forma que simulações específicas poderiam ser realizadas com o modelo proposto e eventualmente aplicar o processo de otimização para esse perfil e realizar a validação experimental a nível de campo.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS GERAIS

- ABELL, M. L.; BRASELTON, J. Diferential Equations with Mathematica. Academic press Inc. 631 p, 1993.
-
- ADAMS/VIEW. Menus & Panels Interface Primer. Mechanical Dynamics, Inc. Ann Arbor, Michigan, November 1994.
- AKHRAS, R., ANGELES, J. Unconstrained Nonlinear Least-Square Optimization of Planar Linkages for Rigid-Body Guidance. Mechanisms and Machine Theory, 25 (1): 97 - 118, 1990.
- ALIZADE, R. I., NOVRUZBEKOV, I. G., SANDOR, G. N. Optimization of Four-Bar Function Generating Mechanisms Using Penalty Functions With Inequality and Equality Constraints. Mechanisms and Machine Theory, 10 (4): 327 - 336, 1975.
- ARTOBOLEVSKII, I. I. Present and Future of the Theory of Machines and Mechanisms. Mechanisms and Machine Theory, 11 (6): 353 - 361, 1976.
- AVILES, R., AJURIA, M. B., GARCIA DE JALON, J. A. Fairly General Method for Optimum Synthesis of Planar Mechanisms. Mechanisms and Machine Theory, 20 (4): 321 - 328, 1985.
- BAGCI, C., LEE, I. J. Optimum Synthesis of Planar Mechanisms for the Geration of Paths and Rigid-Body Positions Via the Linear Superpositions Techniques. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 97 (1): 340 - 346, 1975.
- BAGCI, C. Complete Shaking Force e Shaking Moment Balancing of Link Mechanisms Using Balancing Idler Loops. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 104:482 - 493, 1982.
- BAGCI, C. Complete Balancing of Linkages Using Complete Dynamical Equivalent of Floating Links: CDEL Method. Flexible Mechanisms, Dynamics, and Analysis, Transactions of the ASME, 47: 477 - 488, Dec 1992.
- BALLING, R. J., FREE, J. C., PARKINSON, A. R. Consideration of Worst-Case Manufacturing Tolerances in Design Optimization. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 108: 438 - 441, December 1986.
- BERKOF, R. S., LOWEN, G. G. A New Method for Completely Force Balancing Simples

Linkages. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 91 (1): 21 – 26, 1969.

BERKOF, R. S., LOWEN, G. G. Theory of Shaking Moment Optimization of Forced-Balanced Four-Bar Linkages. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 93 (1): 53 - 60, 1971.

BERKOF, R. S. Complete Force and Moment Balancing of Inline Four-Bar Linkages. Mechanisms and Machine Theory, 8 (3): 397 - 410, 1973.

BETTS, J. T. Frontiers in Engineering Optimization. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 151 - 154, June 1983.

BICHEL, D. C., HENGGEN, E. J., MOTT, R. E. Designing the New Concept Header. Agricultural Engineering, 57(9): 21 - 23, 1976.

BODDIFORD, J., RICHEY, C. B. Development of a Puller-Header for Combining Soybeans. Transactions of the ASAE, 18(5): 1003 - 1005, 1010, 1975.

CARSON, W. L., HANEY, R. S. Force System Structural Synthesis By Using Coupler Curves and Interactive Computer Graphics. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 101: 232 – 237, April, 1982.

CARSON, W. L., LEE, C. S. A Force System Synthesis Algorithm for Use as a Companion to Mechanism Dynamic Analysis Programs. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 273 - 277, June 1983.

CHACE, M. A., BAYAZITOGLU, Y. O., Development and Application of a Generalized d'Alembert Force for Multifreedom Mechanical Systems. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 23(1): 317-326, 1971.

CHEN, F. Y. An Analytical Method for Synthesizing the Four-Bar Crank-Rocker Mechanism. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 91 (1), 45 – 54, 1969.

CHOUBEY, M., RAO, A. C. Synthesizing Linkages With Minimal Structural and Mechanical Error Based Upon Tolerance Allocation. Mechanisms and Machine Theory, 17 (2): 91 -97, 1982.

DA SILVA, C. C., DE OLIVEIRA, E. T., CARNEIRO, J. E., AIDAR, H., FAGUNDES, A., DALSENTER, W., VANDERLEI, C., BASSIN, R. A., FONSECA, J. R. Colheita Mecanizada do feijão. Goiania, 1994, 27 p. EMBRAPA, Circular Técnica N° 8.

DATSERIS, FREUDENSTEIN, F. Optimum Synthesis of Mechanisms Using Heuristics for Decomposition and Search. Journal of Mechanical Design, Transactions of the

ASME, 101: 380 - 384, July 1979

DEVANIT, J., HATENBERG, R. S., EVANSTON, I. A Kinematics Notation for Low-Pair Mechanisms. Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, 22 (1): 215 - 220, 1955.

DOUGTH, S. Mechanics of Machines. John Wiley & Sons, inc, 328 p. 1988.

DUNN, W. E., NAVE, W. R., BUTLER B. J., Combine Header Component Losses in Soybeans. Transactions of the ASAE, 16 (6): 1032 - 1035, 1973.

ELLIOTT, J. L., TESAR, D., MATTHEW, G. K. Partial Dynamic State Synthesis by Use of Mass Parameters in a System Coupler Link. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 101: 246 - 249, April 1979.

ERDMAN, A. G, SANDOR, G. N.. Advanced Mechanism Design - Analysis and Synthesis, Vols I and II, Englewood Cliffs, New Jersey, 688 p, 1984.

ESCHENBACH, P. W., TESAR, D. Optimization of Four-Bar Linkages Satisfying Four Generalized Coplanair Positions. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 91 (1): 75 - 82, 1969.

FOLHA DINHEIRO. Produtor de Soja Supera a Fase de Crise. Folha de São Paulo, Quinta feira 12 de março de 1997.

FOX, R. L., WILLMERT, K. D. Optimum Design of Curve-Generating Linkages With Inequality Constrains. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 91 (1): 144 - 152, 1969.

FREUDENSTEIN, F. Structural Error Analysis in Plane Kinematics Synthesis. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 81 (1): 15 - 22, 1959.

FREUDENSTEIN, F. Harmonic Analysis of Crank and Rocker Mechanisms With Applications. Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, 81: 673 - 675, 1959.

GABRIELE, G. A., RAGSDELL, K. M. OPT 3.2, A Nonlinear Programming Code in Fortran Implementing the Generalized Reduced Gradiante Method, User's Manual, 52 p, 1989

GARRET, R. E., HALLS, A. S. Optimal Synthesis of Randomly Generated Linkages. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 90 (3): 475 - 480, 1968.

GRIFFIN, J. N., MATTHEW, G. K. The Simultaneous Analytical Synthesis of Mass and

- Spring Elements in Planar Mechanisms. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 103: 758 – 763, October 1981.
- GUPTA, V. K. Computer-Aided Synthesis of Mechanisms Using Nonlinear Programming. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 95: 329 - 334, Feb. 1973.
- GUPTA, O., RAVINDRAN, A. Nonlinear Integer Programming and Discrete Optimization. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 160 - 164, June 1983.
- HAMMOND, C. R., JOHNSON, G. E. The Method of Alternate Formulations, an Automated Strategy for Optimal Design. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 110: 459 - 463, December 1988.
- HUANG, C., ROTH, B. Dimensional Synthesis of Closed-Loop Linkage to Match Force And Position Specifications. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 115 (2): 194 - 198, 1993.
- KIM, S. S. VANDERPLOEG, M. J. QR Decomposition for State Space Representation of Constrained Mechanical Dynamic System. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 108: 183 - 188, June 1986.
- KIMBRELL, J. T. Kinematics Analysis and Synthesis. McGraw-Hill, 325 p, 1991.
- KLINNER, W. E., NEALE, M. A, ARNOLD, R. E. A New Stripping Header for Combine Harvesters. Journal of Agricultural Engineering Research, 42(1): 9 – 14, 1987.
- KRAMER, S. N., SANDOR, G. N. Selective Precision Synthesis-A General Method of Optimization for Planar Mechanisms. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 97 (2): 689 - 701, 1975.
- KRAMER, S. N. Selective Precision Synthesis of the Four-Bar Motion Generator With Prescribed Input Timing. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 101: 614 - 618, 1979.
- LEE, T. W., CHENG, C. Optimum Balancing of Combined Shaking Force, Shaking Moment, and Torque Fluctuations in High Speed Linkages. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 106: 242 - 251, June 1984.
- LEWIS, D. W., GYORGY, C. K. Kinematic Synthesis of Plane Curves. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 89 (1): 173 - 176, 1967.
- LOW, K. H., VIDYASAGAR, M. A Lagrangian Formulation of the Dynamic Model for

Flexible Manipulator Systems. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, 110: 175 - 181, June 1988.

LOWEN, G. G., BERKOF, R. S. Determination of Force Balanced Four-Bar Linkages with Optimum Shaking Moment Characteristics. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 93 (1): 39 - 46, 1971.

LUENBERGER, D. G. Linear and Nonlinear Programming. Addison-Wesley Publishing Company, EUA., 1984.

MAHIL, S. S. On The Application of Lagrange's Method to the Description of Dynamics Systems. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, 12(6):877-889, 1982.

McKYES, E. Developments in Agricultural Engineering: Soil Cutting and Tillage. Elsevier, Netherlands, 217 p. 1985.

MESQUITA, C. M., HANNA, M. A. Belt Conveyor System to Reduce Soybean Harvester Gathering Losses. Transactions of the ASAE, 22 (2): 243 - 245, 1979.

MESQUITA, C. M., HANNA, M. A. Soybean Threshing Mechanics: I Frictional Rubbing By Flat Belts. Transactions of the ASAE, 36 (2): 275 - 279, 1993.

MESQUITA, C. M., HANNA, M. A. Soybean Threshing Mechanics: II Impact Transactions of the ASAE, 36 (2): 281 - 284, 1993.

MESQUITA, C. M., HANNA, M. A. Soybean Threshing Devices. Applied Engineering in Agriculture, 12(1):15 - 19, 1996.

MICHEL, W., SIDDAL, J. N. The Optimization Problem with Optimal Tolerance Assignment and Full Acceptance. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 103: 842 - 848, October 1981.

MIDHA, A., ZHAO, Z. Synthesis of Planar Linkages via Loop Closure and Nonlinear Equation. Mechanisms and Machine Theory, 20 (6): 491 - 502, 1985.

MURCIA, G. A., BRAUNBECK, O. Optimized Four Bar Linkage for Ground Following in Harvesting Operations. Proceedings of the 7th European ISTVS Conference, Vol 1, pg 375 - 382, Ferrara Italy, October 1997.

NAVE, W. R., TATE, D., BUTLER B. Combine Headers for Soybeans. Transactions of The ASAE, 15 (4): 632 - 635, 1972.

NAVE, W. R. Reducing Soybeans Harvest Losses. Agricultural Research, 28 (8):3 - 15, 1975.

- NAVE, W. R., YOERGER, R. R. Use of Air-Jet Guards to reduce Soybean Harvesting Losses. Transactions of the ASAE, 18 (4): 626 - 629, 1975.
- NAVE, W., HUMMEL, R., YOERGER, R. Air-Jet and Row-Crop Headers for Soybeans. Transactions of the ASAE, 20 (6): 1037 - 1041, 1977.
- NIKRAVESH, P. E., CHUNG, I. S. Application of Euler Parameters to the Dynamic Reduction in Analysis of Constrained Dynamic Systems. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 104: 785 - 791, Oct 1982.
- ORLANDEA, N., CHANCE, M. A., CALAHAN, D. A. A Sparsity-Oriented Approach to Dynamical Analysis and Design of Mechanical System, Part I and II. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 95: 773 - 784, Aug. 1977.
- ORLANDEA, N., BERENYI, T. Dynamic Continuous Path Synthesis of Industrial Robots Using ADAMS Computer Program. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 103: 602 - 607, July 1981.
- PAENG, J. K., ARORA, J.S. Dynamic Response Optimization of Mechanical Systems with Multiplier Methods. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 111: 73 - 80, March 1989.
- PAPALAMBROS, P., WILDE, D. J. Global Non-Interactive Design Optimization Using Monotonicity Analysis. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 101: 645 - 649, October 1979.
- PAPALAMBROS, P., HENG, L. L. Notes on the Operational Utility of Monotonicity in Optimization. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 174 - 180, June 1983.
- PARADIS, M. J., WILLMERT, K. D. Optimal Mechanism Design Using the Gauss Constrained Method. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 187 - 196, June 1983.
- PARKINSON, A. Robust Mechanical Design Using Engineering Models. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 117: 48 - 54, June 1982.
- PARKINSON, A., WILSON, M. Development of a Hybrid SQP-GRG Algorithm for Constrained Nonlinear Programming. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 110: 308 - 315, September 1988.
- PARKINSON, A., SORENSEN, C., POURHASSAN, N. A General Approach for Robust Optimal Design. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 115: 74 - 80, March 1993.

PORTELLA, J. A. Perdas de Trigo, de Soja e de Milho x Umidade de Grão Durante a Colheita Mecanizada. Resumos do XXVI Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, Campinagrande, PB, Brasil, 1997.

QUICK, G. R. Laboratory Analysis of the Combine Header. Transactions of the ASAE, 15(1): 5 - 12, 1973.

QUICK, G. R., BUCHELE, W. F. Reducing Combine Gathering Losses in Soybeans. Transactions of the ASAE, 17(6): 1123 - 1129, 1974

RAO, S. S., HATI, S. K. Game Theory Approach in Multicriteria Optimization of Function Generating Mechanisms. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 101: 398 - 406, July 1979.

RAO, S. S., REDDY, C. P. Mechanism Design by Chance Constrained Programming Techniques. Mechanisms and Machine Theory, 14 (6): 413 - 424, 1979.

RESEARCH, W. Mathematica: User's guide, version 2.2.3, 1993.

RESEARCH, W. Guide to Standard Mathematica Packages, version 2.2.3, 1993.

ROESSING, A C., GUEDES, L. C. Cultura da Soja nos Cerrados. Associação Brasileira Para a Pesquisa da Potassa e do Fosfato. Editores: Nelson Eustáquio Arantes e Plínio Itamar de Melo de Souza, 535 p., Piracicaba 1993

ROOT, R. R., RAGSDELL, K. M. A Survey of Optimization Methods. Applied to the Design of Mechanisms. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 98 (3): 1036 - 1041, 1976.

ROSE, P. S., SANDOR, G. N. Direct Analytical Synthesis of Four-Bar Function Generators with Optimal Structural Error. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 95 (2), 563 - 571, 1973.

SANDGREN, E. A Multi-Objective Design Tree Approach for the Optimization of Mechanisms. Mechanisms and Machine Theory, 25 (3): 257 - 272, 1990.

SANDGREN, E., RAGSDELL, K. M. The Utility of Nonlinear Programming Algorithms: A Comparative Study - Part 1 e 2. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 101 (3): 540 - 551, 1980.

SANTOS, I. F. Notas do Curso Cinemática e Dinâmica de Sistemas Mecânicos: Modelagem – Simulação – Visualização - Verificação. DPM - FEM – UNICAMP, 196 p, 1996.

SEIREG, A. A Survey Optimization of nechanical Design. Journal of Engineering for

- Industry, Transactions of the ASME, 94 (2): 495 - 499, 1972.
- SHANNO, D. F. Recent Advances in Gradient Based Unconstrained Optimization Techniques for Large Problems. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 155 - 159, June 1983.
- SHEMIN, Z. A Constituting Method of Objective Function for the Dynamic Optimum Balance of Shaking Forces in Linkages. Mechanisms and Machine Theory, 29 (6): 829 - 835, 1994.
- SMITH, J., Dry Edible Bean Field Harvesting Losses. Transactions of the ASAE, 29 (6): 1540 - 1543, 1986.
- SPECKHART, F. H. Calculation of Tolerance Based on a Minimum Cost. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 94 (2): 447 - 453, 1972.
- SUH, C. H., RADCLIFFE, C. W. Kinematics and Mechanism Design. New York, 435 p, 1978.
- SUTHERLAND, G. H., KARWA, N. R. Ten-Design-Parameter 4-Bar Synthesis with Tolerance Consideration. Mechanisms and Machine Theory, 13 (3): 311 - 328, 1978.
- TAO, D. C., AMOS, L. G. A Four-Bar Linkages Adjustable for Variable Straight Line Motions. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 87 (2): 287 - 290, 1965.
- TATE, D., NAVE, W., Air-Conveyor Header for Soybean Harvesting. Transactions of the ASAE, 16 (1): 37 - 39, 1973.
- TEPPER, F. R., LOWEN, G. G. Shaking Force Optimization of Four-Bar Linkages with Adjustable Constraints on Ground Bearing Forces. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 97: 643 - 651, May 1975.
- TRICAMO, S. J., LOWEN, G. G. Simultaneous Optimization of Dynamic Reactions of Four-Bar Linkages with Prescribed Maximum Shaking Force. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 520 - 525, September 1983.
- TRICAMO, S. J., LOWEN, G. G. A Novel Method for Prescribing the Maximum Shaking Force of a Four-Bar Linkage with Flexibility in Counter Weight Design. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 511 - 519, September 1983.
- WEHAGE, R. A., HANG, E. J. Generalized Coordinate Partitioning of Dimensional Reduction in Analysis of Constrained Dynamic Systems. Journal of Mechanical Design,

- Transactions of the ASME, 104: 247 - 255, Jan 1982.
- WIEDERRICH, J. L., ROTH, B. Momentum Balancing of Four-Bar Linkages. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 98 (3): 1289 - 1295, 1976.
- WILDE, D. J. Monotonicity and Dominance in Optimal Hydraulic Cylinder Design. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 97 (4): 1390 - 1394, 1975.
- WILDE, D. J. Error Linearization in the Least-Square Design of function generating Mechanism. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 104 (4): 881 - , 1982.
- WILLIAMS, R. J., RUPPRECH, S. Dynamic Force Analysis of Planar Mechanisms. Journal of Mechanism and Machine Theory. 16(4): 425 – 440, 1981
- WOJCIK, C. K. Synthesis of Four-Bar Linkages Function Generators by Means of Equation of Motion. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 87 (2): 170 - 176, 1965.
- ZADOKS, R. I., MIDHA, A. A Method for Calculating the Steady-State Dynamic Response of Rigid-Body Machine Systems. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 109: 435 - 442, December 1987.
- ZADOKS, R. I., MIDHA, A. Parametric Stability of a Two-Degree-of-Freedom Machine System: Part I – Equation of Motion and Stability. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 109: 210 - 215, June 1987.
- ZHOU, J., MAYNE, R. W. Interactive Computing in the Application of Monotonicity Analysis to Design Optimization. Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME, 105: 181 - 186, June 1983.

8. ANEXO 1

Análise dinâmica do mecanismo - Lagrange

A principal formulação que governa o movimento de um sistema mecânico é a equação de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = F_q \quad (1)$$

Onde:

$L=K-V$ (Lagrangiano)

K - Energia cinética total do mecanismo

V - Energia potencial total do mecanismo

$q = \theta_2$ - Coordenada generalizada

F_q - Força generalizada externa correspondente à coordenada generalizada q , e representa as forças não conservativas.

Substituindo o Lagrangiano $L=(K-V)$ na equação (1), obtém-se:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial (K-V)}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial (K-V)}{\partial q} = F_q \quad (2)$$

Que simplificando, resulta:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial K}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q} = F_q \quad (3)$$

A energia cinética de um corpo "i" em termos da coordenada generalizada q , pode ser escrita como:

$$K_i = \frac{1}{2} m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + \frac{1}{2} I_i \dot{\theta}_i^2 = \frac{1}{2} m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) \dot{\theta}_i^2 + \frac{1}{2} I_i \dot{\theta}_i^2 \quad (4)$$

x_i e y_i : coordenadas do centro de massa no sistema global (inercial) da barra "i".

\dot{x}_i, \dot{y}_i : a velocidade linear nas direções x e y do centro de massa da barra "i".

m_i e I_i : Massa e momento de inércia da massa da barra com respeito a seu centro de massa.

As velocidades angulares das barras acionadora (3) e seguidora (4) podem ser expressadas em função da velocidade da barra acionadora (2), e da geometria do mecanismo; isto é:

$$\dot{\theta}_3 = \omega_3 \cdot \dot{q} \quad (5)$$

$$\dot{\theta}_4 = \omega_4 \cdot \dot{q} \quad (6)$$

Onde:

$$\omega_3 = \frac{L_2 \cdot \text{sen}(q - \theta_4)}{L_3 \cdot \text{sen}(\theta_4 - \theta_3)} \quad (7)$$

$$\omega_4 = \frac{L_2 \cdot \text{sen}(q - \theta_3)}{L_4 \cdot \text{sen}(\theta_4 - \theta_3)} \quad (8)$$

A energia cinética total resulta da soma das energias cinéticas parciais de cada uma das três barras do mecanismo, ou seja:

$$K = \frac{1}{2} [(M_2 T_2^2 + I_2) + (M_4 T_4^2 + I_4) \omega_4^2 + M_3 L_2^2 + (M_3 (L_{3x}^2 + L_{3y}^2) + I_3) \omega_3^2 + 2M_3 L_2 L_{3x} \omega_3 \cos(q - \theta_3) - 2M_3 L_2 L_{3y} \omega_3 \text{sen}(q - \theta_3)] \dot{q}^2 \quad (9)$$

A energia potencial de um corpo "i" em termos da coordenada generalizada q devido à ação da gravidade, pode ser escrita como:

$$V_i = M_i g h_i \text{sen} \theta_i \quad (10)$$

A energia potencial total resulta igualmente da soma das energias potenciais parciais de cada uma das três barras do mecanismo mais a energia potencial da mola de translação.

$$V_r = (m_2 r_2 + l_2 m_3) g \text{sen}(q) + m_4 r_4 g \text{sen}(\theta_4) + m_3 l_{3x} g \text{sen}(\theta_3) - m_3 l_{3y} g \cos(\theta_3) + \frac{1}{2} K_t (l_m - l_{om})^2 \quad (11)$$

Onde q é a posição angular da barra de entrada em um certo tempo.

Força generalizada

A força de interação solo-garfo na ponta de contato P pode ser escrita em função da coordenada generalizada q . As coordenadas do ponto P são dadas pelas seguintes expressões:

$$x_p = L_2 \cos q + (L_3 + L_{6x}) \cos \theta_3 + L_{6y} \cdot \text{sen} \theta_3 \quad (12)$$

$$y_p = L_2 \text{sen}(q) + (L_3 + L_{6x}) \text{sen} \theta_3 - L_{6y} \cos \theta_3 \quad (13)$$

O trabalho realizado pelas forças externas pode ser calculado em função das componentes horizontal e vertical F_x e F_y da força aplicada no ponto P .

$$\delta W = F_H \cdot \delta_{xp} + F_V \cdot \delta_{yp} \quad (14)$$

Onde δ_{xp} e δ_{yp} são os deslocamentos virtuais nas direções x e y (horizontal e vertical) do ponto P respectivamente.

$$\delta_{xp} = [-L_2 \sin q + (L_{6y} \cos \theta_3 - (L_3 + L_{6x}) \sin \theta_3) \omega_3] \delta q \quad (15)$$

$$\delta_{yp} = [L_2 \cos(q) + ((L_3 + L_{6x}) \cos \theta_3 + L_{6y} \sin \theta_3) \omega_3] \delta q \quad (16)$$

A equação (14) pode ser escrita em termos da coordenada generalizada:

$$\delta W = F_q \delta q \quad (17)$$

Para o perfil de solo descrito pela função senoidal da equação (21), a componente horizontal da força F_H atuando no ponto P (ponto de contato garfo-solo), pode ser expressa em função da componente vertical da força F_V , atuando no mesmo ponto, segundo a figura 1.

$$y_s(t) = A - A \cos \omega t = A - A \cos \frac{2\pi}{Ds} Vt \quad (18)$$

$$F_H = -F_V \tan \beta \quad (19)$$

Substituindo a expressão (19) na expressão (17), e considerando o atrito externo garfo-solo segundo a figura 1, resulta a seguinte expressão geral da força generalizada:

$$F_q = F_V \left[\delta_{yp} (1 - \mu \tan \beta) - \delta_{xp} (\tan \beta + \mu) \right] \quad (20)$$

Substituindo a expressão (20) na expressão (3), resulta a seguinte equação diferencial que descreve o movimento do mecanismo de quatro barras sobre o perfil de solo descrito pela função senoidal da equação (18):

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{K}}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial \mathcal{K}}{\partial q} + \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial q} = F_V \left[\delta_{yp} (1 - \mu \tan \beta) - \delta_{xp} (\tan \beta + \mu) \right] \quad (21)$$

Resultando finalmente a expressão que determina a força de reação no extremo do garfo em contato com o perfil de solo.

$$F_V = \frac{\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{K}}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial \mathcal{K}}{\partial q} + \frac{\partial \mathcal{V}}{\partial q}}{\delta_{yp} (1 - \mu \tan \beta) - \delta_{xp} (\tan \beta + \mu)} \quad (22)$$

ANEXO 2

Análise cinemática e dinâmica do mecanismo - Newton-Euler

Análise cinemática:

Equações de posição:

$$l_2 \cos \theta_2 + l_3 \cos \theta_3 - l_4 \cos \theta_4 - l_1 = 0 \quad (1)$$

$$l_2 \sin \theta_2 + l_3 \sin \theta_3 - l_4 \sin \theta_4 = 0 \quad (2)$$

$$l_2 \cos \theta_2 + (l_3 + l_6 x) \cos \theta_3 + l_6 y \sin \theta_3 - l_8(t) = 0 \quad (3)$$

$$l_2 \sin \theta_2 + (l_3 + l_6 x) \sin \theta_3 - l_6 y \cos \theta_3 - \left(A - A \cos \frac{2\pi}{DS} (Vt - l_{8o} + l_8(t)) \right) + L_9 y = 0 \quad (4)$$

Derivando com respeito ao tempo as equações de posição, obtém-se o sistema de equações de velocidade:

$$-l_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 - l_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 + l_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 = 0 \quad (5)$$

$$l_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + l_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - l_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 = 0 \quad (6)$$

$$-l_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 - (l_3 + l_6 x) \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 + l_6 y \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 - l_8(t) = 0 \quad (7)$$

$$l_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 + (l_3 + l_6 x) \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 + l_6 y \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 - \left(\frac{2\pi A}{DS} \sin \frac{2\pi}{DS} (Vt - l_{8o} + l_8(t)) \right) (V + \dot{l}_8(t)) = 0 \quad (8)$$

Derivando com respeito ao tempo as equações de velocidade, obtém-se o sistema de equações de aceleração:

$$-l_2 \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 - l_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - l_3 \ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 - l_3 \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3 + l_4 \ddot{\theta}_4 \sin \theta_4 + l_4 \dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4 = 0 \quad (9)$$

$$l_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 - l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 + l_3 \ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - l_3 \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3 - l_4 \ddot{\theta}_4 \cos \theta_4 + l_4 \dot{\theta}_4^2 \sin \theta_4 = 0 \quad (10)$$

$$-l_2 \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 - l_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - (l_3 + l_6 x) \ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 - (l_3 + l_6 x) \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3 + l_6 y \ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - l_6 y \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3 - \ddot{l}_8 x = 0 \quad (11)$$

$$l_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 - l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 + (l_3 + l_6 x) \ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - (l_3 + l_6 x) \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3 + l_6 y \ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 + l_6 y \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3 - \left(\left(\frac{2\pi A}{DS} \dot{l}_8(t) \sin \frac{2\pi}{DS} (Vt - l_{8o} + l_8(t)) \right) + \left(\frac{2\pi}{DS} \right)^2 A \cos \frac{2\pi}{DS} (Vt - l_{8o} + l_8(t)) (V + \dot{l}_8(t))^2 \right) = 0 \quad (12)$$

A aceleração linear absoluta do centro de massa de cada uma das barras é dado pelas seguintes equações, com ajuda das figuras 1 e 2.

$$\ddot{A}_{2x} = -r_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - r_2 \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 \quad (13)$$

$$\ddot{A}_{2y} = -r_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 + r_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 \quad (14)$$

$$\ddot{A}_{3x} = -l_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - l_2 \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 - \dot{\theta}_3^2 (l_3 x \cos \theta_3 + l_3 y \sin \theta_3) - \ddot{\theta}_3 (l_3 x \sin \theta_3 - l_3 y \cos \theta_3) \quad (15)$$

$$\ddot{A}_{3y} = -l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 + l_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{\theta}_3^2 (l_3 x \sin \theta_3 - l_3 y \cos \theta_3) + \ddot{\theta}_3 (l_3 x \cos \theta_3 + l_3 y \sin \theta_3) \quad (16)$$

$$\ddot{A}_{4x} = -r_4 \dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4 - r_4 \ddot{\theta}_4 \sin \theta_4 \quad (17)$$

$$\ddot{A}_{4y} = -r_4 \dot{\theta}_4^2 \sin \theta_4 + r_4 \ddot{\theta}_4 \cos \theta_4 \quad (18)$$

Análise dinâmica de forças

Da figura 2, obtém-se que o ângulo γ formado pela mola de translação com a horizontal, o comprimento da mola em qualquer instante, a força e suas componentes atuando na mola, são dados pelas expressões seguintes:

$$\gamma = \arctan \left[\frac{l_2 \sin \theta_2}{l_1 - l_2 \cos \theta_2} \right] \quad (19)$$

$$L_m = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \cos \theta_2} \quad (20)$$

$$F_m = K_t (l_m - l_{om}) \quad (21)$$

$$F_{hm} = F_m \cos \gamma \quad (22)$$

$$F_{vm} = F_m \sin \gamma \quad (23)$$

Barra 2

$$F_{12X} + F_{32X} = -m_2 r_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - m_2 r_2 \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 - F_m \cos \gamma \quad (24)$$

$$F_{12Y} + F_{32Y} = m_2 g - m_2 r_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 + m_2 r_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 + F_m \sin \gamma \quad (25)$$

$$F_{12X} r_2 \sin \theta_2 - F_{12Y} r_2 \cos \theta_2 - F_{32X} s_2 \sin \theta_2 + F_{32Y} s_2 \cos \theta_2 = I_{2ZZ} \ddot{\theta}_2 + F_m \cos \gamma (s_2 \sin \theta_2) + F_m \sin \gamma (s_2 \cos \theta_2) \quad (26)$$

Barra 3

Sendo o perfil de solo conhecido e $X_s = V t$, altura correspondente ao ponto **P** e definido pela função seguinte:

$$\bar{l}_7(t) = y_p(t) = A - A \cos \frac{2\pi}{DS} (V t - \bar{l}_{8o} + \bar{l}_8(t)) \quad (27)$$

A inclinação da reta tangente à curva no ponto **P** é dada pela seguinte expressão:

$$\tan \beta = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{\Delta l_7(t)}{\Delta X_p} = \frac{\frac{d(l_7(t))}{dt} \Delta t}{\frac{d(X_p)}{dt} \Delta t} \quad (28)$$

Da figura 1 obtém-se:

$$X_p = X_s - \Delta_x = V t - l_{8o} + l_8(t) \quad (29)$$

Derivando com respeito ao tempo as equações (27) e (29) e substituindo na equação (28), obtém-se a seguinte expressão que descreve o ângulo β , formado pela reta tangente ao perfil de solo no ponto **P** com a horizontal.

$$\beta = \arctan \left[\left(\frac{2\pi A}{DS} \operatorname{sen} \frac{2\pi}{DS} (Vt - l_{8o} + l_8(t)) \right) \right] \quad (30)$$

Da figura 1, obtém-se que as componentes na base inercial da força normal F_N ao perfil do solo são dadas pelas seguintes expressões:

$$F_H = F_N \cos \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) \quad (31)$$

$$F_V = F_N \operatorname{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) \quad (32)$$

Porém, obtém-se:

$$-F_{32x} - F_{34x} + F_N \left[\cos \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) - \mu \cos \beta \right] = \quad (33)$$

$$m_3 (-l_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - l_2 \ddot{\theta}_2 \operatorname{sen} \theta_2 - \dot{\theta}_3^2 (l_{3x} \cos \theta_3 + l_{3y} \operatorname{sen} \theta_3) - \ddot{\theta}_3 (l_{3x} \operatorname{sen} \theta_3 - l_{3y} \cos \theta_3))$$

$$-F_{32y} - F_{34y} + F_N \left[\operatorname{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) - \mu \operatorname{sen} \beta \right] = \quad (34)$$

$$m_3 g + m_3 (-l_2 \dot{\theta}_2^2 \operatorname{sen} \theta_2 + l_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{\theta}_3^2 (l_{3x} \operatorname{sen} \theta_3 - l_{3y} \cos \theta_3) + \ddot{\theta}_3 (l_{3x} \cos \theta_3 + l_{3y} \operatorname{sen} \theta_3))$$

$$\begin{aligned} & -F_{32x} (l_{3x} \operatorname{sen} \theta_3 - l_{3y} \cos \theta_3) + F_{32y} (l_{3x} \cos \theta_3 + l_{3y} \operatorname{sen} \theta_3 - \\ & F_{34x} (l_3 \operatorname{sen} \theta_3 - (l_{3x} \operatorname{sen} \theta_3 - l_{3y} \cos \theta_3)) - F_{34y} (l_3 \cos \theta_3 - (l_{3x} \cos \theta_3 + l_{3y} \operatorname{sen} \theta_3)) + \\ & F_N \left[\cos \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) (-r_{PX} \operatorname{sen} \theta_3 - r_{PY} \cos \theta_3) - \mu \cos \beta (-r_{PX} \operatorname{sen} \theta_3 - r_{PY} \cos \theta_3) \right] + \\ & F_N \left[\operatorname{sen} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) (r_{PX} \cos \theta_3 + r_{PY} \operatorname{sen} \theta_3) - \mu \operatorname{sen} \beta (r_{PX} \cos \theta_3 + r_{PY} \operatorname{sen} \theta_3) \right] = I_{3ZZ} \ddot{\theta}_3 \end{aligned} \quad (35)$$

Barra 4

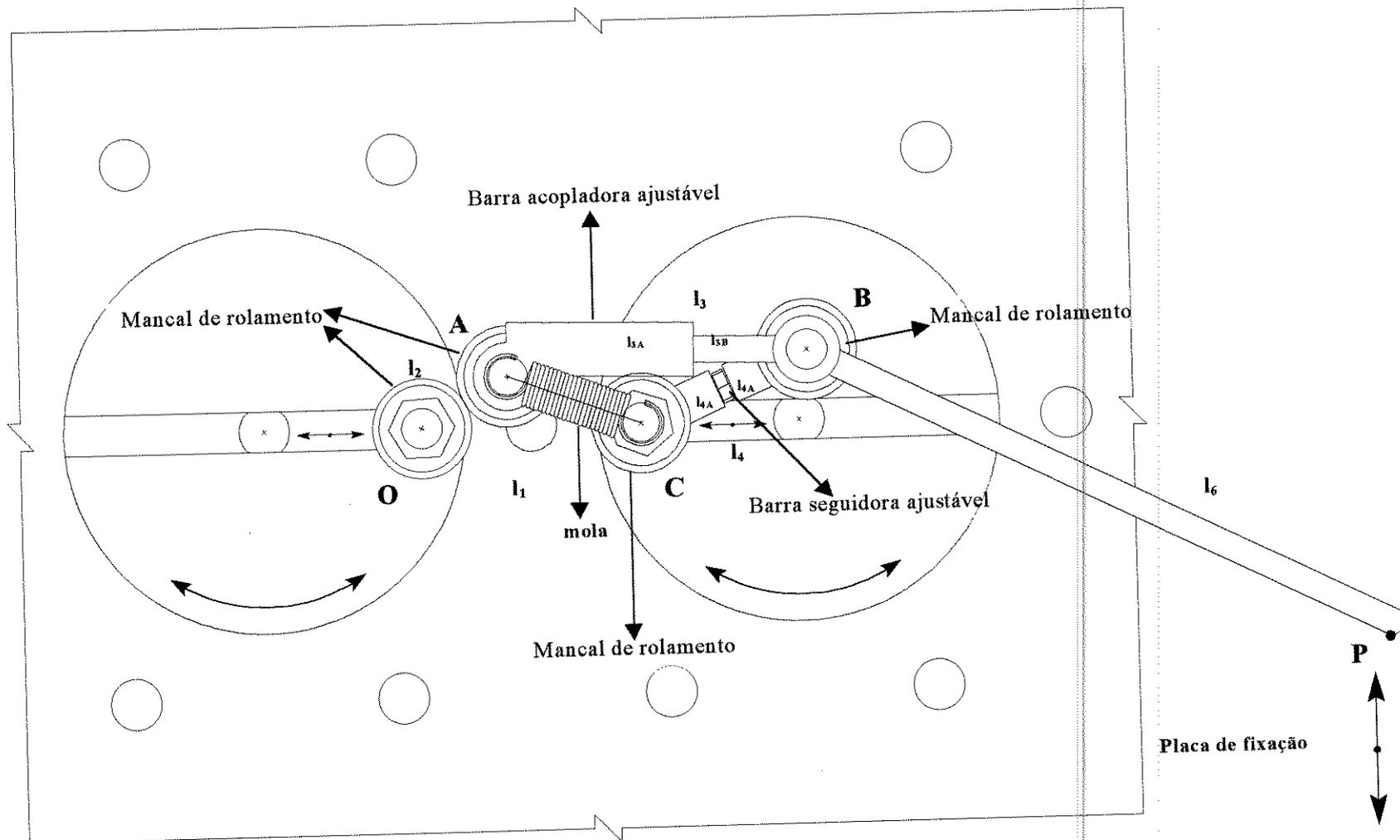
$$F_{14X} + F_{34X} = -m_4 r_4 \dot{\theta}_4^2 \cos \theta_4 - m_4 r_4 \ddot{\theta}_4 \operatorname{sen} \theta_4 \quad (36)$$

$$F_{14Y} + F_{34Y} = m_4 g - m_4 r_4 \dot{\theta}_4^2 \operatorname{sen} \theta_4 + m_4 r_4 \ddot{\theta}_4 \cos \theta_4 \quad (37)$$

$$F_{14x} r_4 \operatorname{sen} \theta_4 - F_{14y} r_4 \cos \theta_4 - F_{34x} s_4 \operatorname{sen} \theta_4 + F_{34y} s_4 \cos \theta_4 = I_{4ZZ} \ddot{\theta}_4 \quad (38)$$

Do planejamento dinâmico, utilizando Newton-Euler, resultam 9 equações: (24), (25), (26), (33), (34), (35), (36), (37) e (38), constituindo um conjunto de 9 equações com 9 incógnitas F_{12} , F_{32} , F_{34} , F_{14} e F_N . O sistema anterior pode ser expressado e resolvido para obter as incógnitas no tempo, da forma matricial seguinte:

ANEXO 3 Detalhes do mecanismo



ANEXO 4

Síntese do mecanismo de quatro barras para três posições do extremo do garfo com ângulos específicos do acoplador

Baseado no programa de Kimbrell (1991), (Visual Basic)

Global D24, D2I, D2T, L2R, L2I, L2RE, E1IM, L5R, L5RE, L5IM, D3R As Double
 Global D3I, D3T, L4RE, L4IM, L6RE, L6I, L6R, L6IM, L3RE, L3IM, L1RE As Double
 Global L4IM, L2, L2, L3, L4, L5, L6, AL2, AL3 As Double
 Global R22, R23, T22, T23, T42, T43, T52, T53, AL2, AL3, DEL2, DEL3 As Double

Sub SQBCOMPL ()

Pi = 4 * Atn(1)

DEG = 2 * Pi / 360

‘Posições angulares das barras’

T22 = T22 * DEG

T23 = T23 * DEG

T42 = T42 * DEG

T43 = T43 * DEG

T52 = T52 * DEG

T53 = T53 * DEG

AL2 = AL2 * DEG

AL3 = AL3 * DEG

‘Componentes nas direções horizontal e vertical dos comprimentos das barras’

D2R = Cos(T22 + T53) - Cos(T23 + T52) + Cos(T23) + Cos(T52) - Cos(T22) - Cos(T53)

D2I = Sin(T22 + T53) - Sin(T23 + T52) + Sin(T23) + Sin(T52) - Sin(T22) - Sin(T53)

D2T = D2R * D2R + D2I * D2I

L2R = DEL2 * (Cos(AL2 + T53) - Cos(AL2)) - DEL3 * (Cos(AL3 + T52) - Cos(AL3))

L2I = DEL2 * (Sin(AL2 + T53) - Sin(AL2)) - DEL3 * (Sin(AL3 + T52) - Sin(AL3))

L2RE = (L2R * D2R + L2I * D2I) / D2T

L2IM = (L2I * D2R - L2R * D2I) / D2T

L5R = DEL3 * (Cos(AL3 + T22) - Cos(AL3)) - DEL2 * (Cos(AL2 + T23) - Cos(AL2))

L5I = DEL3 * (Sin(AL3 + T22) - Sin(AL3)) - DEL2 * (Sin(AL2 + T23) - Sin(AL2))

L5RE = (L5R * D2R + L5I * D2I) / D2T

L5IM = (L5I * D2R - L5R * D2I) / D2T

D3R = Cos(T42 + T53) - Cos(T43 + T52) + Cos(T43) + Cos(T52) - Cos(T42) - Cos(T53)

D3I = Sin(T42 + T53) - Sin(T43 + T52) + Sin(T43) + Sin(T52) - Sin(T42) - Sin(T53)

D3T = D3R * D3R + D3I * D3I

L4RE = (L2R * D3R + L2I * D3I) / D3T

L4IM = (L2I * D3R - L2R * D3I) / D3T

$$L6R = DEL3 * (\text{Cos}(AL3 + T42) - \text{Cos}(AL3)) - DEL2 * (\text{Cos}(AL2 + T43) - \text{Cos}(AL2))$$

$$L6I = DEL3 * (\text{Sin}(AL3 + T42) - \text{Sin}(AL3)) - DEL2 * (\text{Sin}(AL2 + T43) - \text{Sin}(AL2))$$

$$L6RE = (L6R * D3R + L6I * D3I) / D3T$$

$$L6IM = (L6I * D3R - L6R * D3I) / D3T$$

$$L3RE = L5RE - L6RE$$

$$L3IM = L5IM - L6IM$$

$$L1RE = L2RE + L3RE - L4RE$$

$$L1IM = L2IM + L3IM - L4IM$$

‘Comprimentos das barras’

$$L2 = \text{Sqr}(L2RE * L2RE + L2IM * L2IM)$$

$$L3 = \text{Sqr}(L3RE * L3RE + L3IM * L3IM)$$

$$L4 = \text{Sqr}(L4RE * L4RE + L4IM * L4IM)$$

$$L1 = \text{Sqr}(L1RE * L1RE + L1IM * L1IM)$$

$$L5 = \text{Sqr}(L5RE * L5RE + L5IM * L5IM)$$

$$L6 = \text{Sqr}(L6RE * L6RE + L6IM * L6IM)$$

End Sub

ANEXO 5

Função Objetivo: Lagrange (Mathematica)

```

L6x=0.2155;
L6y=0.12208;
q1=0.5236;
g=9.8;
M2=0.274;
M3=0.724;
M4=0.307;
r2=(0.003 0.5 L2 + 0.0619 L2)/M2;
s2=L2-r2;
r4=((0.011 0.02425)+(0.0177 0.5 L4)+(0.011(L4-0.02425))+(0.0619 L4))/M4;
s4=L4-r4;
L3x=((0.0919 0.035)+(0.06438(0.5 L3+0.0038))+(0.0057(0.5 L3+0.0313))+
(0.02397(L3-0.036))+(0.1626 L3)+(0.005(L3+0.012))+(0.22 (L3+0.1078)))/M3;
L3y=(0.005 0.007+0.22 0.06104)/M3;
I2zz=(0.00005421+0.2051 r2^2)+(0.0000015+0.003(0.5 L2-r2)^2)+(0.00001686+
0.0619(L2-r2)^2);
I4zz=(0.00005421+0.2051 r4^2)+(0.000000307+ 0.011(0.02425 -r4)^2)+(0.00000069+
0.0177(0.5 L4-r4)^2)+(0.000000307+0.011(L4-0.02425-r4)^2)+(0.00001686+
0.0619(L4-r4)^2);
I3zz=(0.00001094+0.1626(L3x^2+L3y^2))+(0.00002345+0.0919((L3x-0.035)^2+L3y^2))+
(0.0000126+0.06438((L3x-(0.5 L3+0.0038))^2+L3y^2))+(0.0000005+0.0057((L3x-
(0.5 L3+0.0313))^2+L3y^2))+(0.0000047+0.02397((L3x-(L3-0.036))^2+L3y^2))+
(0.00001094+0.1626((L3-L3x)^2+L3y^2))+(0.0000005+0.005((L3+0.012-L3x)^2+
(L3y-0.007)^2))+(0.001024+0.22((L3+0.1078-L3x)^2+(0.061-L3y)^2));
u=0;

beta=ArcTan[0.502655 Sin[12.5664(-0.365399+1.38889 t+L8)]]/N;
Lom=Sqrt[L1^2+L2^2-2 L1 L2 Cos[q1]];
Lm=Sqrt[L1^2+L2^2-2 L1 L2 Cos[q[t]]];

“posição angular das barras acopladora e seguidora”
gama=ArcCos[(L4^2+L3^2-L1^2-L2^2)/(2 L3 L4)+Cos[q[t]] L2 L1/(L3 L4)];
te3=Simplify[ ArcTan[(L4 Sin[gama])/(L3-L4 Cos[gama])]-
ArcTan[(L2 Sin[q[t]])/(L1-L2 Cos[q[t]])]];
te4= Simplify[- ArcTan[(L2 Sin[q[t]])/(L1-L2 Cos[q[t]])]+
ArcTan[(L4 Sin[gama])/(L3-L4 Cos[gama])]+gama];

w3=(L2 Sin[q[t]-te4])/(L3 Sin[te4-te3]);
w4=(L2 Sin[q[t]-te3])/(L4 Sin[te4-te3]);

```

“energia cinética total do mecanismo”

$$K = 0.5 (M2 r2^2 + I2zz + M3 L2^2 + (M4 r4^2 + I4zz) w4^2 + (M3 (L3x^2 + L3y^2) + I3zz) w3^2 + 2 L2 L3x M3 w3 \cos[q[t] - te3] - 2 L2 L3y M3 w3 \sin[q[t] - te3]) (q'[t])^2;$$

“energia potencial total do mecanismo”

$$V = (M2 r2 + M3 L2) g \sin[q[t]] + M4 r4 g \sin[te4] + M3 L3x g \sin[te3] - M3 L3y g \cos[te3] + 0.5 Kt(Lm - Lom)^2;$$

“equação de Lagrange”

$$dv = D[V, q[t]] / N;$$

$$T1 = D[K, q'[t]];$$

$$T2 = D[T1, t];$$

$$T3 = D[K, q[t]];$$

$$dx_f = (-L2 \sin[q[t]] + (L6y \cos[te3] - (L3 + L6x) \sin[te3]) w3);$$

$$dy_f = (L2 \cos[q[t]] + ((L3 + L6x) \cos[te3] + L6y \sin[te3]) w3);$$

$$F = (T2 - T3 + dv) / (dy_f(1 - u \tan[\beta]) - dx_f(\tan[\beta] + u));$$

$$FV = \text{Simplify}[F /. \{q[t] \rightarrow 1.24735, q'[t] \rightarrow -12.4945, q''[t] \rightarrow -26.07, L8 \rightarrow 0.35534, t \rightarrow 0.26\}];$$

$$FH = (-\tan[\beta] FV) /. \{L8 \rightarrow 0.35534, t \rightarrow 0.26\}$$

$$FN = \text{qrt}[FV^2 + FH^2]$$

$$FN = \text{FortranForm}[FN]$$

ANEXO 6

**Análise cinemático e dinâmico do mecanismo de quatro barras: mola de translação
(mathematica)**

$$L1=0.08;$$

$$L2=0.0375;$$

$$L3=0.114;$$

$$L4=0.07;$$

$$Kt=450;$$

$$L6x=0.2155;$$

$$L6y=0.12208;$$

$$q1=0.5236;$$

$$g=9.8;$$

$$M2=0.270;$$

$$M3=0.736;$$

$$M4=0.307;$$

$$r2=(0.003 \cdot 0.5 \cdot L2 + 0.0619 \cdot L2)/M2;$$

$$s2=L2-r2;$$

$$r4=((0.011 \cdot 0.02425)+(0.0177 \cdot 0.5 \cdot L4)+(0.011(L4-0.02425))+(0.0619 \cdot L4))/M4;$$

$$s4=L4-r4;$$

$$L3x=((0.0919 \cdot 0.035)+(0.06438(0.5 \cdot L3+0.0038))+(0.0057(0.5 \cdot L3+0.0313))+(0.02397(L3-0.036))+(0.1626 \cdot L3)+(0.005(L3+0.012))+(0.22 \cdot (L3+0.1078)))/M3;$$

$$L3y=(0.005 \cdot 0.007+0.22 \cdot 0.06104)/M3;$$

$$I2zz=(0.00005421+0.2051 \cdot r2^2)+(0.0000015+0.003(0.5 \cdot L2-2)^2)+(0.00001686+0.0619(L2-r2)^2);$$

$$I4zz=(0.00005421+0.2051 \cdot r4^2)+(0.000000307+0.011(0.02425-r4)^2)+(0.00000069+0.0177(0.5 \cdot L4-r4)^2)+(0.00000031+0.011(L4-0.0242-r4)^2)+(0.0000168+0.0619(L4-r4)^2);$$

$$I3zz=(0.00001094+0.1626(L3x^2+L3y^2))+(0.00002345+0.0919((L3x-0.035)^2+L3y^2))+(0.0000126+0.06438((L3x-(0.5 \cdot L3+0.0038))^2+L3y^2))+(0.0000005+0.0057((L3x-(0.5 \cdot L3+0.0313))^2+L3y^2))+(0.0000047+0.02397((L3x-(L3-0.036))^2+L3y^2))+(0.00001094+0.1626((L3-L3x)^2+L3y^2))+(0.0000005+0.005((L3+0.012-L3x)^2+(L3y-0.007)^2))+(0.001024+0.22((L3+0.1078-L3x)^2+(0.061-L3y)^2));$$

$$Rpx=L6x+(L3-L3x);$$

$$Rpy=L6y-L3y;$$

$$u=0;$$

$$t=0;$$

$$te2 = 0.5236$$

$$te3 = 0.02919;$$

$$te4 = 0.32087;$$

$$L8 = 0.3654;$$

$$V2 = 0;$$

$$V3 = 0;$$

$$V4 = 0;$$

$$VL8 = 0;$$

$$A2 = 111.6264;$$

$$A3 = 25.7104;$$

$$A4 = 98.6774;$$

$$AL8 = 0.79715;$$

$$\text{beta} = \text{ArcTan}[0.502655 \text{ Sin}[12.5664(-0.365399 + 1.38889 t + L8)]]/N;$$

$$\text{gamma} = \text{ArcTan}[L2 \text{ Sin}[te2]/(L1 - L2 \text{ Cos}[te2])];$$

$$Lom = \text{Sqrt}[L1^2 + L2^2 - 2 L1 L2 \text{ Cos}[q1]];$$

$$Lm = \text{Sqrt}[L1^2 + L2^2 - 2 L1 L2 \text{ Cos}[te2]];$$

$$Fm = Kt(Lm - Lom);$$

“vetores de posição”

$$a1 = L2 \text{ Cos}[te2] + L3 \text{ Cos}[te3] - L4 \text{ Cos}[te4] - L1 == 0;$$

$$a2 = L2 \text{ Sin}[te2] + L3 \text{ Sin}[te3] - L4 \text{ Sin}[te4] == 0;$$

$$a3 = L2 \text{ Cos}[te2] + (L3 + L6x) \text{ Cos}[te3] + L6y \text{ Sin}[te3] - L8 == 0;$$

$$a4 = L2 \text{ Sin}[te2] + (L3 + L6x) \text{ Sin}[te3] - L6y \text{ Cos}[te3] - (0.04 - 0.04 \text{ Cos}[4 \text{ Pi}(1.38889 t - 0.365399 + L8)]) + 0.0936611 == 0;$$

$$\text{FindRoot}[\{a1, a2, a3, a4\}, \{te2, 0.5\}, \{te3, 0.06\}, \{te4, 0.3\}, \{L8, 0.365\}]$$

“vetores de velocidade”

$$a5 = -(L2 \text{ Sin}[te2] V2) - L3 \text{ Sin}[te3] V3 + L4 \text{ Sin}[te4] V4 == 0;$$

$$a6 = L2 \text{ Cos}[te2] V2 + L3 \text{ Cos}[te3] V3 - L4 \text{ Cos}[te4] V4 == 0;$$

$$a7 = -VL8 - L2 \text{ Sin}[te2] V2 + L6y \text{ Cos}[te3] V3 - (L3 + L6x) \text{ Sin}[te3] V3 == 0;$$

$$a8 = -0.502655 \text{ Sin}[12.5664 (-0.365399 + 1.38889 t + L8)] (1.38889 + VL8) + L2 \text{ Cos}[te2] V2 + (L3 + L6x) \text{ Cos}[te3] V3 + L6y \text{ Sin}[te3] V3 == 0;$$

$$\text{Solve}[\{a5, a6, a7, a8\}, \{V2, V3, V4, VL8\}]$$

“vetores de aceleração”

$$a9 = -(L2 \text{ Cos}[te2] V2^2) - L3 \text{ Cos}[te3] V3^2 + L4 \text{ Cos}[te4] V4^2 - L2 \text{ Sin}[te2] A2 - L3 \text{ Sin}[te3] A3 + L4 \text{ Sin}[te4] A4 == 0;$$

$$a10 = -(L2 \text{ Sin}[te2] V2^2) - L3 \text{ Sin}[te3] V3^2 + L4 \text{ Sin}[te4] V4^2 + L2 \text{ Cos}[te2] A2 + L3 \text{ Cos}[te3] A3 - L4 \text{ Cos}[te4] A4 == 0;$$

$$a11 = -(L2 \text{ Cos}[te2] V2^2) - (L3 + L6x) \text{ Cos}[te3] V3^2 - L6y \text{ Sin}[te3] V3^2 - AL8 - L2 \text{ Sin}[te2] A2 + L6y \text{ Cos}[te3] A3 - (L3 + L6x) \text{ Sin}[te3] A3 == 0;$$

$$a12 = -6.31655 \text{ Cos}[12.5664 (-0.365399 + 1.38889 t + L8)] (1.38889 + VL8)^2 - L2 \text{ Sin}[te2] V2^2 + L6y \text{ Cos}[te3] V3^2 - (L3 + L6x) \text{ Sin}[te3] V3^2 - 0.5027 \text{ Sin}[12.5664 (-0.3654 + 1.389 t + L8)] AL8 + L2 \text{ Cos}[te2] A2 + (L3 + L6x) \text{ Cos}[te3] A3 + L6y \text{ Sin}[te3] A3 == 0;$$

Solve[{a9,a10,a11,a12},{A2,A3,A4,AL8}]/N"

“componentes de aceleração linear no centro de massa de cada barra”

$$A2x=-(r2 \text{ Cos}[te2] V2^2) - r2 \text{ Sin}[te2] A2$$

$$A2y=-(r2 \text{ Sin}[te2] V2^2) + r2 \text{ Cos}[te2] A2$$

$$A3x=-(L2 \text{ Cos}[te2] V2^2) - L3x \text{ Cos}[te3] V3^2 - L3y \text{ Sin}[te3] V3^2 - L2 \text{ Sin}[te2] A2 + L3y \text{ Cos}[te3] A3 - L3x \text{ Sin}[te3] A3$$

$$A3y=-(L2 \text{ Sin}[te2] V2^2) + L3y \text{ Cos}[te3] V3^2 - L3x \text{ Sin}[te3] V3^2 + L2 \text{ Cos}[te2] A2 + L3x \text{ Cos}[te3] A3 + L3y \text{ Sin}[te3] A3$$

$$A4x=-(r4 \text{ Cos}[te4] V4^2) - r4 \text{ Sin}[te4] A4$$

$$A4y=-(r4 \text{ Sin}[te4] V4^2) + r4 \text{ Cos}[te4] A4;$$

“matriz quadrada doa parâmetros de posição e propriedades do mecanismo”

$$a11=1;$$

$$a12=0;$$

$$a13=1;$$

$$a14=0;$$

$$a15=0;$$

$$a16=0;$$

$$a17=0;$$

$$a18=0;$$

$$a19=0;$$

$$a21=0;$$

$$a22=1;$$

$$a23=0;$$

$$a24=1;$$

$$a25=0;$$

$$a26=0;$$

$$a27=0;$$

$$a28=0;$$

$$a29=0;$$

$$a31=r2 \text{ Sin}[te2];$$

$$a32=-r2 \text{ Cos}[te2];$$

$$a33=-s2 \text{ Sin}[te2];$$

$$a34=s2 \text{ Cos}[te2];$$

$$a35=0;$$

$$a36=0;$$

$$a37=0;$$

$$a38=0;$$

$$a39=0;$$

$$a41=0;$$

$$a42=0;$$

$$a43=-1;$$

```

a44=0;
a45=-1;
a46=0;
a47=0;
a48=0;
a49=(Cos[Pi/2+beta] - u Cos[beta]);

```

```

a51=0;
a52=0;
a53=0;
a54=-1;
a55=0;
a56=-1;
a57=0;
a58=0;
a59=(Sin[Pi/2+beta] - u Sin[beta]);

```

```

a61=0;
a62=0;
a63=-(L3x Sin[te3]-L3y Cos[te3]);
a64=(L3x Cos[te3]+L3y Sin[te3]);
a65=(L3 Sin[te3]-(L3x Sin[te3]-L3y Cos[te3]));
a66=-(L3 Cos[te3]-(L3x Cos[te3]+L3y Sin[te3]));
a67=0;
a68=0;
a69=Sin[Pi/2+beta](Rpx Cos[te3]+Rpy Sin[te3])-u Sin[beta](Rpx Cos[te3]+Rpy Sin[te3])+
      Cos[Pi/2+beta](-Rpx Sin[te3]+Rpy Cos[te3])-u Cos[beta](-Rpx Sin[te3]+Rpy Cos[te3]);

```

```

a71=0;
a72=0;
a73=0;
a74=0;
a75=1;
a76=0;
a77=1;
a78=0;
a79=0;

```

```

a81=0;
a82=0;
a83=0;
a84=0;
a85=0;
a86=1;
a87=0;
a88=1;

```

$$a89=0;$$

$$a91=0;$$

$$a92=0;$$

$$a93=0;$$

$$a94=0;$$

$$a95=-s4 \text{ Sin}[te4];$$

$$a96=s4 \text{ Cos}[te4];$$

$$a97=r4 \text{ Sin}[te4];$$

$$a98=-r4 \text{ Cos}[te4];$$

$$a99=0;$$

“vetor coluna do efeito de forças e torques conhecidos”

$$v1=M2(-r2 \text{ Cos}[te2] V2^2) - r2 \text{ Sin}[te2] A2)-Fm \text{ Cos}[\text{gamma}];$$

$$v2=M2 g +M2(-r2 \text{ Sin}[te2] V2^2) + r2 \text{ Cos}[te2] A2)+Fm \text{ Sin}[\text{gamma}];$$

$$v3=I2zz A2 +Fm \text{ Cos}[\text{gamma}](s2 \text{ Sin}[te2])+Fm \text{ Sin}[\text{gamma}](s2 \text{ Cos}[te2]);$$

$$v4=M3(-L2 \text{ Cos}[te2] V2^2) - L3x \text{ Cos}[te3] V3^2 - L3y \text{ Sin}[te3] V3^2 - L2 \text{ Sin}[te2] A2 + L3y \text{ Cos}[te3] A3 - L3x \text{ Sin}[te3] A3);$$

$$v5=M3 g +M3(-L2 \text{ Sin}[te2] V2^2)+L3y \text{ Cos}[te3] V3^2 -L3x \text{ Sin}[te3] V3^2 +L2 \text{ Cos}[te2] A2 +L3x \text{ Cos}[te3] A3 +L3y \text{ Sin}[te3] A3);$$

$$v6=I3zz A3;$$

$$v7=M4 (-r4 \text{ Cos}[te4] V4^2) - r4 \text{ Sin}[te4] A4);$$

$$v8=M4 g + M4 (-r4 \text{ Sin}[te4] V4^2) + r4 \text{ Cos}[te4] A4);$$

$$v9=I4zz A4;$$

$$m=\{ \{ a11,a12,a13,a14,a15,a16,a17,a18,a19 \},$$

$$\{ a21,a22,a23,a24,a25,a26,a27,a28,a29 \},$$

$$\{ a31,a32,a33,a34,a35,a36,a37,a38,a39 \},$$

$$\{ a41,a42,a43,a44,a45,a46,a47,a48,a49 \},$$

$$\{ a51,a52,a53,a54,a55,a56,a57,a58,a59 \},$$

$$\{ a61,a62,a63,a64,a65,a66,a67,a68,a69 \},$$

$$\{ a71,a72,a73,a74,a75,a76,a77,a78,a79 \},$$

$$\{ a81,a82,a83,a84,a85,a86,a87,a88,a89 \},$$

$$\{ a91,a92,a93,a94,a95,a96,a97,a98,a99 \} \};$$

$$V=\{v1,v2,v3,v4,v5,v6,v7,v8,v9\};$$

$$\text{Forcas}=\text{Inverse}[m].V$$

$$\text{FN}=\;$$

$$\text{FH}=\text{FN} \text{ Cos}[\text{Pi}/2 + \text{beta}]$$

$$\text{FV}=\text{FN} \text{ Sin}[\text{Pi}/2 + \text{beta}]$$