

OK

CONSULTA  
FD-3565

Sao Paulo  
2003

Dissertação apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia

**AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE UTILIZAÇÃO  
DE UM MECANISMO PARALELO COMO  
MÁQUINA FERRAMENTA.**

**GUILHERME RASZL**

São Paulo  
2003

Orientador:  
Prof. Dr. Tarcísio A Hess Coelho

Área de concentração:  
Engenharia Mecânica

Dissertação apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia

**AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE UTILIZAÇÃO  
DE UM MECANISMO PARALELO COMO  
MÁQUINA FERRAMENTA.**

GUILHERME RASZL

Aos meus filhos, Mathews e Vinicius.  
Aos meus pais.

## **AGRADECIMENTOS.**

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Tarcísio A. Hess Coelho, pelas suas importantes sugestões, paciência, espírito positivo de trabalho, cujo profundo senso de partilha e sinergia me levou muito além do meu próprio pensamento.

A minha esposa Rosângela, pelo seu contagiante estímulo, imensa compreensão, paciência, dona da força para mudança positiva que me inspirou a encontrar grandezas com a visão compartilhada daquilo que é possível, cujo apoio amoroso fez toda a diferença.

Ao prof. Luis Valdir Bonassi por sua dedicação e paciência em revisar o capítulo sobre forças de usinagem durante suas viagens para Santos, sua contribuição foram valiosas na qualidade deste trabalho.

Ao jovem engenheiro Marcio Cioffi, por suas significativas contribuições na animação em AutoCAD. Em situações difíceis, demonstrou caráter e competência no auxílio para elaborar o que desejávamos.

## Errata da dissertação de Mestrado

Aluno: GUILHERME RASZL

No Fênix : 3075517

Título: AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE UTILIZAÇÃO DE UM MECANISMO PARALELO COMO MÁQUINA FERRAMENTA.

1) Página do resumo e 1º parágrafo:  
Onde se lê: Os mecanismos paralelos têm sido gradativamente empregados...  
Leia-se: Os mecanismos paralelos têm sido gradativamente empregados...

2) Página 3 e 4º parágrafo:  
Onde se lê: O capítulo 5 determinam-se as forças devidas à interação...  
Leia-se: No capítulo 5 determinam-se as forças devidas à interação...

3) Página 7 e 2º parágrafo:  
Onde se lê: Por outro lado, quando o órgão terminal se aproxima dos limites da seu espaço de trabalho, o mecanismo pode perder um ou mais graus de liberdade...  
Leia-se: Por outro lado, quando o órgão terminal se aproxima dos limites do seu espaço de trabalho, o mecanismo pode perder um ou mais graus de liberdade...

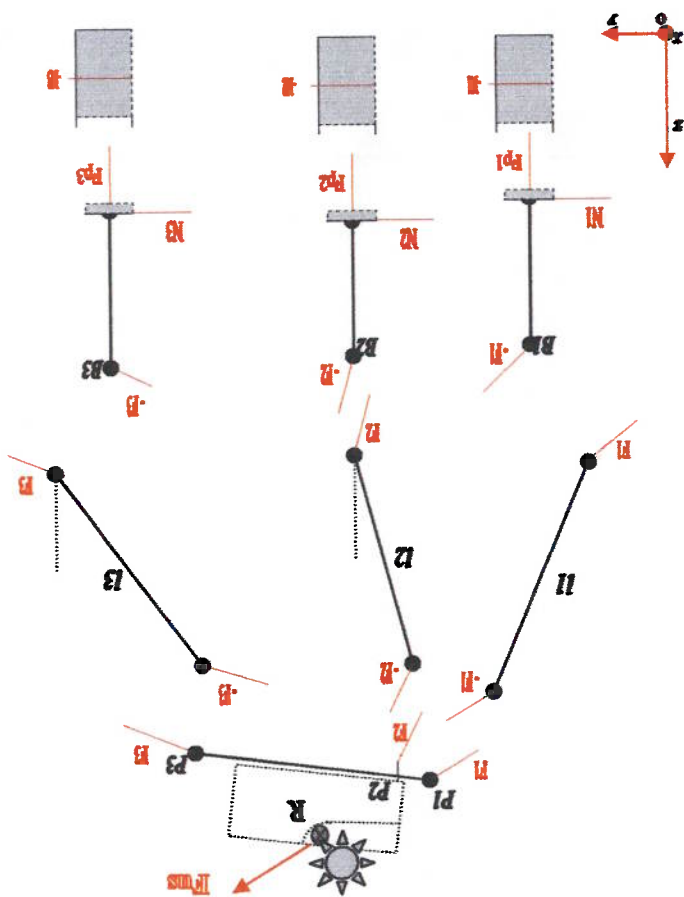
4) Página 17 e 2º parágrafo:  
Onde se lê: O número de dentes ativos na operação de usinagem  $z_e$  pode ser obtido pela eq. (2.18)  
$$z_e = \frac{h_z}{b}$$
(2.16)...

Leia-se: O número de dentes ativos na operação de usinagem  $z_e$  pode ser obtido pela eq. (2.18)  
$$z_e = \frac{h_z}{b}$$
(2.18)...

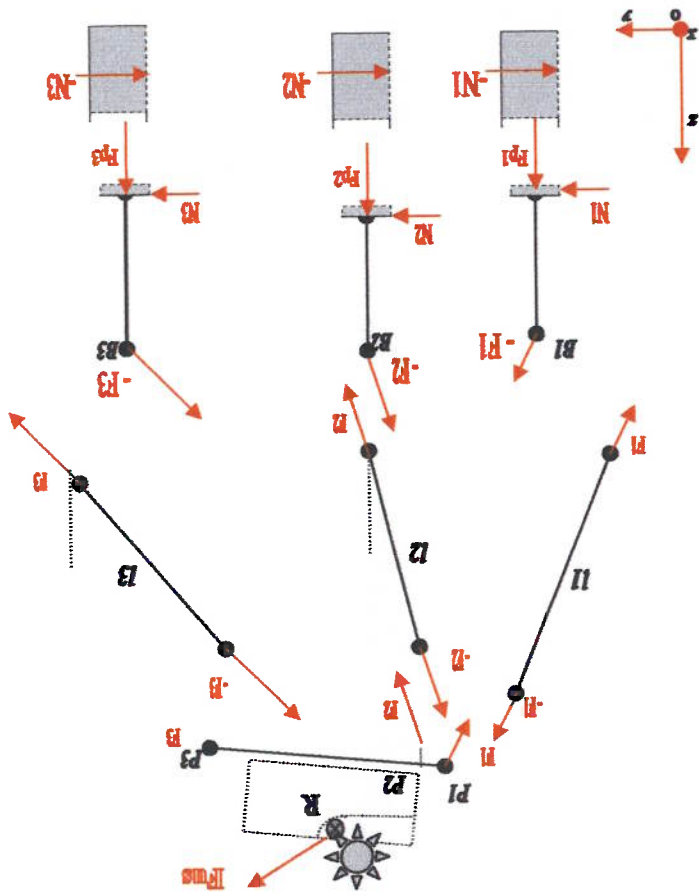
5) Página 25 e 1º parágrafo: Onde se lê: As coordenadas do pontos  $P_j$  em relação à mesa móvel  $D$  são representadas...

Leia-se: As coordenadas dos pontos  $P_j$  em relação à mesa móvel  $D$  são representadas...

6) Página 54 e Fig.5.6: Onde se lê:



Leia-se:



7) Página 55 e Eq. (5.7):

Onde se lê:  $F_1 \cdot \bar{u}_1 + F_2 \cdot \bar{u}_2 + F_3 \cdot \bar{u}_3 + F_{us} \cdot e^{j\theta} = 0$  (5.7)...

Leia-se:  $F_1 \cdot \bar{u}_1 + F_2 \cdot \bar{u}_2 + F_3 \cdot \bar{u}_3 + F_{us} \cdot e^{j(\theta+\beta)} = 0$  (5.7)

8) Página 64 e Tabela 6.1

Onde se lê:

Tabela 6.1 - Fatores que afetam o projeto da estrutura da máquina

Elementos estruturais	Atributos	Distância entre as colunas	Curso vertical máximo	Comprimento das barras	Robustez	Potência instalada	Cota entre as juntas do órgão terminal	Espaço de Trabalho	Singularidades
Fatores	Tamanho da peça	+ altura (varredura vertical do corte)	Ações Aumentar	Ações Aumentar se necessário	Ações Aumentar se aumentar o peso	Ações Aumentar se necessário	resultado Depende do volume da peça	resultado Cresce conforme requerido	Risco baixo
		+ largura (varredura horizontal do corte)	NA	Aumentar se manter o mesmo órgão terminal	idem	idem	idem	idem	Improvável
Tipo de usinagem	Desbaste	NA	NA	NA	Depende do $a_e$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
	Acabamento	NA	NA	NA	Depende da qualidade de superfície exigida (Ra)	idem	idem	NA	NA
Tipo de ferramenta	Tamanho	NA	NA	NA	Depende do $a_e$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
	Geometria	NA	NA	NA	Depende do $a_e$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
	Material	NA	NA	NA	Depende do aumento da aresta postiça	idem	idem	NA	NA

Legenda: NA - não aplicável.



Leia-se:

Tabela 6.1 - Fatores que afetam o projeto da estrutura da máquina

Elementos estruturais	Atributos	Distância entre as colunas	Curso vertical máximo	Comprimento das barras	Robustez	Potência instalada	Cota entre as juntas do órgão terminal	Espaço de Trabalho	Singularidades
Fatores		Ações	Ações	Ações	Ações	Ações	resultado	resultado	
	Tamanho da peça	NA	Aumentar	Aumentar se necessário	Aumentar se aumentar o peso idem	Aumentar se necessário idem	Depende do volume da peça idem	Cresce conforme requerido idem	Risco baixo Improvável
Tipo de usinagem	+ largura (varredura horizontal do corte)	Diminuir	NA	Aumentar se necessário	idem	idem	idem	idem	Improvável
	Desbaste	NA	NA	NA	Depende do $a_e$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
Tipo de ferramenta	Acabamento	NA	NA	NA	Depende da qualidade de superfície exigida (Ra)	idem	idem	NA	NA
	Tamanho	NA	NA	NA	Depende do $a_e$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
	Geometria	NA	NA	NA	Depende do $a_e$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
	Material	NA	NA	NA	Depende do aumento da aresta postiça	idem	idem	NA	NA

Legenda: NA - não aplicável.

Onde se lê:

Tabela 6.2 – Parâmetros de comparação entre mecanismos paralelos

Nome	Modelo	Volume do espaço de trabalho [mm <sup>3</sup> ]	Área vertical ocupada (largura x altura) [m <sup>2</sup> ]	Taxa - área vertical ocupada / Espaço de trabalho planar
Octahedral Hexapod	VOH-1000	1000x1000x1200 .15°	ND	ND
Octahedral Hexapod	HOH-600	600x600x800 ±15°	ND	ND
Variax	Giddings -Lewis	630x630x630 ±25°	8,2 x 4,6	95,03
SMT Triccept	605	2000x1800x800	2,0 x 2,677	3,346
Eclipse	RP	170 x dia 150	3,5 x 2,15	295,09
Mecanismo Paralelo - USP	Sem restrição	1000x600x 1519	1 x 1,519	19,78
Mecanismo Paralelo -USP	Com restrição	1000x600x 1519	1 x 1,519	84,6

Legenda: ND - não disponível.

Leia-se:

Tabela 6.2 – Parâmetros de comparação entre mecanismos paralelos

Nome	Modelo	Volume do espaço de trabalho [mm <sup>3</sup> ]	Área vertical ocupada (largura x altura) [m <sup>2</sup> ]	Taxa - área vertical ocupada / Espaço de trabalho planar
Octahedral Hexapod	VOH-1000	1000x1000x1200 .15°	ND	ND
Octahedral Hexapod	HOH-600	600x600x800 ±15°	ND	ND
Variax	Giddings -Lewis	630x630x630 ±25°	8,2 x 4,6	95,03
SMT Triccept	605	2000x1800x800	2,0 x 2,677	3,346
Eclipse	RP	170 x dia 150	3,5 x 2,15	295,09
Mecanismo Paralelo - USP	Sem restrição	498,4x308,2x 1	1 x 1,519	19,78
Mecanismo Paralelo -USP	Com restrição	125x239x 1	1 x 1,519	84,6

Legenda: ND - não disponível

**SUMÁRIO**

**LISTA DE FIGURAS**

**LISTA DE TABELAS**

**LISTA DE SIMBOLOS**

**RESUMO**

**“ABSTRACT”**

**1. INTRODUÇÃO**-----1

1.1 - Considerações preliminares-----1

1.2 - Objetivos-----2

1.3 - Sobre a divisão do trabalho-----3

**2. REVISÃO DA LITERATURA**-----4

2.1 - Mecanismos paralelos -----4

2.2 - Máquinas-ferramentas não-convencionais-----10

2.3 - Operação de Usinagem: fresamento -----12

**3. ANÁLISE DA TOPOLOGIA**-----18

3.1 - Origem do mecanismo paralelo -----18

3.2 - Diagrama cinemático simplificado-----20

3.3 - Graus de Mobilidade-----21

3.4 - Concordância da estrutura cinemática com um método  
de síntese topológica-----21

3.5 - Modelo virtual-----22

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### ANEXOS

70	7.2 - Sugestões de temas para pesquisas futuras
69	7.1 - Principais conclusões da dissertação
69	<b>7 - CONCLUSÕES</b>
66	6.2 - Fatores que afetam a qualidade do produto
59	6.1 - Fatores que afetam a estrutura da máquina
59	<b>6 - DISCUSSÃO</b>
56	5.3 - Simulação
53	5.2 - Determinação das Forças atuantes nas juntas, peças e atuadores do mecanismo considerando as forças de usinagem
47	5.1 - Determinação das forças requeridas para execução do processo de usinagem de fresamento
47	<b>5. FORÇAS ORIUNDAS DA INTERAÇÃO FERRAMENTA-PEÇA</b>
42	4.3.4 - Espaço de trabalho com orientação variável: respeitando também os limites de movimentação das juntas
41	4.3.3 - Espaço de trabalho com orientação variável: respeitando limites do curso vertical das colunas, comprimento fixo das barras e singularidades
38	4.3.2 - Espaço de trabalho com orientação constante: respeitando também os limites de movimentação das juntas
37	4.3.1 - Espaço de trabalho com orientação constante: respeitando limites do curso vertical das colunas, comprimento fixo das barras e singularidades
36	4.3 - Espaço de Trabalho
27	4.2 - Singularidades
24	4.1 - Modelo cinemático de posição
24	<b>4. ESPAÇO DE TRABALHO</b>

## Lista de Figuras

5	2.1 – Diagrama cinemático de um Mecanismo Paralelo genérico
11	2.2 – “Variax”
11	2.3 – “Hexapod”: (a) em operação;(b) modelo virtual
12	2.4 – “Eclipse” em duas configurações diferentes
13	2.5 – Fresa frontal e cilíndrica
13	2.6 – Movimento da fresa cilíndrica
14	2.7 – Cavaco tipo virgula
14	2.8 – Cavaco com fresa cilíndrica
15	2.9 – Relação em % entre o avanço $f$ e a força $F_f$
16	2.10 – Força na fresa cilíndrica
18	3.1 – Equipamento “Labirinto”
19	3.2 - (a) representação do mecanismo paralelo e (b) seu diagrama cinemático
20	3.3 - (a) topologia original e (b) topologia simplificada
20	3.4 – Diagrama cinemático simplificado
23	3.5 – Modelo virtual do mecanismo em estudo
25	4.1 – Coordenadas e parâmetros do mecanismo paralelo
26	4.2 – $j$ -ésima cadeia cinemática ativa
31	4.3 – Singularidade da cinemática inversa
32	4.4 – Configuração do mecanismo quando $W^{jz} = 0$
33	4.5 – Configuração do mecanismo quando $W^{jy} = 0$
34	4.6 – Singularidade na cinemática direta quando os comprimentos das barras são zero (quando $W^{jx}$ e $W^{jz} = 0$ , condição da eq. 4.31)
35	4.7 – Singularidade na cinemática direta quando as junções coincidem num mesmo ponto (condição da eq. 4.32)

36	4.8 - Parâmetros do mecanismo paralelo
37	4.9 - Espaço de trabalho disponível limitado pelo curso, barras e singularidades, utilizando AutoCAD 2000
38	4.10 - Espaço de trabalho disponível limitado pelo curso, barras e singularidades, utilizando MatLAB 6
39	4.11 - Espaço de trabalho disponível limitado pelo curso, barras e singularidades, limitação de rotação das juntas
39	4.12 - Ângulo de limitação das juntas e o local de montagem no mecanismo ( $P_1$ e $P_2$ )
40	4.13 - Curvas de nível da capacidade angular (Anti - Horário)
40	4.14 - Relevo da capacidade angular (Anti - Horário)
41	4.15 - Relevo em 3D da capacidade angular (Anti - Horário)
43	4.16 - Curvas de nível da capacidade angular (Horário)
43	4.17 - Relevo da capacidade angular (Horário)
44	4.18 - Relevo em 3D da capacidade angular (Horário)
45	4.19 - Curvas de nível da capacidade angular com restrição das juntas (Anti - Horário)
45	4.20 - Relevo da capacidade angular com restrição das juntas (Anti - Horário)
46	4.21 - Curvas de nível da capacidade angular com restrição das juntas (Horário)
46	4.22 - Relevo da capacidade angular com restrição das juntas (Horário)
49	5.1 - Movimento relativo ferramenta-peça: fases do fresamento horizontal discordante
50	5.2 - Perfil da fresa cilíndrica helicoidal utilizada
50	5.3 - Número de dentes ativos na usinagem com fresa cilíndrica helicoidal
51	5.4 - Localização das forças de corte no centro da área do cavaco
53	5.5 - Diagrama vetorial das forças de corte no plano de trabalho (ponto G)

54	Diagramas de corpo-livre das peças do mecanismo	54
57	Forças de reação das barras de ligação	57
57	Forças de reação normal nos pistões	57
58	Forças necessárias dos atuadores	58
61	Espaço de trabalho do mecanismo original	61
61	Espaço de trabalho com aumento do curso vertical	61
62	Espaço de trabalho com redução do curso vertical	62
62	Espaço de trabalho do mecanismo original	62
62	Espaço de trabalho com redução da distância entre colunas	62
62	Espaço de trabalho com aumento da distância entre colunas	62
66	Perfil dos tipos possíveis de usinagem	66

## Lista de Tabelas

4.1 – Coordenadas conhecidas e incógnitas conforme o tipo de cinemática-----	24
4.2 - Dados do mecanismo paralelo-----	36
5.1 - Propriedades do material da peça a ser usinada-----	48
5.2 - Características da ferramenta de corte-----	49
5.3 - Parâmetros do processo (independentes)-----	50
5.4 – Demais parâmetros do processo (dependentes)-----	51
5.5 – Parâmetros específicos para cada dente ativo-----	52
5.6 - Componentes das forças de corte e de avanço para cada dente ativo-----	53
5.7 – Módulo e direção do vetor força de usinagem-----	53
6.1 - Fatores que afetam o projeto da estrutura da máquina-----	64
6.2 – Parâmetros de comparação entre mecanismos paralelos-----	65



Lista de Símbolos

$a_e$	penetração de trabalho
$\beta_{us}$	ângulo de inclinação da força de usinagem
$b$	profundidade de corte
$C$	coeficiente angular adimensional
$C_k$	conectividade de uma cadeia ativa $k$
$D$	diâmetro da ferramenta
$d_j$	posição relativa dos eixos atuadores
$f$	avanço por volta
$\underline{F}_j$	força de reação devida à interação entre o órgão terminal e a barra de ligação $j$
$F_c$	força de corte
$F_f$	força de avanço
$F_{mz}$	força de corte média por dente
$\underline{F}_{pj}$	força necessária do atuador $j$ .
$f_p$	fator devido ao material utilizado na ferramenta de corte
$\varphi_s$	ângulo efetivo de trabalho
$\varphi_1$	ângulo de entrada do corte
$\varphi_2$	ângulo de saída do corte
$F_{us}$	força de usinagem
$f_z$	avanço por dente
$G.M.$	número de graus de mobilidade
$H$	espessura de corte

$H_j$	Curso máximo de cada atuador
$h_j$	deslocamento do atuador $j$
$h_m$	espessura média de corte por dente
$h_z$	espessura de corte por dente
$J$	Matriz Jacobiana
$K_c$	pressão específica de avanço médio de usinagem
$K_{c1}$	pressão específica de avanço
$l_j$	Comprimento das barras
$\lambda$	número de movimentos independentes que uma peça pode executar num determinado espaço sem vínculos
$\lambda$	ângulo de hélice
$M_j$	ponto ligado a cadeia cinemática $j$ pertencente ao pistão.
$N_j$	ponto ligado a cadeia cinemática $j$ pertencente a base.
$\bar{N}_j$	força normal no pistão $j$
$n$	número de peças incluindo a peça fixa
$n_j$	número de juntas que permitem $i$ graus de liberdade.
$P$	junta prismática
$P_j$	pontos pertencentes ao órgão terminal
$p_y$	coordenada horizontal do ponto $P$
$p_z$	coordenada vertical do ponto $P$
$q$	vetor das coordenadas das juntas ativas
$R$	junta de rotação
$S$	junta esférica
${}^D T$	matriz de transformação homogênea que converte as coordenadas do referencial $D$ para $A$

U	junta universal
$V_c$	velocidade de corte
x	vetor das coordenadas do órgão terminal
Z	número de dentes da ferramenta
$Z_e$	número de dentes ativos na operação de usinagem
$\theta$	orientação do órgão terminal
$\chi$	ângulo de posição da ferramenta

## Resumo

Os mecanismos paralelos tem sido gradativamente empregados em aplicações em que os mecanismos seriais eram a estrutura cinemática predominante, como por exemplo, manipuladores robóticos e máquinas-ferramentas. O presente trabalho avalia o potencial de utilização de um mecanismo paralelo de 3 graus de mobilidade, como máquina-ferramenta fresadora. São abordadas importantes questões cinemáticas como as análises de sua topologia, de suas configurações singulares, do seu espaço de trabalho disponível, considerando os limites de movimentação de seus atuadores e juntas. O estudo também apresenta um modelo para determinação das forças atuantes em suas peças móveis e atuadores em decorrência das forças requeridas durante a operação de usinagem.

## **“Abstract”**

Parallel mechanisms have been gradually used in industrial applications where serial mechanisms were the dominant kinematic structures as robotic manipulators and machine tools. This work evaluates the potential of a three-degree-of-freedom parallel mechanism to be used as a milling machine tool. Important kinematic issues like topology, singularity configurations and available workspace, regarding actuators and joints constraints are analyzed. This study also presents a model to determine forces acting upon moving links due to required cutting forces during a milling process.

## Capítulo 1 – INTRODUÇÃO

### 1.1 – Considerações preliminares

Dentre os processos de fabricação mecânica, é notória a importância do processo de usinagem e, consequentemente, das máquinas-ferramenta que os executam. Tradicionalmente, a grande maioria das máquinas-ferramenta e centros de usinagens possuem seus eixos de movimentação dispostos em série, apoiados uns sobre os outros, de modo a efetuar o posicionamento da peça a ser usinada em relação à ferramenta. O motivo para tal preferência se deve à relativa simplicidade do controle de suas unidades operacionais e ao volume disponível de seus espaços de trabalho.

Contudo, recentemente, surgiu uma nova proposta de arquitetura para máquinas-ferramentas baseada em mecanismos ditos paralelos. Em tais mecanismos, a plataforma móvel é sustentada por membros ativos, cuja atuação se dá de forma paralela, simultânea. Tal plataforma pode alojar a unidade posicionadora da peça a ser usinada, ou mesmo a unidade de acionamento da ferramenta. As comunidades acadêmicas e industriais têm manifestado um interesse crescente por esta arquitetura de máquina devido às suas elevadas rigidez e velocidade de movimentação.

O setor industrial tem despendido um grande esforço no sentido de empregar robôs industriais para tarefas como medição, corte a laser, solda a laser, montagem de alta precisão, retificação, rebaração e usinagem. Os robôs para estas aplicações têm sido submetidos a várias adaptações para superar seu baixo desempenho, agregando, com isto, mais custos e tornando a instalação, programação e manutenção difíceis. Além disso, na maioria dos casos, os robôs industriais de hoje, potencialmente, nunca alcançarão as exigências para aplicações de alto desempenho (BROGARDH, 2002). Uma maneira de resolver problemas deste tipo seria empregar robôs baseados em cinemática paralela, mas não é fácil desafiá-los a tecnologia robótica industrial

estabelecida de hoje, mesmo considerando a possibilidade de alguns mecanismos paralelos conquistarem fatias expressivas de mercado. Contudo, as estruturas de cinemática paralela fornecem um potencial tão alto de desempenho que seria importante a comunidade de pesquisa buscar conceitos e tecnologias que tornem os robôs de cinemática paralela uma preferência natural ao se projetar sistemas de automação flexíveis (BROGARDH, 2002).

Um outro fator motivador para adoção de máquinas de estruturas paralelas é a possibilidade de, com poucas ferramentas, gerar superfícies de geometria complexa nas peças a serem usinadas, diminuindo inclusive a necessidade de sucessivas paradas para novas preparações (fixação, referenciamento, utilização de um grande magazine de ferramentas, etc).

À luz dos argumentos citados anteriormente, justifica-se uma extensiva e profunda investigação acerca do emprego dos mecanismos paralelos como arquitetura básica de máquinas-ferramenta de alta precisão e desempenho.

## 1.2 – Objetivos

Os objetivos deste trabalho são os seguintes:

- a) Avaliar o espaço de trabalho real disponível, com orientação constante e horizontal do órgão terminal (plataforma), de um mecanismo paralelo respeitando suas restrições físicas, tais como, limites de movimentação das juntas, curso máximo dos atuadores, evitando-se o posicionamento em configurações singulares possíveis.
- b) Avaliar a capacidade angular do órgão terminal (plataforma), dentro do espaço de trabalho real determinado.
- c) Desenvolver um modelo computacional que permita calcular as forças atuantes em todas as peças do mecanismo, bem como a força necessária nos

As principais conclusões desta dissertação são apresentadas no capítulo 7. Neste capítulo são incluídos também as sugestões de temas para pesquisas futuras.

No capítulo 6, são discutidos diversos fatores que afetam a estrutura da máquina e a qualidade do produto acabado, tendo em vista os resultados obtidos na avaliação do espaço de trabalho, bem como na influência da interação ferramenta-peça sobre a estrutura do mecanismo.

O capítulo 5 determina-se as forças devidas à interação ferramenta-peça que surgem durante a operação de fresamento cilíndrico helicoidal, bem como as forças resistentes atuantes nas peças móveis do mecanismo paralelo.

O capítulo 4 apresenta o desenvolvimento do modelo cinemático de posição, o levantamento das possíveis configurações singulares presentes e a avaliação do espaço de trabalho disponível.

O capítulo 3 descreve a origem do mecanismo em estudo, apresenta o seu diagrama cinemático, a determinação dos seus graus de mobilidade e a concordância de sua arquitetura com um método de síntese topológica.

O capítulo 2 inicia com a revisão da literatura, abordando diversos tópicos relativos aos mecanismos paralelos, tais como, suas características topológicas, cinemática, singularidades, espaço de trabalho. Além disso, incluem-se também breves revisões sobre máquinas-ferramenta não-convencionais e o processo de fresamento.

### **1.3 - Sobre a divisão do trabalho**

atuadores em função das forças originadas na interação ferramenta-peça durante a operação de usinagem de fresamento.



Nesta seção, serão tratados diversos tópicos relativos aos mecanismos paralelos, tais como, suas características topológicas, cinemática, singularidades, espaço de trabalho. Além disso, incluem-se também uma breve revisão sobre máquinas-ferramenta não-convencionais e o processo de fresamento.

## 2.1 – Mecanismos paralelos

Os *mecanismos paralelos* são aqueles formados por, no mínimo, duas cadeias cinemáticas independentes que conectam o órgão terminal à base (MERLET, 2000). São utilizados, costumemente, em simuladores de voo ou, ainda, em brinquedos de centros de lazer, e apresentam um grande potencial para aplicações como manipuladores robóticos e máquinas-ferramenta devido às suas características intrínsecas. Tais mecanismos demonstram um desempenho superior aos de cinemática serial em uma comparação envolvendo vários requisitos importantes. Possuem alta relação carga/peso (MERLET, 2000), sendo, portanto mais leves. Os seus sistemas de atuação são idênticos (WECK, SCHUMACHER, 1998), o que implica em repetição de peças e também na diminuição de seu custo total. Diferentemente dos mecanismos seriais em que suas partes móveis apoiam-se umas sobre as outras, nos mecanismos paralelos as suas cadeias atuam sobre o órgão terminal simultaneamente, evitando-se assim o acúmulo de erros dos atuadores, fator que contribui para alta precisão de posicionamento/orientação (SOUZA, 1997). Como a massa total movida é reduzida, demonstram melhor desempenho dinâmico. Contudo, os mecanismos paralelos apresentam algumas desvantagens. Necessita-se de um controle complexo envolvendo até seis atuadores (no caso mais geral) mesmo para realizar uma simples trajetória retilínea. Existe ainda a possibilidade de colisão entre suas cadeias cinemáticas (WECK, 1997). Além disto, apresentam uma relação desfavorável entre o seu espaço de trabalho e o volume ocupado pelo sistema.

onde  $GM$  é o número de graus de mobilidade,  $n$  é o número de peças incluindo a peça fixa,  $\lambda$  é o número de movimentos independentes que uma peça pode executar num determinado espaço sem vínculos,  $n_{ji}$  é o número de juntas que permitem  $i$  graus de liberdade.

$$GM = \lambda(n-1) - \sum_{i=1}^{\lambda} (\lambda-i)n_{ji} \quad (2.1)$$

O critério de Kutzbach-Gruenbler pode ser expresso pela equação (2.1),

De acordo com as características dos mecanismos paralelos, pode-se imaginar a infinidade de estruturas cinemáticas possíveis resultantes da combinação de diferentes cadeias cinemáticas. Cada uma destas cadeias cinemáticas, em particular, possui um certo número de peças conectadas por determinados tipos de juntas. Para se executar a síntese topológica, ou seja, a determinação de um mecanismo que execute movimentos desejados, alguns critérios foram formulados.

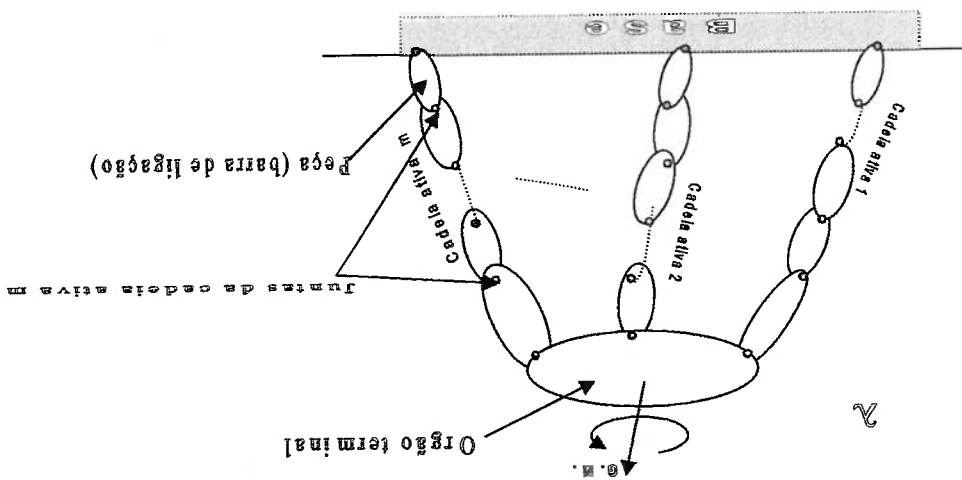


Fig. 2.1 – Diagrama cinemático de um Mecanismo Paralelo genérico.

A dificuldade da cinemática direta esta em selecionar, dentre as inúmeras soluções matematicamente possíveis - até 40 diferentes, no caso mais geral - de posturas da plataforma (órgão terminal), uma particular (real) obtida sem ambigüidade. Além disto, o processo de seleção desta solução deve ocorrer num tempo relativamente curto (PARENTI-CASTELLI & GREGORIO, 1999), de modo a facilitar a sua implementação em tempo

Analogamente ao que ocorre com os mecanismos seriais, a *cinemática* dos mecanismos paralelos também compreende dois tipos básicos de problemas: a *cinemática inversa (ou reversa)* e a *cinemática direta*. A cinemática inversa trata da determinação das coordenadas de juntas ativas - deslocamentos a serem impostos pelos atuadores - admitindo que o movimento do órgão terminal seja conhecido. Por outro lado, a cinemática direta envolve a determinação das coordenadas do órgão terminal, ou seja, sua posição/orientação, sendo conhecidas as coordenadas das juntas ativas.

A cinemática compreende os aspectos do movimento sem considerar os seus agentes causadores como forças ou torques. Desta forma, a cinemática trata das propriedades geométricas e temporais de um movimento, que no caso dos mecanismos paralelos correspondem às variáveis e parâmetros referentes à base, membros e órgão terminal. O conceito de graus de mobilidade/liberdade, mencionado na seção anterior, está intimamente associado a certas coordenadas independentes, que podem ser relativas, no caso das juntas, e absolutas, no caso do órgão terminal.

onde  $m$  é o número de cadeias ativas,  $C_k$  é a conectividade de uma cadeia ativa  $k$ .

$$(2.2) \quad (\lambda + 1)GM - \lambda = \sum_{k=1}^m C_k$$

HUNT (1983) propôs um método mais adequado e eficaz para a síntese topológica de mecanismos paralelos. Analogamente ao critério de Kutzbach-Gruenbler, deve-se especificar o  $GM$  e  $\lambda$ , porém ele revelou uma relação matemática que permite enumerar uma série de estruturas cinemáticas candidatas que atendem as condições desejadas.

(2.3)

$$f(x,q)=0$$

Devido às consequências mencionadas, o levantamento das singularidades de um mecanismo paralelo, dentro ou no limite de seu espaço de trabalho, ou ainda, a definição de estratégias para evitar que o mecanismo ocupe estas configurações tornam-se evidentemente necessárias. Para determinação das condições de ocorrência de singularidades, apresenta-se um procedimento análogo ao adotado para os mecanismos seriais, ou seja, o cálculo do determinante da matriz jacobiana ou simplesmente jacobiano. Considera-se que as coordenadas das juntas ativas sejam definidas por um vetor  $q$  e as coordenadas do órgão terminal por um vetor  $x$ . Desta forma, as restrições cinemáticas ao movimento do órgão terminal impostas pelas suas cadeias ou membros podem ser expressas genericamente pela equação eq. (2.3),

também uma configuração singular, porém de natureza distinta. espaço de trabalho, o mecanismo pode perder um ou mais graus de liberdade, ocupando órgão terminal passa a apresentar graus de liberdade adicionais, tornando-se incontrolável (MERLET, 2000). Por outro lado, quando o órgão terminal se aproxima dos limites da seu terminal, nas quais o mecanismo paralelo perde completamente a sua inerente rigidez, e o *Singularidades* ou *configurações singulares* são poses particulares do órgão

localização da plataforma. cinemática paralela permite ainda avaliar os efeitos dos erros dos atuadores sobre a determinado movimento. Resolver a cinemática direta de posição para um mecanismo de localização real da plataforma tanto ao se ligar a máquina como durante a execução de um mecanismo, dentre todas as configurações possíveis, é a necessidade de se conhecer a configurações. Uma boa motivação para a determinação da configuração real do invariáveis, o mecanismo torna-se uma estrutura que pode ser montada em diferentes fato, quando as coordenadas das juntas das cadeias cinemáticas são conhecidas e real, tendo em vista o controle da máquina durante a sua operação ("online control"). De



baseada na discretização, e a baseada na otimização. A abordagem geométrica (BONEV; Há três tipos de abordagens seguidas para avaliação do espaço de trabalho: a geométrica, a

seus membros e limitações inerentes aos atuadores (MERLET, 2000).

basicamente a três fatores: limites mecânicos em suas juntas passivas, interferência entre paralelo deve considerar que os seus movimentos estão sujeitos a restrições devidas Sob um ponto de vista prático, a avaliação do espaço de trabalho de um mecanismo este órgão.

possíveis rotações do órgão terminal em torno de um ponto de referência fixo pertencente a espaço de trabalho *de orientação* (BONEV; RYU, 2001b) como sendo o conjunto de posições que o órgão terminal pode ocupar quando sua orientação for fixa. Define-se o O espaço de trabalho *de orientação constante* ou *de translação* refere-se ao conjunto de definidas.

do órgão terminal. Devido a isto, outras categorias adicionais de classificação foram mecanismos paralelos, uma vez que suas translações normalmente dependem da orientação utiliza as três juntas restantes. Contudo, tais propriedades não são observadas nos somente da capacidade de movimento das três primeiras juntas, enquanto que a orientação (definida por duas rotações) (MERLET, 2000). Desta maneira, o citado volume depende como por uma superfície que pode ser alcançada pela extremidade do órgão terminal pode ser alcançado pelo centro do pulso ("wrist"), que caracteriza suas translações, bem No caso dos mecanismos seriais, o espaço de trabalho é representado por um volume que é um subconjunto da região de trabalho alcançável.

possíveis. Observa-se claramente por estas definições que o espaço de trabalho de destreza ("dextros") é o volume ou área cujos pontos podem ser alcançados em todas orientações pelo menos uma orientação do órgão terminal. O espaço de trabalho *de destreza* trabalho *atingível* ("reachable") é o volume ou área cujos pontos podem ser alcançados em Empregam-se frequentemente duas definições para o espaço de trabalho. O espaço de 1999), é definido como o volume ou área que o órgão terminal é capaz de alcançar. O *espaço de trabalho* ("workspace") de um manipulador seja ele serial ou paralelo (TSAL, órgão terminal dentro de um espaço de trabalho possível (BHATTACHARYA et al., 1998). inferior à possível, porém isenta de singularidades; seleção de trajetórias alternativas para o

Como exemplos de máquinas-ferramenta baseadas em mecanismos paralelos, podem ser citadas a "Variax" da Giddings&Lewis (KHOL, 1994) ver fig. 2.2, "Hexapod" da Ingersoll (WECK & SCHUMACHER, 1998) ver fig. 2.3a e 2.3b, e o "Eclipse" da Sena Technology Co. (SEON-JOONG et al., 1998), ver fig. 2.4. Na maioria das máquinas existentes, observa-se que a ferramenta e sua motorização se movem em relação à peça a ser usinada, mantida fixa. A "Variax" consiste em uma plataforma sustentada por seis colunas de comprimento variável, que por sua vez estão conectadas a uma base fixa.

## 2.2 - Máquinas-ferramenta não-conventionais

Ryu, 2001a), normalmente empregada em estruturas cinemáticas planas ou tridimensionais simples, consiste no emprego de operações booleanas sobre volumes de entidades primitivas (cilindros, esferas, etc). Por outro lado, o método de discretização considera que o espaço de trabalho seja determinado a partir de um reticulado ("grid") regular, seja cartesiano ou polar, de nós. Verifica-se para cada um dos nós do reticulado a sua relação de pertinência ao espaço de trabalho. A fronteira do espaço de trabalho é constituída por um conjunto de nós que tenham pelo menos um vizinho que não pertença a este espaço. A abordagem baseada no emprego de métodos de otimização compreende a definição de funções que devam ser maximizadas ou minimizadas, além da satisfação de restrições de igualdade e/ou desigualdade (HUANG et al., 1998). Ainda dentro desta abordagem, pode-se mencionar o procedimento sugerido por GOSSSELIN (1999) que se baseia na seleção dos parâmetros de um mecanismo paralelo de modo a este se movimentar dentro de um espaço de trabalho especificado, utilizando algoritmo genético.

Fig.2.3 -- "Hexapod": (a) em operação;(b) modelo virtual

(a)



(b)



Na "Hexapod", as extremidades superiores estão vinculadas à base fixa, e as extremidades inferiores conectam-se à sua plataforma.

Fig.2.2 -- "Variax"





O "Eclipse" tem 6 graus de liberdade, e 8 juntas de atuação independentes. A seta da fig.2.4 indicam o movimento das juntas atuadas pelos 8 servomotores independentes. Este mecanismo consiste de três colunas verticais, cada uma desliza independentemente guiada pelo trilho de deslizamento em forma de anel. O movimento de cada coluna ao longo da guia circular é acionado pelo servomotor, pínhão e engrenagem anel.

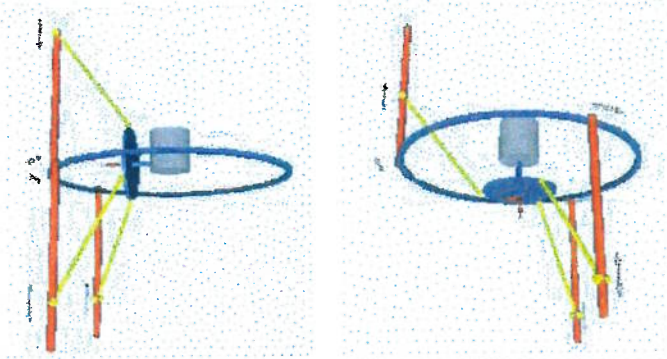


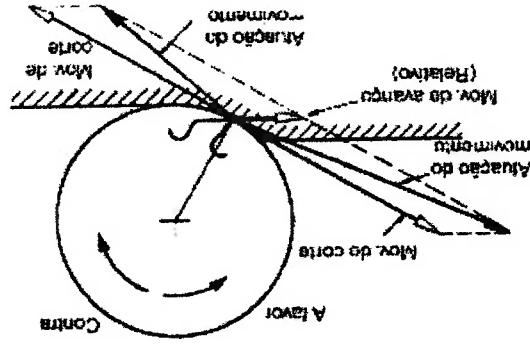
Fig.2.4 – "Eclipse" em duas configurações diferentes.

### 2.3 – Operação de Usinagem: fresamento

A operação de usinagem é o resultado de dois movimentos independentes: o primeiro, definido como movimento de corte da ferramenta representada pela *rotação*, o segundo, definido como movimento de avanço da peça representada pela *translação*.

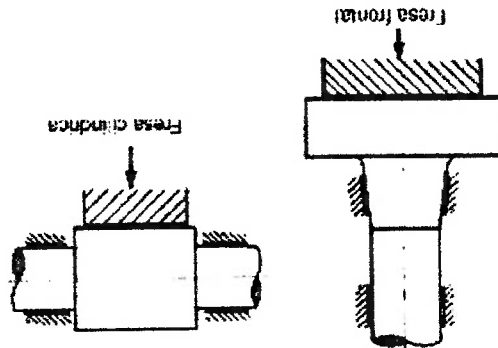
Na fig. 2.5, a diferença entre *fresas cilíndricas* e *fresas frontais* é notada observando-se o movimento relativo entre ferramenta e peça. Como consequência, isto pode provocar, na prática, uma diferença no acabamento superficial da peça. No que diz respeito à potência de corte e ao acabamento superficial, as fresas cilíndricas são desfavoráveis em relação às fresas frontais, porque as fresas frontais suportam altas forças de corte devido à ancoragem da árvore no mancal quando do aparecimento das forças de corte.

Fig. 2.6 – Movimento da fresa cilíndrica (WITTE,1998).



Existem também dois tipos de fresamento que mostram diferenças importantes durante o trabalho de corte. Assim, o fresamento pode ocorrer no sentido concordante ou no sentido discordante, o que corresponde ao avanço ser no mesmo sentido do movimento de rotação ou no sentido contrário de um relação ao outro, respectivamente. Esta situação também se verifica para as fresas frontais. Para furos e fresamento, usina-se no sentido discordante, porque uma usinagem concordante permitiria que o eixo árvore subisse sobre a peça de trabalho, causando danos a ambos peça e ferramenta. O significado desta condição pode ser observado no movimento para a fresa cilíndrica da fig. 2.6.

Fig. 2.5 -Fresa frontal e cilíndrica (WITTE,1998)



Segundo WITTE (1998), para uma operação de fresamento cilíndrico, seja para fresas retas ou helicoidais, a determinação das forças de corte e avanço, depende da penetração de trabalho  $a_e$  (DINIZ, 2001), profundidade de corte  $b$ , do diâmetro da ferramenta  $D$ , do ângulo de hélice  $\lambda$ , do número de dentes da ferramenta  $Z$ , do avanço por dente  $f_z$ , do ângulo de posição da ferramenta  $\chi$ , da pressão específica de avanço  $K_{c1}$ , o coeficiente angular adimensional  $c$ . O ângulo efetivo de trabalho  $\phi_s$  pode ser calculado a partir da eq. (2.8)

$$\cos \phi_s = 1 - \frac{D}{a_e} \quad (2.8)$$

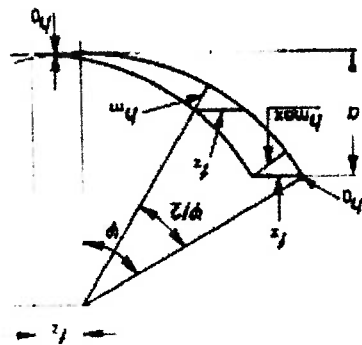


Fig. 2.7 – Cavaco tipo virgula. (WITTE,1998).

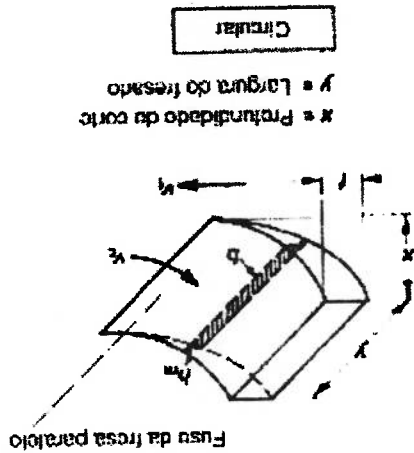
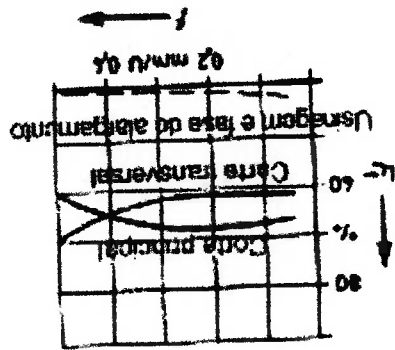


Fig. 2.8 – Cavaco com fresa cilíndrica (WITTE,1998).

Fig. 2.9 – Relação em % entre o avanço  $f$  e a força  $F_f$  (WITTE,1998)



$$F_f = 0,49 \cdot F_c \tag{2.14}$$

e a força de avanço equivale a 49 % da força de corte, ou seja,

$$F_c = z_e \cdot F_{mz} \tag{2.13}$$

A força de corte  $F_c$  pode ser determinada pela eq. (2.13)

$$z_e = Z \cdot \frac{360^\circ}{\phi_s} \tag{2.12}$$

O número de dentes ativos na operação de usinagem  $z_e$  pode ser obtido pela eq. (2.12)

$$F_{mz} = b \cdot h_m \cdot K_c \tag{2.11}$$

A força de corte média por dente  $F_{mz}$  é determinada pela seguinte equação

$$K_c = K_{c1} \cdot (h_m)^{-c} \tag{2.10}$$

A pressão específica de avanço médio de usinagem  $K_c$  pode ser calculada pela eq. (2.10)

$$h_m = \frac{573}{\phi_s} \cdot f_z \cdot \text{sen} \lambda \cdot (1 - \cos \phi_s) \tag{2.9}$$

A espessura média de corte por dente  $h_m$  é determinada pela eq. (2.9)

$$(2.17) \quad h_z = \frac{Z}{H}$$

A espessura de corte por dente  $h_z$  é calculada pela eq. (2.17)

$$(2.16) \quad H = \pi \cdot D \cdot \cot g \lambda$$

A espessura de corte H pode ser obtida pela eq. (2.16)

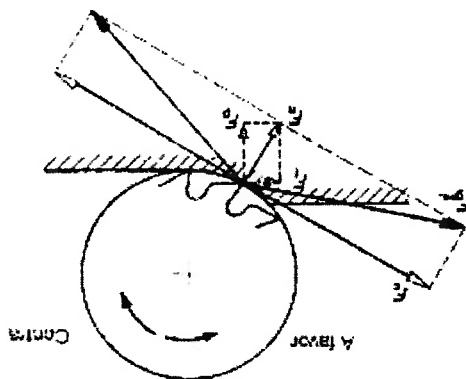
$$(2.15) \quad f_z = \frac{Z}{f}$$

O avanço por dente é dado pela eq. (2.15)

Segundo BONASSI (2003), a metodologia para a determinação das forças de corte e avanço, difere em alguns aspectos daquela sugerida por WITTE, que serão esclarecidos a seguir.

De acordo com WITTE (1998), para  $x = 90^\circ$ , a força de avanço  $F_f$  é igual à força normal  $F_n$ ; no entanto, para  $x = 0^\circ$   $F_f$  é nula.

Fig. 2.10 – Força na fresa cilíndrica (WITTE, 1998).



$$F_{mz} = K_c \cdot f_z \cdot \frac{\cos^2(\lambda)}{D} \cdot \frac{\text{sen} \lambda}{2} \cdot (\cos \varphi_2 - \cos \varphi_1) \quad (2.23)$$

A força de corte média por dente  $F_{mz}$  é determinada pela seguinte equação

onde  $f_p$  é o fator devido ao material utilizado na ferramenta de corte.

$$K_c = f_p \cdot K_{c1} \cdot h_m \quad (2.22)$$

(2.22)

A pressão específica de avanço médio de usinagem  $K_c$  pode ser calculada pela eq.

$$h_m = \frac{180 \cdot f_z \cdot \cos \lambda \cdot (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2)}{\pi \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)} \quad (2.21)$$

A espessura média de corte por dente  $h_m$  é determinada pela eq. (2.21)

$$a_e = \frac{D}{2} \cdot (1 - \cos \varphi_s) \quad (2.20)$$

de trabalho  $a_e$  é dada pela eq. (2.20)

onde  $\varphi_2$  corresponde ao ângulo de saída e  $\varphi_1$ , ao ângulo de entrada do corte. A penetração

$$\varphi_s = \varphi_1 - \varphi_2 \quad (2.19)$$

Esta metodologia prevê o cálculo da força de corte por dente ativo. Desta forma, são calculados, para cada dente, os parâmetros do processo que são dependentes de  $a_e$ ,  $h_m$ ,  $f_z$ ,  $\lambda$ ,  $D$ ,  $K_{c1}$ ,  $c$ . Assim, ângulo efetivo de trabalho  $\varphi_s$  pode ser calculado a partir da eq. (2.19)

$$z_e = \frac{h_z}{b} \quad (2.16)$$

(2.18)

O número de dentes ativos na operação de usinagem  $z_e$  pode ser obtido pela eq.

3.1 - Origem do mecanismo paralelo

Este trabalho apresenta um protótipo de uma máquina-ferramenta não-convenicional baseada numa arquitetura de mecanismo paralelo cuja categoria é pouco conhecida e explorada para esta aplicação, se considerarmos o universo dos mecanismos paralelos conhecidos. O foco do estudo para o desenvolvimento desta máquina nasceu a partir do equipamento "labirinto" (MORAES, D.T.B., BOCCZO, M., 2000), que é mostrado na fig. 3.1. A idéia original foi construir um mecanismo com a finalidade específica de lazer e entretenimento de visitantes de "stands" em feiras de produtos industriais. A continuação deste projeto teve por fim atender às metas dos itens deixados em aberto na avaliação do comportamento do mecanismo paralelo citado no artigo de COELHO, T.A.H., et al. (2001).

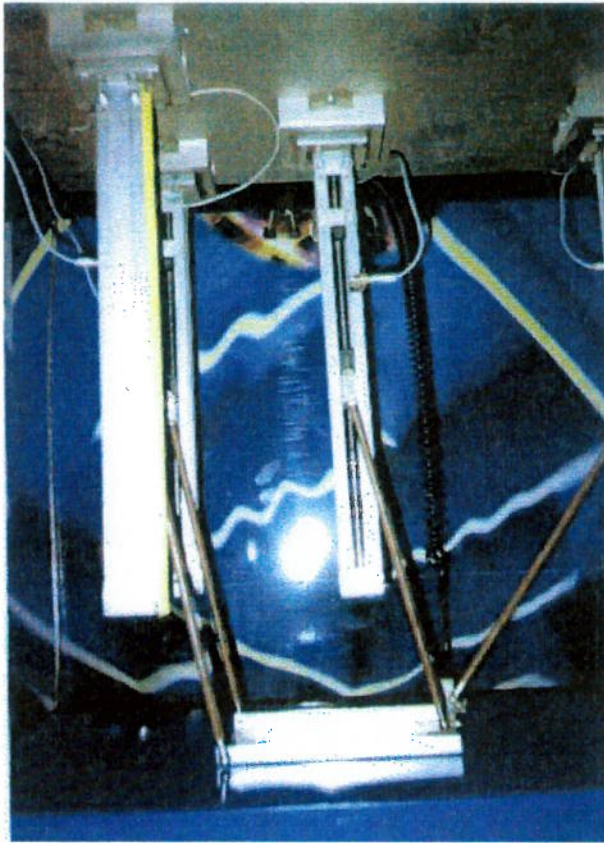


Fig. 3.1 – Equipamento "Labirinto".

Como todo mecanismo paralelo, ele é constituído de uma base e um órgão terminal, que são ligados por quatro cadeias cinemáticas ativas. Estas cadeias são formadas por 4 barras de comprimento fixo, que podem ter sua altura vertical individualmente manipulada através do fusos e juntas. A base composta dos fusos e motores acionam os movimentos verticais da mesa posicionadora, disponibilizando desta maneira uma trajetória de movimento em 4 eixos capaz de proporcionar a operação de fresamento por uma ferramenta multicorante. A arquitetura típica deste dispositivo é mostrada na fig. 3.2a e 3.2b.

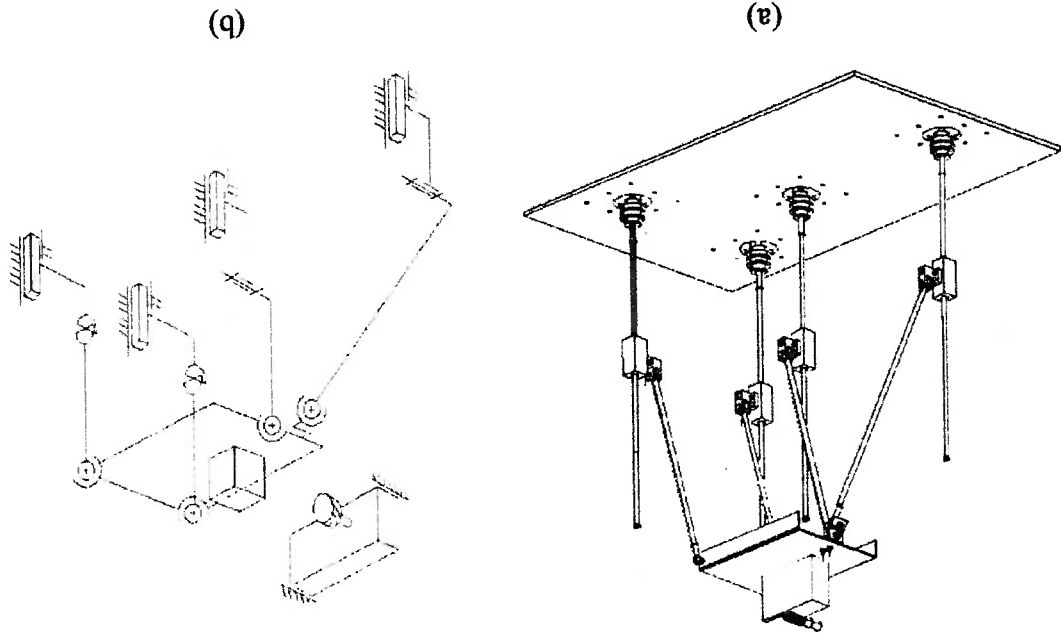
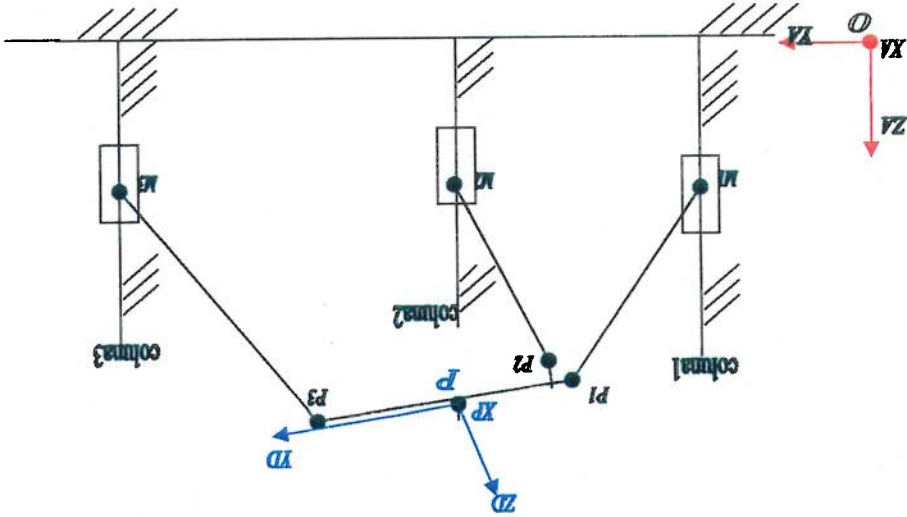


Fig. 3.2 - (a) representação do mecanismo paralelo e (b) seu diagrama cinemático.

A análise topológica das cadeias cinemáticas ativas, presentes no mecanismo paralelo, pode ser descrita por um esquema visualmente simples, onde as juntas são representadas por quadrados, e as barras entre elas são representadas por linhas. Cada cadeia cinemática pode ser, por exemplo, uma PRS ou uma PRR, e deve satisfazer uma condição geométrica de tal maneira que o mecanismo ofereça 2 translações e duas rotações. De acordo com a fig. 3.2, mostra-se o conceito básico com detalhe completo da estrutura do mecanismo paralelo, com 4 graus de mobilidade, cuja cadeia pode ser representada da seguinte maneira:  $2\text{-}\bar{P}\text{-RS} + 2\text{-}\bar{P}\text{-US}$  (vide fig. 3.3a). A estrutura cinemática do mecanismo é tridimensional, que originariamente é reduzida a uma



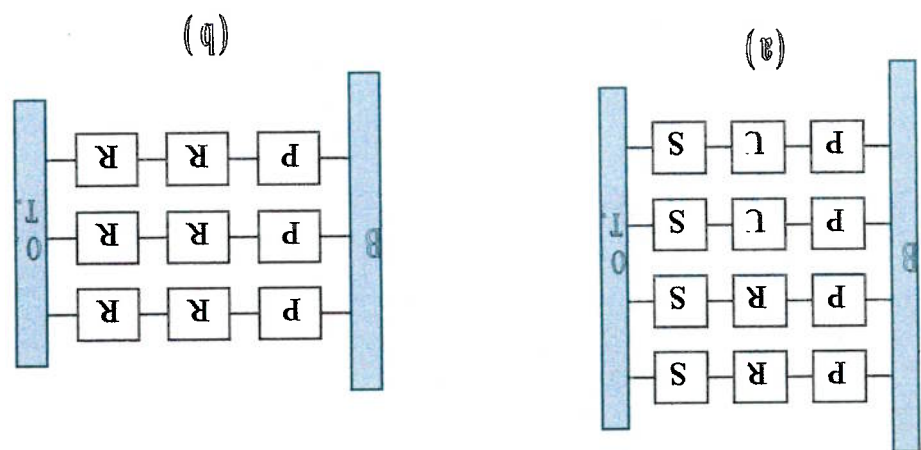
Fig. 3.4 - Diagrama cinemático simplificado.



De acordo com a seção anterior, o diagrama cinemático simplificado do mecanismo de arquitetura bidimensional, é apresentado na fig. 3.4.

3.2 - Diagrama cinemático simplificado

Fig. 3.3 - (a) topologia original e (b) topologia simplificada.



arquitetura bidimensional, ou plana, preservando 3 graus de mobilidade a partir dos 4 inicialmente empregados no sistema anterior (vide fig 3.3b).

$$(3.2) \quad (\lambda+1).GM - \lambda = C_1 + C_2 + C_3$$

De acordo com HUNT (1983), que propôs um método de síntese topológica denominado de “Enumeração de arquiteturas”, a seguinte equação deve ser válida,

### 3.4 – Concorrência da estrutura cinemática com um método de síntese topológica

e, sabendo-se que o número de peças  $n$  é igual a 8, e com apenas 6 juntas que permitem 1 grau de liberdade cada uma, conclui-se que  $GM$  assume o valor 3. De fato, tal número é coerente com a arquitetura em estudo assumida como definitiva, em que intuitivamente se prevêem 3 atuadores para sua movimentação.

$$(3.1) \quad GM = 3.(n-1) - 2.n_{j1} - n_{j2}$$

Apenas a título de verificação, apresenta-se nesta seção o cálculo dos graus de mobilidade disponíveis no mecanismo paralelo em estudo. Aplicando-se o critério de Grubler,

### 3.3 – Graus de Mobilidade

Estabelecida esta etapa de redução de complexidade, com o diagrama cinemático do mecanismo de 3 graus de mobilidade, as cadeias cinemáticas definitivas se tornam 3- $\bar{P}RR$  (vide fig. 3.3b e 3.4). Na realidade, as extremidades superiores das três barras ( $P_1$ ,  $P_2$  e  $P_3$ ) são ligadas ao órgão terminal por juntas esféricas, enquanto que as inferiores ( $M_1$ ,  $M_2$  e  $M_3$ ) são ligadas à porca-fuso por meio de juntas de rotação. Pode-se observar que na arquitetura do mecanismo paralelo (fig. 3.4) praticamente quase foram unidos os dois pontos  $P_1$  e  $P_2$ , tomando esta característica a topologia típica do equipamento em estudo.

As juntas utilizadas “U” e “S” mostradas na fig.3.2b, foram substituídas por “R”.

onde  $\lambda$  é o número de movimentos independentes possíveis para um corpo num determinado espaço,  $GM$  é o número de graus de mobilidade,  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_3$  correspondem às conectividades das cadeias ativas 1, 2 e 3, que contém as juntas PRR. No caso do mecanismo paralelo em estudo,  $\lambda$ ,  $GM$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_3$  são iguais a 3, o que satisfaz a eq. (3.2). Portanto, este mecanismo se enquadra em uma das categorias propostas por Hunt.

### 3.5 – Modelo virtual

Desenvolveu-se um modelo virtual do mecanismo paralelo em estudo, utilizando o software AutoCAD 2000, cujas dimensões de seus componentes correspondem fielmente ao protótipo original. A fig. 3.5 apresenta uma vista tridimensional deste modelo. Baseado neste modelo, elaborou-se, em uma animação, a operação de usinagem com fresamento cilíndrico.

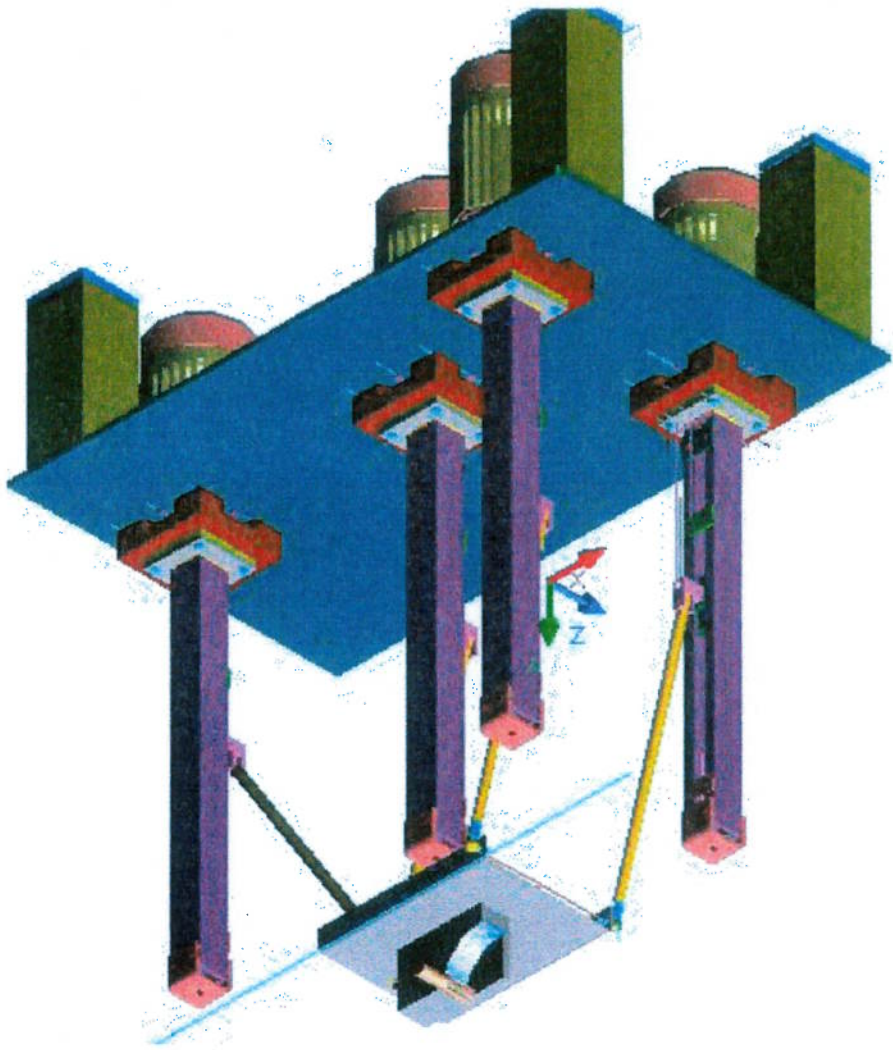


Fig. 3.5 – Modelo virtual do mecanismo em estudo.

## Capítulo 4 – ESPAÇO DE TRABALHO

Um indicador fundamental do desempenho do mecanismo paralelo em estudo é definido pelo seu espaço de trabalho, que corresponde à capacidade de movimentação do seu órgão terminal. De modo a avaliar este espaço, a metodologia seguida prevê, inicialmente, a elaboração do modelo cinemático de posição, onde são relacionadas as coordenadas do órgão terminal com as coordenadas das juntas, em função dos parâmetros do mecanismo. A seguir, procede-se ao levantamento das possíveis configurações singulares presentes neste tipo de arquitetura considerada. Na última seção deste capítulo, determina-se o espaço de trabalho do mecanismo, levando-se em consideração o comprimento fixo das barras de ligação, os limites de movimentação das juntas, o curso vertical máximo permitido dos atuadores.

### 4.1 - Modelo cinemático de posição

A figura 4.1 representa o diagrama cinemático do mecanismo contendo as suas coordenadas e parâmetros. As coordenadas que definem a posição do órgão terminal são a sua orientação  $\theta$  e as coordenadas  $p_y$ ,  $p_z$  do ponto P. As coordenadas relevantes das juntas são os deslocamentos  $h_1$ ,  $h_2$  e  $h_3$  impostos pelos três atuadores verticais. Há dois modos de se proceder na solução das incógnitas mostradas na Tabela 4.1: a primeira, conhecida como cinemática direta e, a segunda, como cinemática inversa.

Tabela 4.1 – Coordenadas conhecidas e incógnitas conforme o tipo de cinemática

Cinemática	Coordenadas conhecidas	Coordenadas incógnitas
Direta	$h_1, h_2, h_3$	$p_y, p_z, \theta$
Inversa	$p_y, p_z, \theta$	$h_1, h_2, h_3$

(4.2)

$${}^A P_f = {}^A T \cdot {}^D P_f$$

(4.1)

$${}^D P_f = \begin{bmatrix} 1 \\ {}^D P_{fx} \\ {}^D P_{fy} \end{bmatrix}$$

As coordenadas dos pontos  $P_j$  em relação à mesa móvel  $D$  são representadas pelo vetor  ${}^D P_f$  (vide eq. 4.1); as coordenadas do ponto  $P_j$  com relação a base  $A$  são obtidas através da matriz de transformação homogênea (CRAIG, 1986)  ${}^A T$ , que converte as coordenadas de  $D$  para  $A$ , conforme eq. (4.2). Os elementos da matriz  ${}^A T$  são calculados a partir da orientação  $\theta$  e as coordenadas  $p_x, p_z$  do ponto  $P$  em relação ao referencial  $A$ , indicados na equação (4.3).

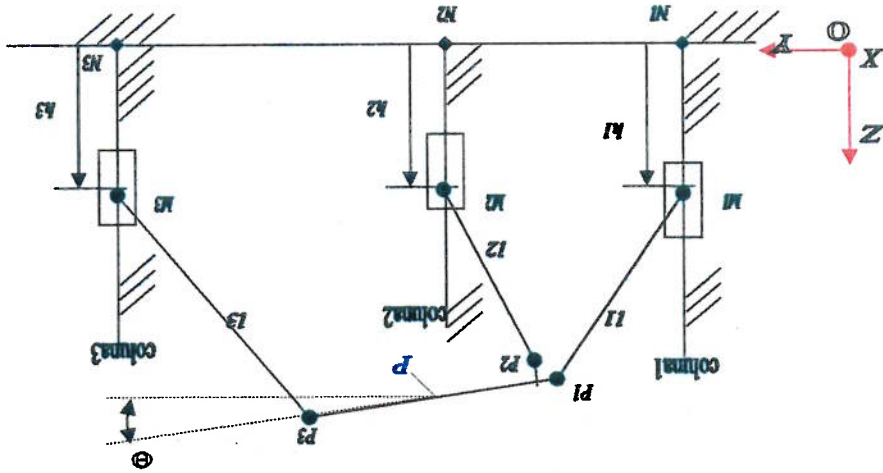


Fig. 4.1 – Coordenadas e parâmetros do mecanismo paralelo.

Como

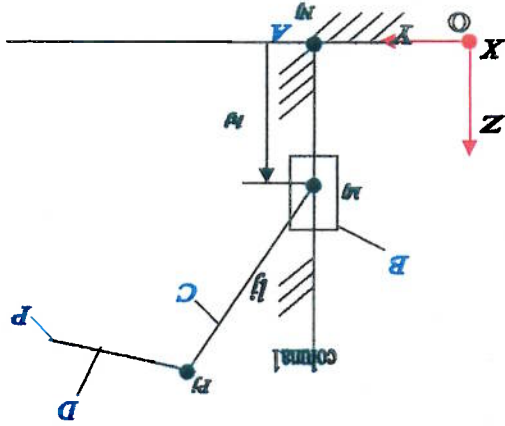
$$(4.5) \quad \begin{bmatrix} 1 \\ h_j \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 \\ {}^A D_j^x - {}^A m_j^x \\ {}^A D_j^y - {}^A m_j^y \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ {}^A D_j^z - {}^A n_j^z \\ {}^A D_j^x - {}^A n_j^x \\ {}^A D_j^y - {}^A n_j^y \end{bmatrix} = ({}^A P_j - {}^A N_j)$$

Desenvolvendo-se a eq. (4.4), obtém-se

$$(4.4) \quad ({}^A P_j - {}^A N_j) = ({}^A P_j - {}^A M_j) + ({}^A M_j - {}^A N_j)$$

A partir da observação da fig. 4.2, pode-se escrever a eq. (4.4)

Fig. 4.2 - j-ésima cadeia cinemática ativa.



$$(4.3) \quad {}^A T_j = \begin{bmatrix} c\theta & -s\theta & p_j \\ s\theta & c\theta & p_z \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\vec{x} = [p_y, p_z, \theta]^T \quad (4.9)$$

Conforme descrito na seção 2.2, a determinação das singularidades em um mecanismo paralelo é atingida através da obtenção das suas matrizes  $J_x$  e  $J_q$ . Para tanto, definem-se os vetores  $\vec{x}$  e  $\vec{q}$  como os vetores cujas componentes contêm, respectivamente, as coordenadas do órgão terminal e dos deslocamentos dos atuadores, e são apresentados a seguir

#### 4.2 - Singularidades

De modo a controlar a posição e orientação do órgão terminal, atendendo a trajetória requerida da peça a ser usinada em relação à ferramenta, adotou-se a cinemática inversa para obtenção dos deslocamentos necessários em cada um dos três atuadores.

$$h_j = \left( {}^A P_{jz}^{-A} n_{jz} \right) - \sqrt{l_j^2 - \left( {}^A P_{jy}^{-A} n_{jy} \right)^2} \quad j=1,2,3 \quad (4.8)$$

A expressão matemática da eq. 4.7 permite-nos obter até 8 soluções ( $2 \times 2 \times 2$ ) de montagem das três cadeias ativas do mecanismo paralelo. Dentre elas, seleciona-se a solução a seguir

$$h_j = \left( {}^A P_{jz}^{-A} n_{jz} \right) \pm \sqrt{l_j^2 - \left( {}^A P_{jy}^{-A} n_{jy} \right)^2} \quad j=1,2,3 \quad (4.7)$$

então

$$\left( {}^A P_{jz}^{-A} m_{jz} \right) = \sqrt{l_j^2 - \left( {}^A P_{jy}^{-A} n_{jy} \right)^2} \quad (4.6)$$



$$(4.15) \quad \begin{bmatrix} I \\ z^f \\ M \\ \kappa^f \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I \\ \kappa^f D^f + \theta s \cdot \left( \kappa^f D^f \right) \\ \kappa^f u - z^f u - z d + \theta c \cdot \left( z^f D^f \right) + \theta s \cdot \left( \kappa^f D^f \right) \\ \kappa^f u - \kappa^f d + \theta s \cdot \left( z^f D^f \right) + \theta c \cdot \left( \kappa^f D^f \right) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I \\ y^f \\ N^f \\ 0 \end{bmatrix} = \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right)$$

O vetor  $\left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right)$  corresponde a

$$(4.14) \quad \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) \cdot \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) = 0$$

simplicificando

$$(4.13) \quad \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) \cdot \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) + \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) \cdot \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) = 0$$

$$(4.12) \quad \frac{d}{dt} \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) \cdot \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) - l^f = 0$$

Derivando a eq. 4.11 em relação ao tempo

$$(4.11) \quad \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) \cdot \left( \begin{matrix} A^f \\ D^f \\ N^f \\ V^f \end{matrix} \right) - l^f = 0 = 0 = f^f(\underline{x}, \underline{q}) \quad f=1,2,3$$

barra j, então

Como a distância entre os pontos  $P_j$  e  $M_j$  é constante e igual ao comprimento da

$$(4.10) \quad \underline{q} = [h_1, h_2, h_3]^T$$

Conseqüentemente

$$(4.19) \quad {}^j W^{jy} \cdot \dot{p}_y + {}^j W^{jz} \cdot \dot{p}_z + \left( \dot{\theta} \cdot \nu^j \right) \cdot {}^j W^{jz} = \dot{h}_j \quad j=1,2,3$$

assim,

$$(4.18) \quad {}^j W^{jx} \left( -{}_D P^{jx} \cdot s \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot c \cdot \theta \right) + {}^j W^{jy} \left( {}_D P^{jx} \cdot c \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot s \cdot \theta \right) = \nu^j$$

Chamando de  $\nu^j$  o coeficiente de  $\dot{\theta}$

$$(4.17) \quad [{}^j W^{jx} \left( -{}_D P^{jx} \cdot s \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot c \cdot \theta \right) + {}^j W^{jy} \left( {}_D P^{jx} \cdot c \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot s \cdot \theta \right)] \cdot \dot{\theta} + \left( {}^j W^{jx} \right) \cdot \dot{p}_y - \left( {}^j W^{jz} \right) \cdot \dot{p}_z - \dot{h}_j = 0 \quad (4.17)$$

Resolvendo a eq. (4.14) obtêm-se

$$(4.16) \quad \begin{bmatrix} \dot{h}_j \\ \left( -{}_D P^{jx} \cdot s \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot c \cdot \theta \right) \cdot \dot{\theta} + \dot{p}_y \\ \left( {}_D P^{jx} \cdot c \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot s \cdot \theta \right) \cdot \dot{\theta} + \dot{p}_z - \dot{h}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{h}_j \\ \left( {}_D P^{jx} \cdot c \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot s \cdot \theta \right) \cdot \dot{\theta} + \dot{p}_y \\ \left( -{}_D P^{jx} \cdot s \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot c \cdot \theta \right) \cdot \dot{\theta} + \dot{p}_z - \dot{h}_j \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{h}_j \\ \left( {}_D P^{jx} \cdot c \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot s \cdot \theta \right) \cdot \dot{\theta} + \dot{p}_y \\ \left( -{}_D P^{jx} \cdot s \cdot \theta - {}_D P^{jz} \cdot c \cdot \theta \right) \cdot \dot{\theta} + \dot{p}_z - \dot{h}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ h_j \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}^j A P^j - {}^j A N^j \\ {}^j A P^j - {}^j A N^j \\ {}^j A P^j - {}^j A N^j \end{bmatrix}$$

Derivando o vetor  $({}^j A P^j - {}^j A N^j)$  em relação ao tempo,

$$(4.22) \quad ({}^D P^y) \cdot s\theta + ({}^D P^z) \cdot c\theta + P_y - n_y - h = 0$$

Considerando-se a situação em que  $W^{1z} = 0$

$$(4.21) \quad W^{1z} = 0 \text{ ou } W^{2z} = 0 \text{ ou } W^{3z} = 0$$

seguintes condições sejam satisfeitas

Para que o determinante de  $J^q$  seja nulo, é necessário que pelo menos uma das três

**Caso I: Levantamento das Singularidades da Cinemática Inversa**

- Caso I:  $\det(J^q) = 0$  (Singularidades da Cinemática Inversa)
- Caso II:  $\det(J^x) = 0$  (Singularidades da Cinemática Direta)
- Caso III:  $\det(J^q) = 0$  e  $\det(J^x) = 0$  (Singularidades Combinadas)

As configurações singulares ocorrem quando;

$$(4.20) \quad J^x \dot{x} = J^q \dot{q}$$

$$\begin{bmatrix} W^{1y} \\ W^{2y} \\ W^{3y} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_y \\ P_z \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W^{1z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ W^{2z} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ W^{3z} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \end{bmatrix}$$

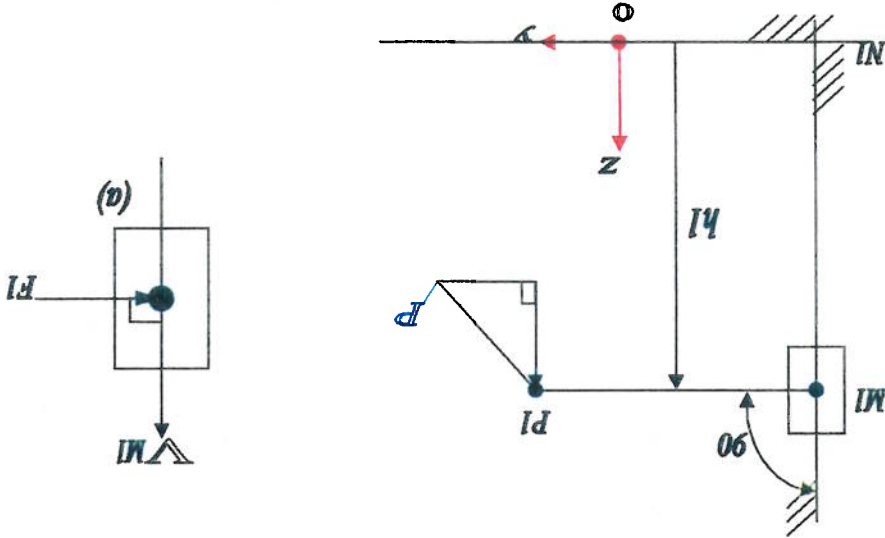
$$\det(J^x) = v_1 \cdot \begin{vmatrix} W_{3y} & W_{2y} \\ W_{3z} & W_{2z} \end{vmatrix} + v_2 \cdot \begin{vmatrix} W_{3y} & W_{1y} \\ W_{3z} & W_{1z} \end{vmatrix} + v_3 \cdot \begin{vmatrix} W_{2y} & W_{1y} \\ W_{2z} & W_{1z} \end{vmatrix} \quad (4.24)$$

A expressão do determinante de  $J^x$  pode ser descrita pela eq. (4.24)

**Caso II: Levantamento das Singularidades da cinemática direta**

Nota-se no detalhe (a) da fig.4.3, a ortogonalidade entre os vetores força e velocidade  $V_{M_1}$ , caracterizando uma situação tipicamente indesejável.

Fig. 4.3 – Singularidade da cinemática inversa.



Analogamente, estas conclusões podem ser estendidas para as cadeias ativas 2 e 3. Esta igualdade ocorre quando a altura do ponto P1 é igual ao do ponto M1.

$$({}^D P_{1y}) \cdot s\theta + ({}^D P_{1z}) \cdot c\theta + p_y = n_y + h_1 \quad (4.23)$$

Quando  $W^{jy} = 0$ , a configuração do mecanismo indicada a fig. 4.5 deverá ocorrer. Analisando, por exemplo, a situação em  $W^{2y} = 0$ , obtêm-se a eq. (4.28). Esta igualdade

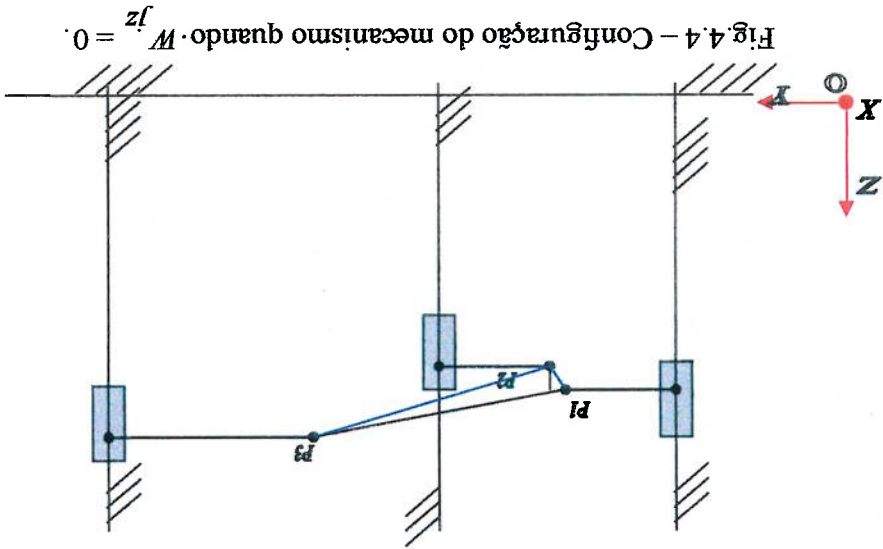


Fig.4.4 - Configuração do mecanismo quando  $W^{jz} = 0$ .

Quando  $W^{jz} = 0$ , a configuração do mecanismo indicada a fig. 4.4 deverá ocorrer.

ou  $W^{jz} = 0$  (4.27)  $j=1,2,3$

ou  $W^{jy} = 0$  (4.26)  $j=1,2,3$

$$(4.25) \quad \begin{vmatrix} W^{2y} & W^{3y} \\ W^{2z} & W^{3z} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} W^{1y} & W^{3y} \\ W^{1z} & W^{3z} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} W^{1y} & W^{2y} \\ W^{1z} & W^{2z} \end{vmatrix} = 0$$

Caso IIa: Para que o determinante de  $J^x$  seja igual a zero, é necessário que pelo menos uma das três seguintes condições (4.25), (4.26) ou (4.27) sejam satisfeitas

De modo a determinar as condições para que o determinante de  $J^x$  seja nulo, desdobrou-se esta análise em dois novos casos IIa e IIb.

ocorre quando a componente horizontal do ponto  $P_2$  é igual à do ponto  $M_2$ . Analogamente, estas conclusões podem ser estendidas para as cadeias ativas 1 e 3.

$$(4.28) \quad ({}^D P_{2y}) \cdot c\theta + ({}^D P_{2z}) \cdot s\theta + p_y = n_{2y}$$

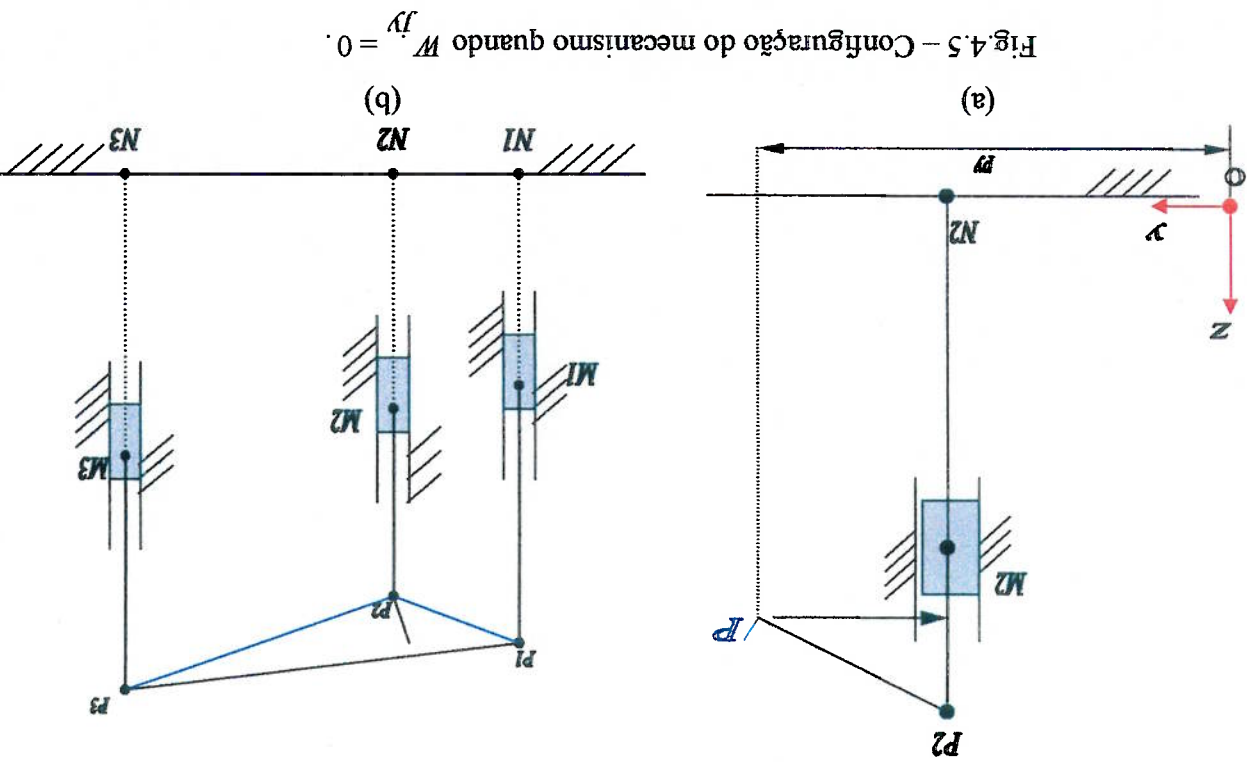


Fig.4.5 - Configuração do mecanismo quando  $W_{jy} = 0$ .

Caso Ib: Para que o determinante de  $J_x$  seja igual a zero, é necessário que as três seguintes condições da eq. (4.29) sejam satisfeitas simultaneamente

$$(4.29) \quad v_1, v_2 \text{ e } v_3 = 0$$

o que resulta em

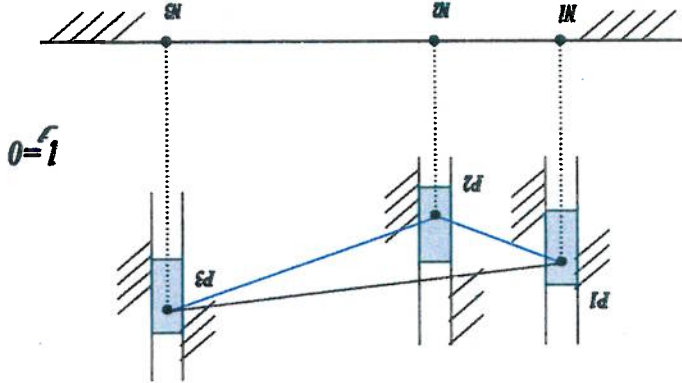
$$(4.33) \quad \begin{bmatrix} -s\theta & -c\theta \\ c\theta & -s\theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^D P_{jz} \\ {}^D P_{jy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Decorre da eq. (4.32) que

$$(4.32) \quad ({}^D P_{jy} \cdot s\theta - {}^D P_{jz} \cdot c\theta) e ({}^D P_{jz} \cdot c\theta - {}^D P_{jy} \cdot s\theta) = 0$$

(quando  $W_{jy}$  e  $W_{jz} = 0$ , condição da eq. 4.31).

Fig. 4.6 – Singularidade na cinemática direta quando os comprimentos das barras são zero

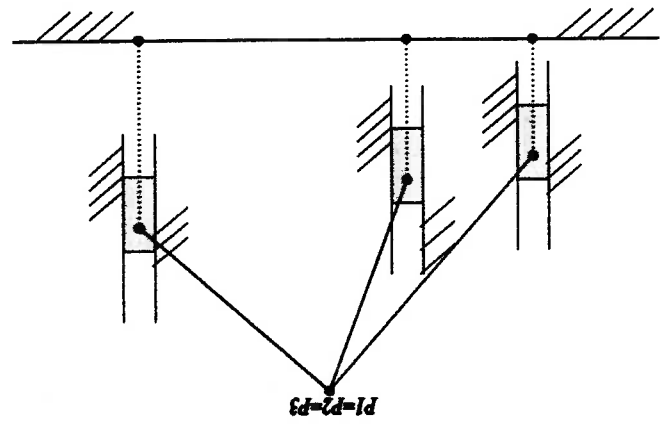


$$(4.31) \quad W_{jy} \text{ e } W_{jz} = 0$$

$$(4.30) \quad v_j = W_{jy} \cdot ({}^D P_{jy} \cdot s\theta - {}^D P_{jz} \cdot c\theta) + W_{jz} \cdot ({}^D P_{jz} \cdot c\theta - {}^D P_{jy} \cdot s\theta) \quad j=1,2,3$$

Como  $v_j$  é dado pela eq. (4.30), existem duas possibilidades para que  $v_j$  seja nulo. A primeira considera que  $W_{jy}$  e  $W_{jz}$  sejam iguais a zero (vide eq. 4.31). A segunda, quando os coeficientes de  $W_{jy}$  e  $W_{jz}$  sejam simultaneamente nulos (vide eq. 4.32).

Fig.4.7 – Singularidade na cinemática direta quando as junções coincidem num mesmo ponto (condição da eq. 4.32).



$$\begin{aligned}
 {}^D P_{z'} = 0 &= \frac{\begin{bmatrix} c\theta & -s\theta \\ -s\theta & -c\theta \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} c\theta & 0 \\ -s\theta & 0 \end{bmatrix}} \\
 {}^D P_{z''} = 0 &= \frac{\begin{bmatrix} c\theta & -s\theta \\ -s\theta & -c\theta \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} 0 & -s\theta \\ 0 & -c\theta \end{bmatrix}}
 \end{aligned}
 \tag{4.34}$$



### 4.3 - Espaço de Trabalho

Nesta seção, avalia-se o espaço de trabalho com orientação constante e variável do órgão terminal, respeitando os limites do curso vertical das colunas, comprimento fixo das barras, singularidades e, também, os limites de movimentação das juntas. A tabela 4.2 contém os valores dos parâmetros utilizados para esta avaliação.

Tabela 4.2 - Dados do mecanismo paralelo

Cadeias $j$	Parâmetro	$d_j$ [mm]		$P_j$ [mm]		$l_j$ [mm]	$H_j$ [mm]
		z	y	z	y		
Obs:	1	103				521	310
	2	531				465	310
	3	796,5				465	310
				Posição das juntas P do órgão terminal em relação ao ponto P no sistema de referência em D.		Comprimento das barras	Curso máximo de cada atuador

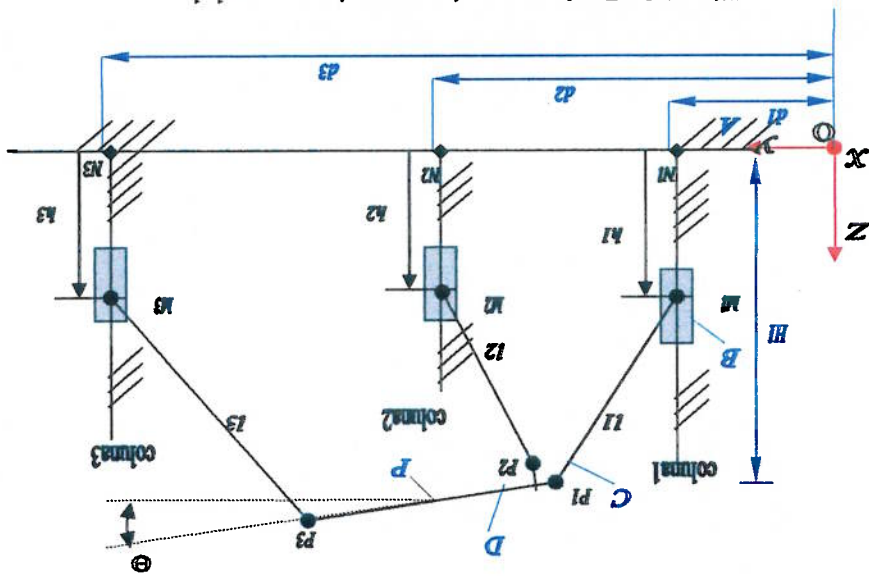
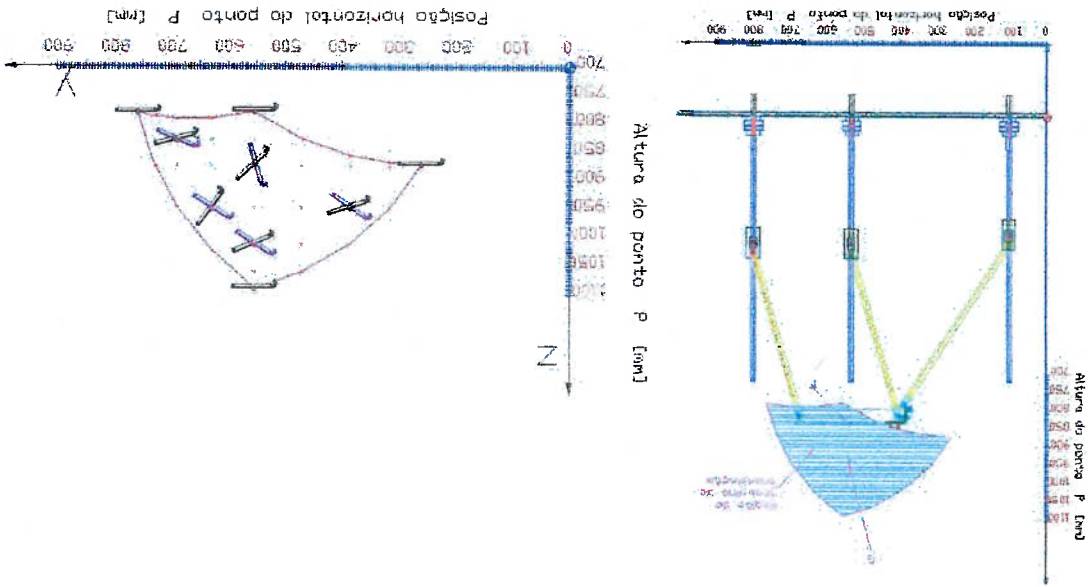


Fig. 4.8 - Parâmetros do mecanismo paralelo.

**4.3.1 – Espaço de trabalho com orientação constante: respeitando limites do curso vertical das colunas, comprimento fixo das barras e singularidades.**

Representa a região no espaço 2D em que o ponto **P** pode se deslocar, respeitando os limites da faixa de movimentação vertical dos atuadores (fuso-rosca), os limites devidos ao comprimento fixo das barras, excluindo a possibilidade de ocorrência das singularidades. Nesta análise o órgão terminal não gira, ou seja, a mesa se mantém na horizontal (ver fig. 4.9). Empregaram-se dois métodos para levantamento deste espaço de trabalho: primeiro, a discretização utilizando AutoCAD 2000, segundo, a discretização utilizando Matlab 6 (ver fig. 4.10).



**Fig. 4.9 – Espaço de trabalho disponível limitado pelo curso, barras e singularidades, utilizando AutoCAD 2000.**

Representa a região no espaço 2D, apresentada na fig. 4.11, em que o ponto **P** pode se deslocar, evitando configurações singulares, respeitando os limites da faixa de movimentação vertical dos atuadores (fuso-rosca), os limites devidos ao comprimento fixo das barras, além da limitação de rotação das juntas  $P_1$  e  $P_2$  de  $\pm 15^\circ$  (vide fig. 4.12). O método para levantamento: discretização utilizando AutoCAD 2000.

**limites de movimentação das juntas**

**4.3.2 - Espaço de trabalho com orientação constante: respeitando também os**

Fig. 4.10 – Espaço de trabalho disponível limitado pelo curso, barras e singularidades, utilizando Matlab 6.

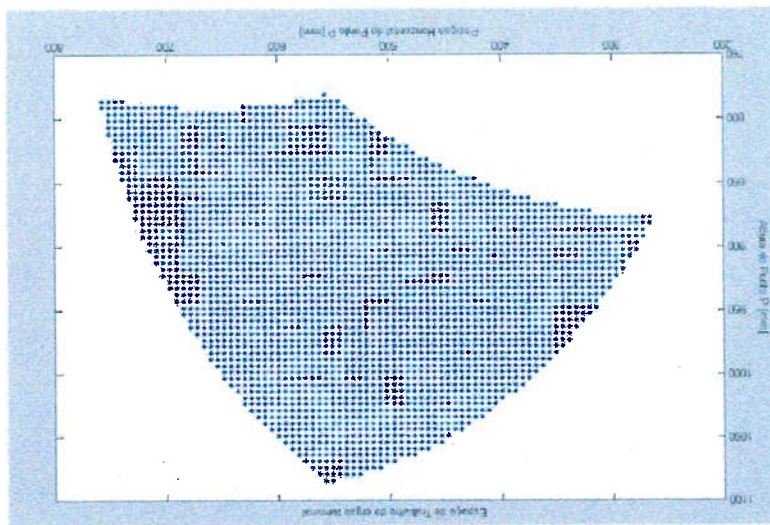
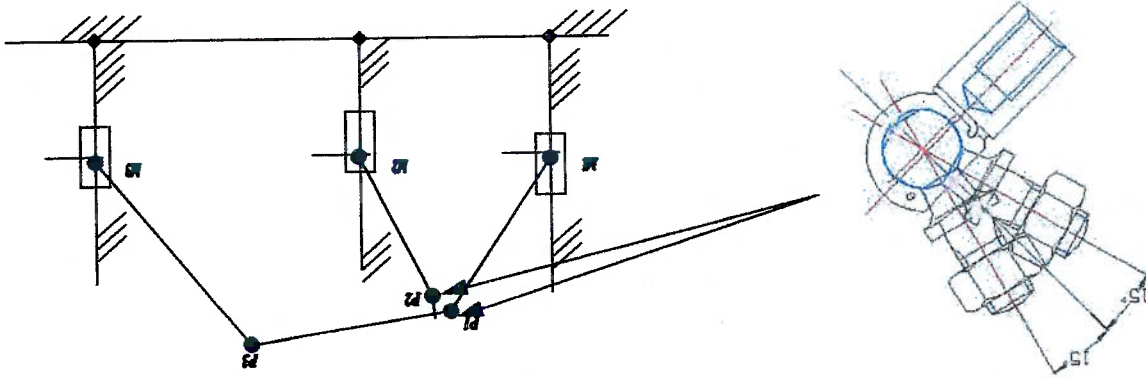


Fig. 4.12 – Ângulo de limitação das juntas e o local de montagem no mecanismo (P<sub>1</sub> e P<sub>2</sub>).



As juntas esféricas presentes no mecanismo, conforme especificação DIN 71802 AS não permitem variação angular útil superior a ±15°. A fig. 4.12 a seguir mostra o detalhe localizado nos pontos P<sub>1</sub> e P<sub>2</sub> e pertencente ao órgão terminal. As juntas de rotação nos pontos M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub> e M<sub>3</sub> permitem giro superior a 180°.

Fig. 4.11 – Espaço de trabalho disponível limitado pelo curso, barras e singularidades, limitação de rotação das juntas.

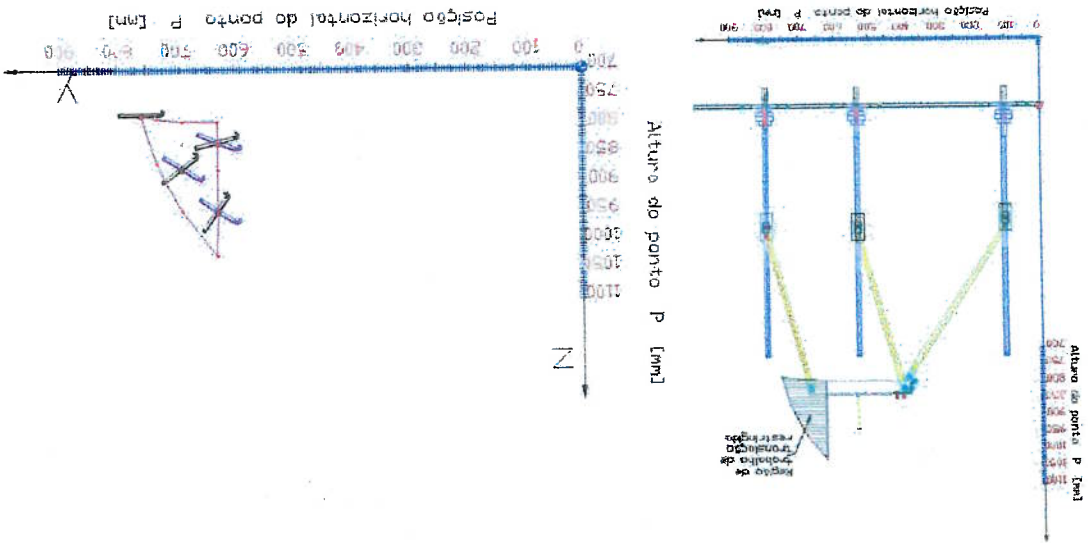


Fig. 4.14 – Relevo da capacidade angular (Anti – Horário)

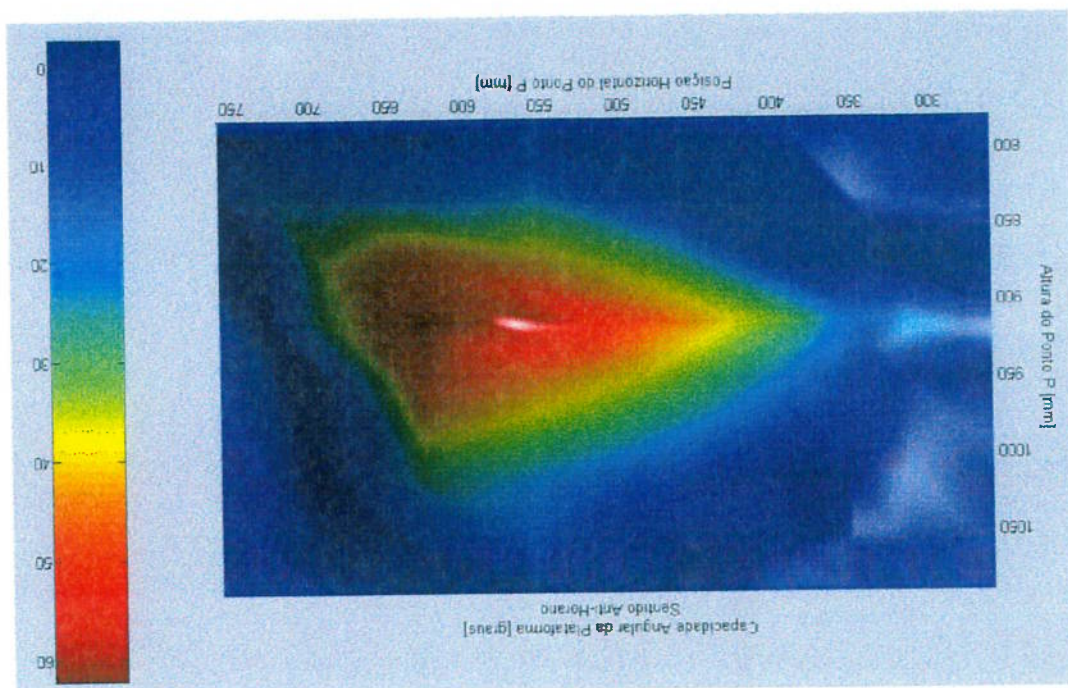
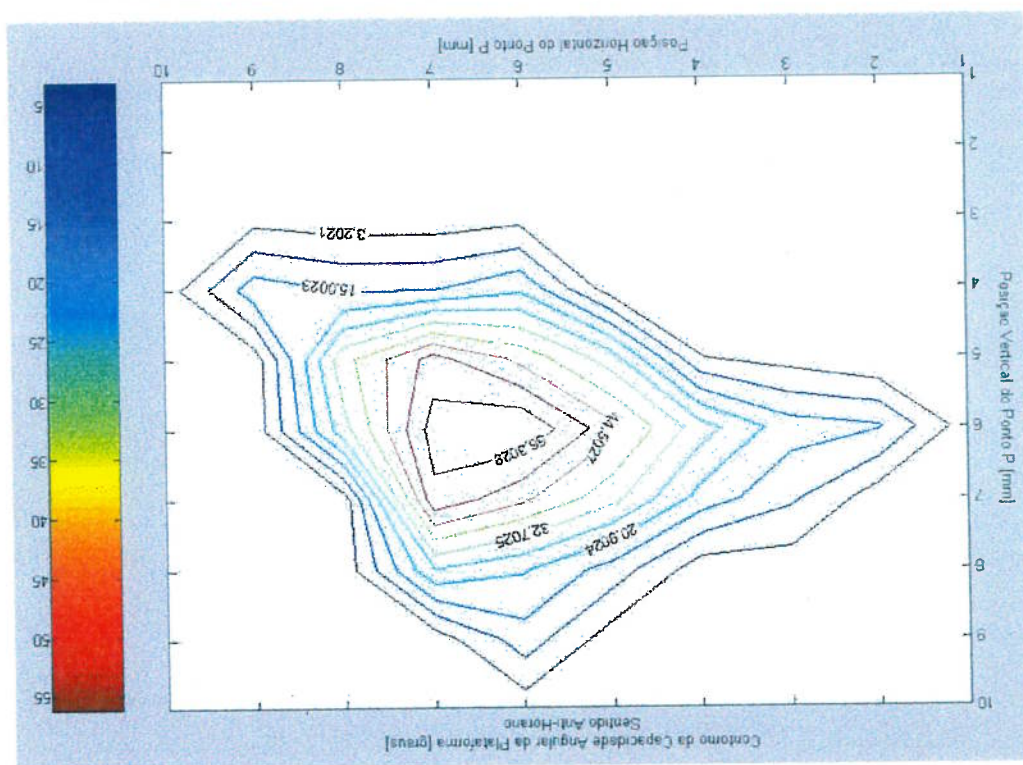


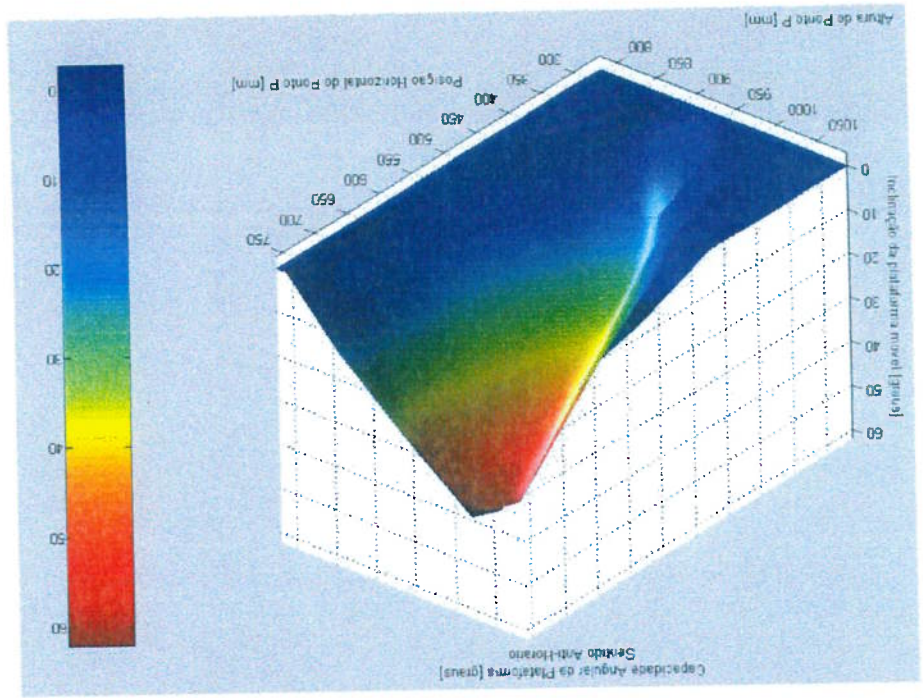
Fig. 4.13 – Curvas de nível da capacidade angular (Anti – Horário)



Uma das características importantes a ser avaliada dentro do espaço de trabalho é a capacidade angular do órgão terminal. Assim, determinamos, primeiramente, a sua capacidade de giro nos sentidos anti-horário (positivo) e horário (negativo), sem considerar as limitações das juntas  $P_1$  e  $P_2$ , conforme as figuras 4.13 a 4.18. O eixo de rotação do

**4.3.3 – Espaço de trabalho com orientação variável: respeitando limites do curso vertical das colunas, comprimento fixo das barras e singularidades.**

**Fig. 4.15 – Relevo em 3D da capacidade angular (Anti – Horário)**



órgão terminal, em torno do eixo x, passa sempre pelo ponto anteriormente chamado de P que, por sua vez, pode transladar dentro do espaço de trabalho com orientação constante, que foi apresentado na seção anterior 4.3.1. Foram escolhidas três formas de representação da capacidade angular do órgão terminal: curvas de nível, o relevo propriamente dito num gráfico bidimensional e tridimensional.

#### **4.3.4 – Espaço de trabalho com orientação variável: respeitando também os limites de movimentação das juntas**

Nesta seção, avalia-se o espaço de trabalho com orientação variável considerando também, além das restrições do curso vertical das colunas, comprimento fixo das barras e singularidades, a limitação da rotação das juntas  $P_1$  e  $P_2$ . Os gráficos com estas restrições são apresentados a seguir nas figuras 4.19 a 4.22.

Fig. 4.17 – Relevo da capacidade angular (Horário).

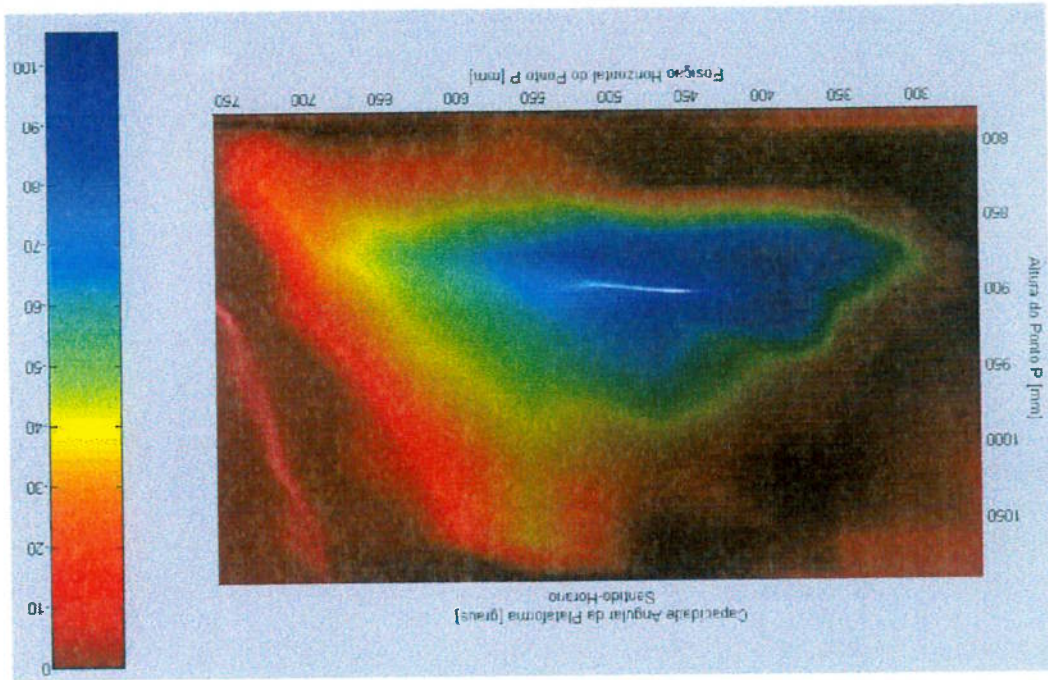


Fig. 4.16 – Curvas de nível da capacidade angular (Horário).

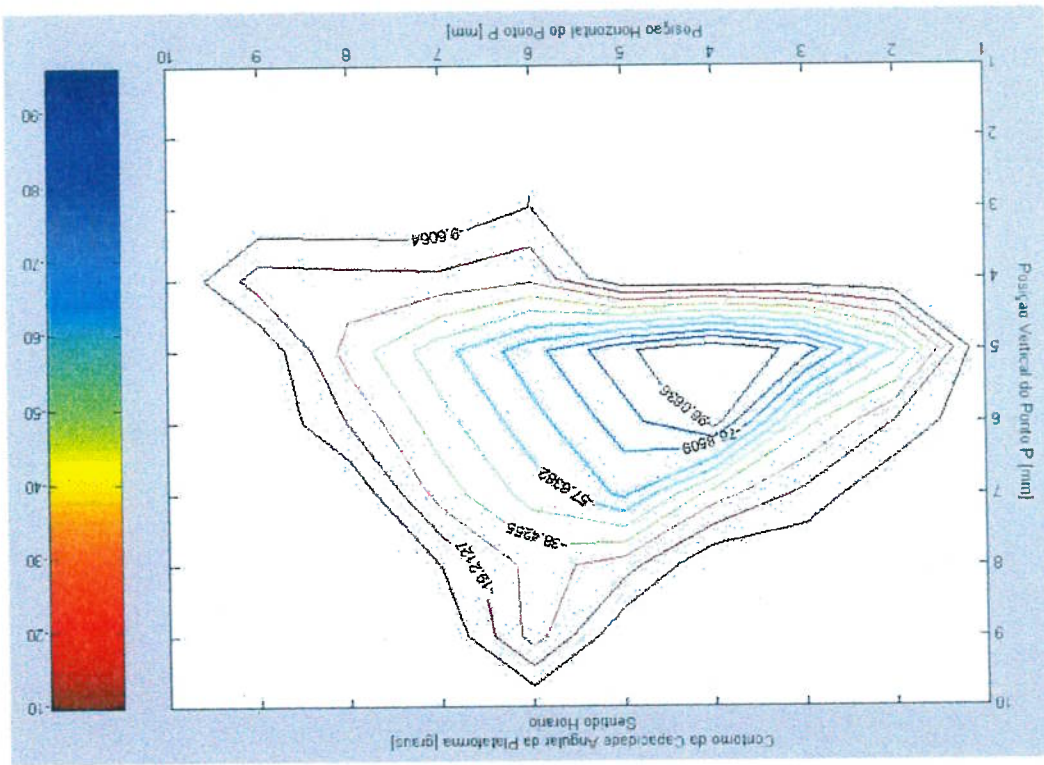




Fig. 4.18 – Relevo em 3D da capacidade angular (Horário)

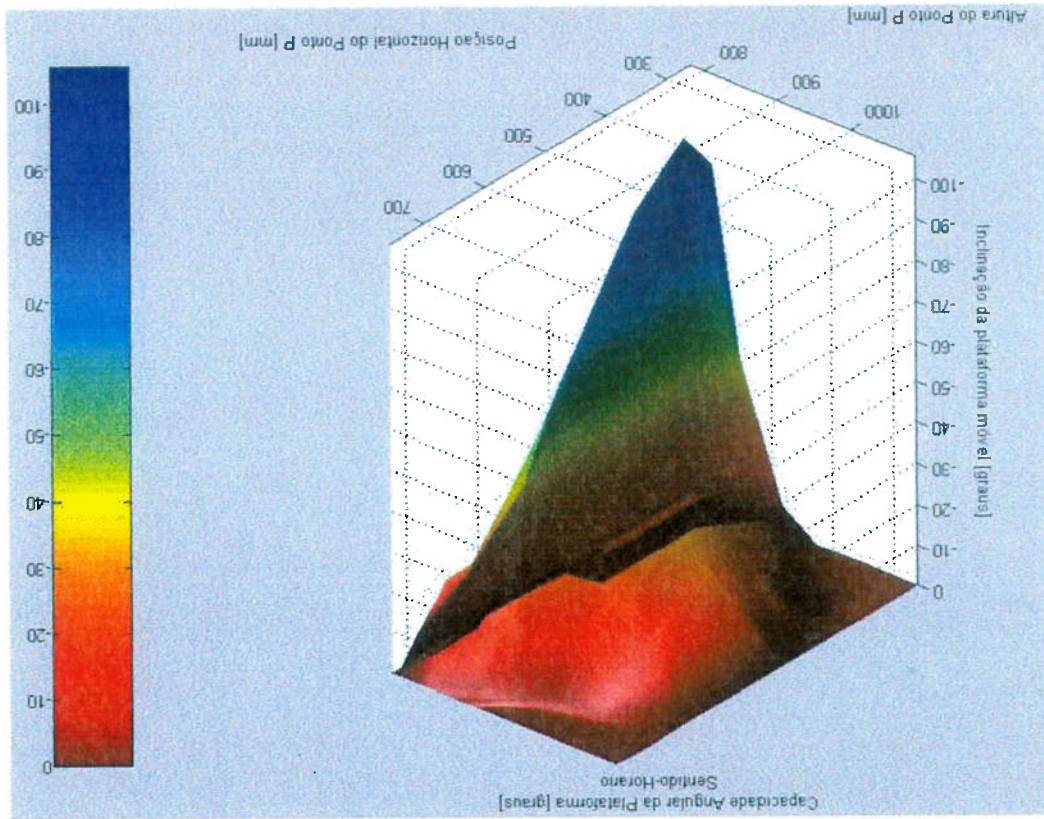
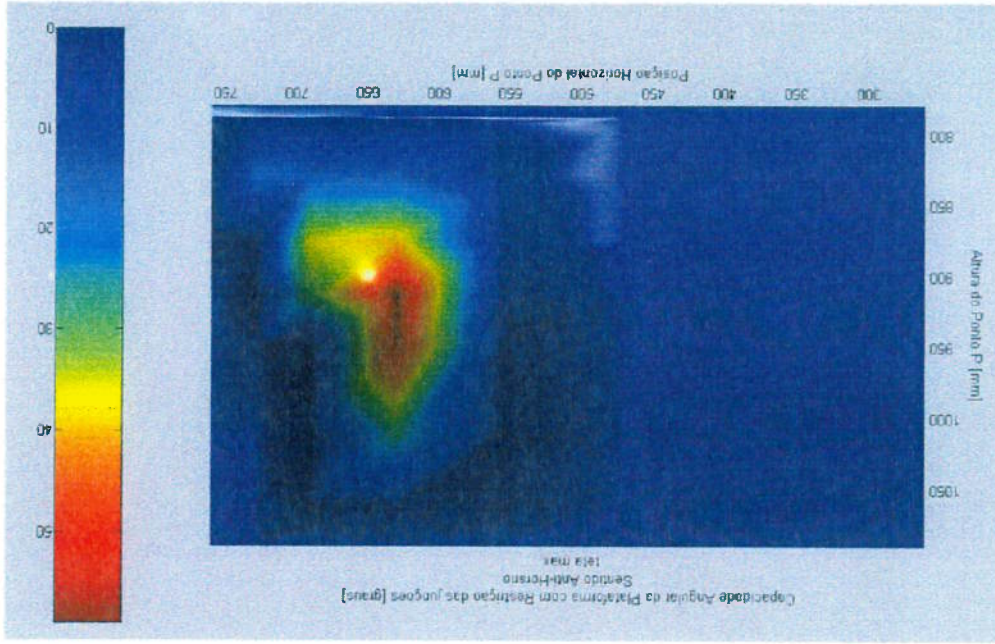


Fig. 4.20 – Relevo da capacidade angular com restrição das juntas (Anti – Horário)



(Anti – Horário)

Fig. 4.19 – Curvas de nível da capacidade angular com restrição das juntas

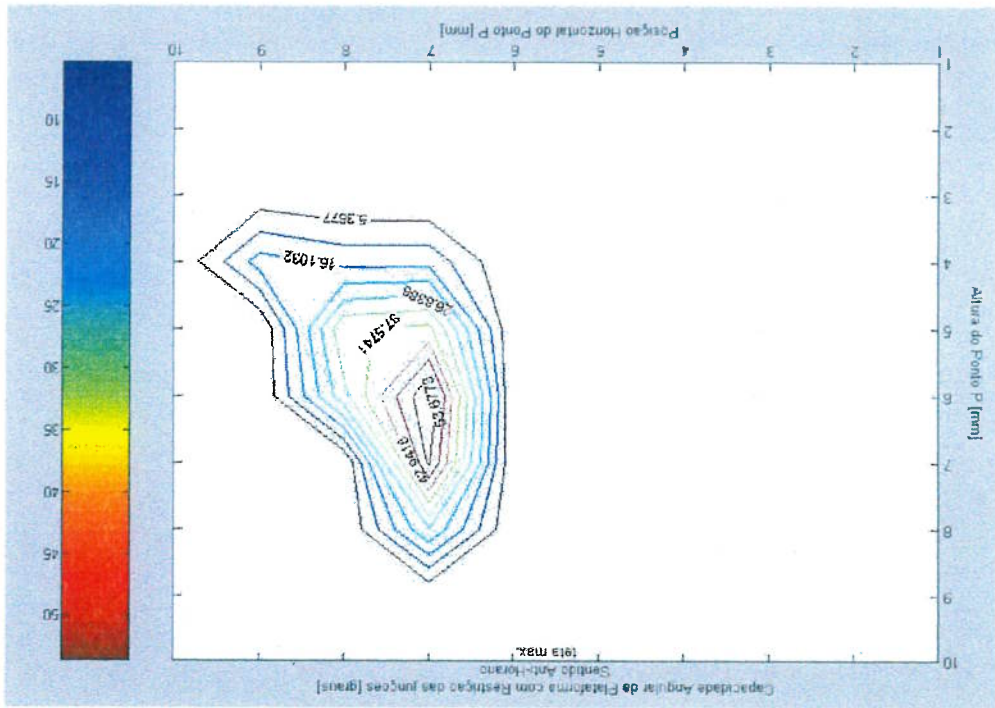


Fig. 4.22 – Relevo da capacidade angular com restrição das juntas (Horário)

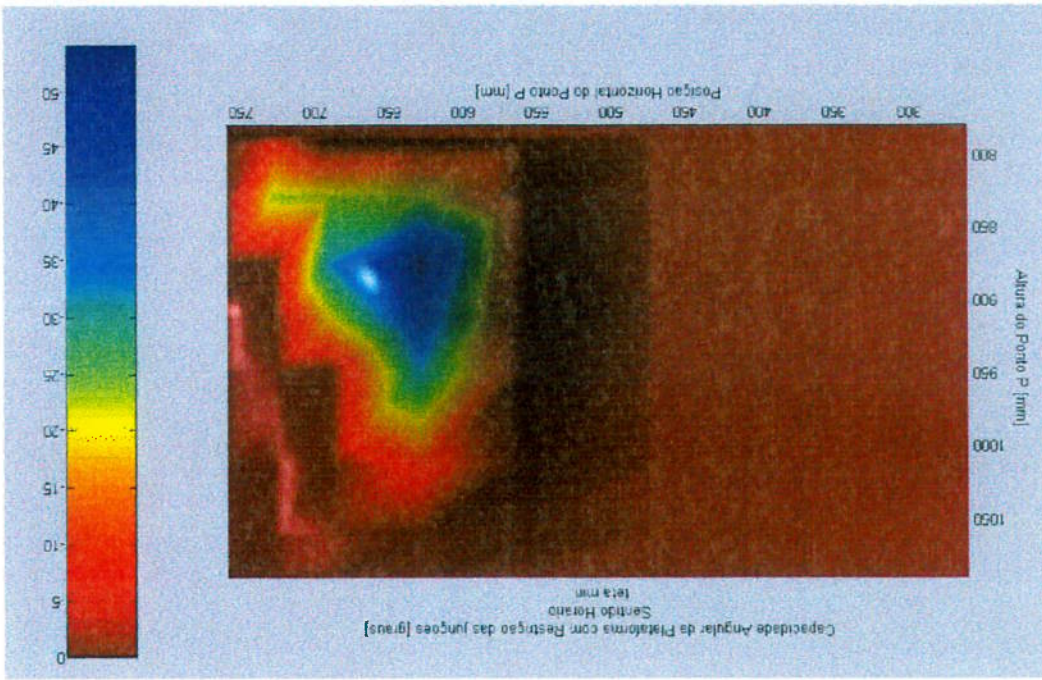
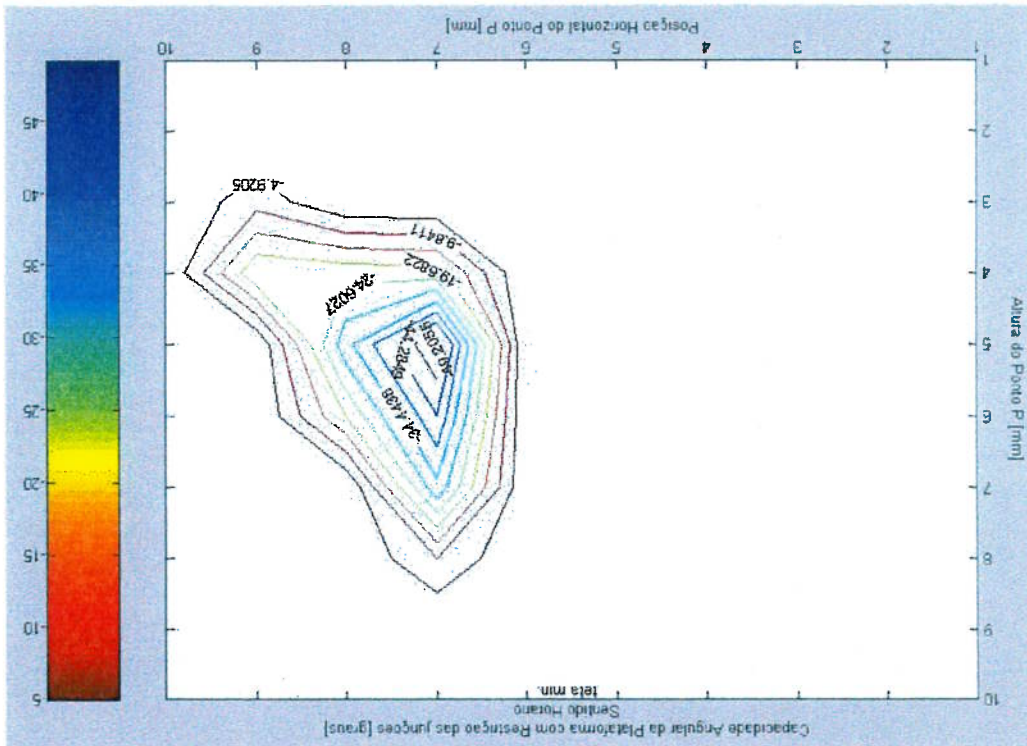


Fig. 4.21 – Curvas de nível da capacidade angular com restrição das juntas (Horário)



## Capítulo 5 – FORÇAS ORIUNDAS DA INTERAÇÃO FERRAMENTA-PEÇA

Neste capítulo, pretende-se determinar as forças oriundas da interação ferramenta-peça que surgem durante a operação de fresamento cilíndrico helicoidal, bem como as forças resistentes atuantes nas peças móveis do mecanismo paralelo.

### 5.1 – Determinação das forças requeridas para execução do processo de usinagem de fresamento

Inicialmente, deve-se estabelecer claramente o movimento relativo ferramenta-peça que ocorre na operação de fresamento cilíndrico helicoidal discordante. Tal movimento encontra-se definido pela fig. 5.1.

A força de usinagem, que contém como componentes principais as forças de corte e avanço, depende das propriedades do material da peça a ser usinada, das características da ferramenta de corte e de outros parâmetros de processo, tais como, ângulo de posição da ferramenta  $\chi$  espessura média de corte por dente  $h_m$ , pressão específica de avanço médio de usinagem  $K_c$ , etc.

Com relação às propriedades do material da peça, uma vez estabelecido o tipo de material, a partir da tabela de Kienzle, definem-se os valores da pressão específica de corte  $K_c$ , e o coeficiente angular  $c$ . Na avaliação destes esforços, admite-se que o material seja Alumínio (índice 27) e suas demais propriedades encontram-se na tabela 5.1.

Considerando-se as características da ferramenta de corte, seleciona-se uma ferramenta de aço rápido, cuja geometria é dada pelo seu diâmetro externo  $D$ , ângulo de hélice  $\lambda$  e o número de dentes  $Z$ . Estes valores são apresentados na tabela 5.2. Como o material da ferramenta é aço rápido deve-se multiplicar o  $K_{c1}$  por um fator de 1,3 devido à formação de uma aresta postiça de corte durante o processo de usinagem (DINIZ, 2001; FERRARESI, 1970).

Tipo do Material	Resistência [N / mm <sup>2</sup> ]	Dureza Brinell	$K_{c1}$ [N / mm <sup>2</sup> ]	c coef. angular [adimensional]
Alumínio (índice27)	412	118	637	0.24

Tabela 5.1 - Propriedades do material da peça a ser usinada

material	Aço rápido	D (mm)	22	Ângulo de hélice $\lambda$ [°]	30	Z [dentes]	8
----------	------------	--------	----	--------------------------------	----	------------	---

Tabela 5.2 - Características da ferramenta de corte

Fig. 5.1 - Movimento relativo ferramenta-peça: fases do fresamento horizontal discordante.

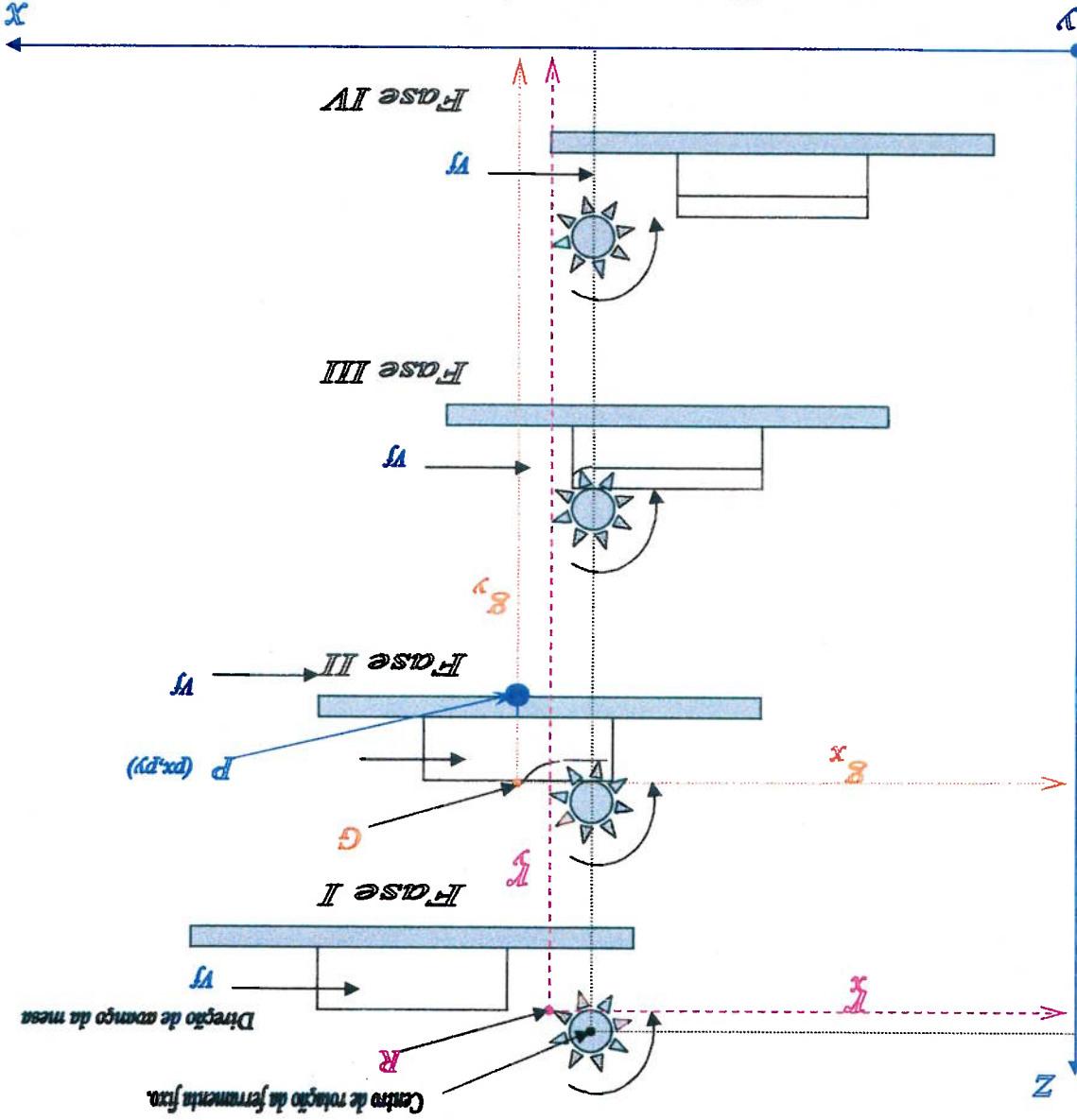
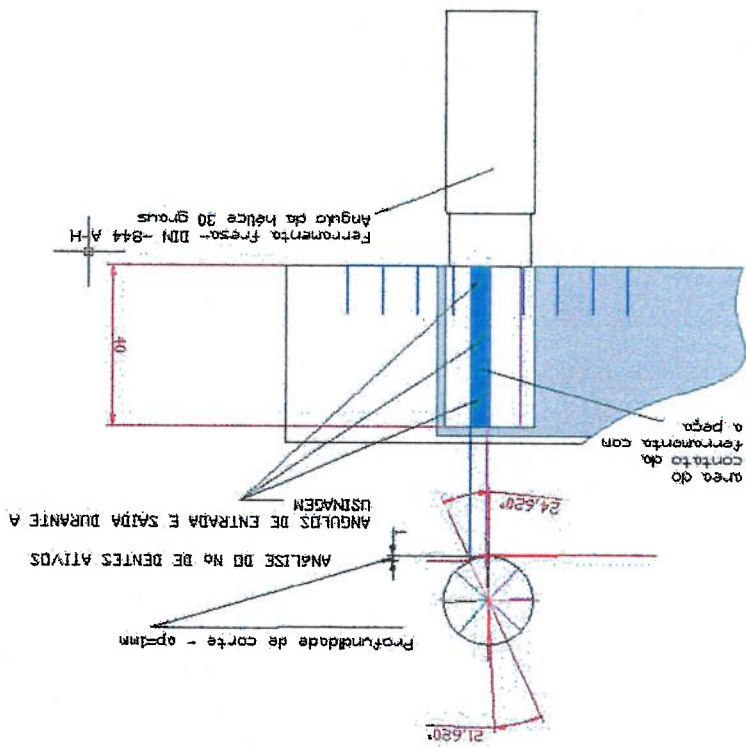


Fig. 5.3 – Número de dentes ativos na usinagem com fresa cilíndrica helicoidal.



1,6	300	1	90	40
F (mm)	$V_c$ [mm/min]	$a_e$ [mm]	$\chi$ [°]	b [mm]

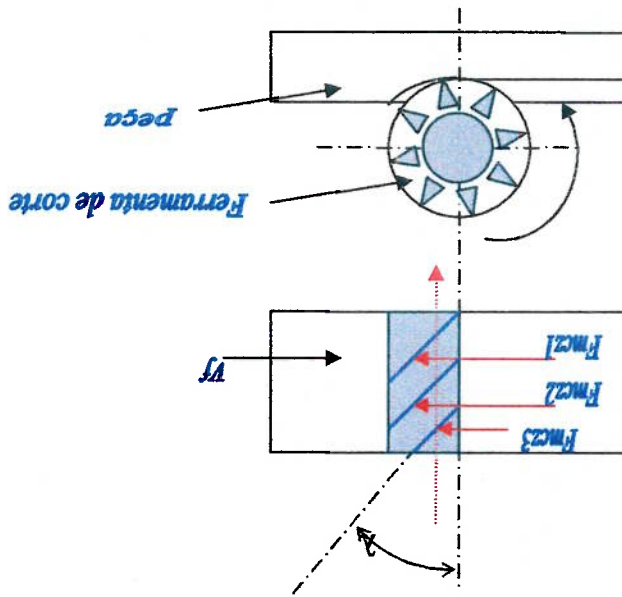
Tabela 5.3 - Parâmetros do processo (independentes)

Fig. 5.2 – Perfil da fresa cilíndrica helicoidal utilizada.



Os parâmetros envolvidos no processo de usinagem especificado são o avanço por volta  $f$ , a velocidade de corte  $V_c$ , a penetração de trabalho  $a_e$ , a profundidade de corte  $b$  e o ângulo de posição da ferramenta  $\chi$ . Tais parâmetros encontram-se definidos na tabela 5.3.

Fig - 5.4 – Localização das forças de corte no centro do cavaco.



Os ângulos de entrada e saída de corte  $\phi_1$  e  $\phi_2$  bem como o ângulo efetivo de trabalho  $\phi_s$ , para cada um dos dentes ativos, estão mostrados na fig. 5.3. A penetração de trabalho  $a_e$  é dada pela eq. (2.13). A espessura média de corte por dente  $h_m$  pode ser determinada pela eq. (2.14), a pressão específica de avanço médio de usinagem  $K_c$  é calculada a partir da eq. (2.15), a força de corte média por dente  $F_{mz}$  é obtida pela eq. (2.16), a força de avanço pode ser determinada pela eq. (2.7).

$F_z$ [mm/dente]	0,2	H [mm]	119,71	$h_z$ [mm/dente]	14,96	$z_e$ [dentes]	2,67
------------------	-----	--------	--------	------------------	-------	----------------	------

Tabela 5.4 – Demais parâmetros do processo (dependentes)

O avanço por dente  $f_z$  é calculado segundo a eq. (2.8), a espessura de corte H pode ser determinada pela eq. (2.9), a espessura de corte por dente  $h_z$  é obtida pela eq. (2.10) e o número de dentes ativos  $z_e$  pode ser calculado pela eq. (2.11).



$$(F_{us})^i = (F_{fy} + F_{cy})^i j + (F_{cz})^i k \quad (5.4)$$

$$(F_{cz})^i = (F_{mz})^i \cdot \sin \phi_{si} \quad (5.3)$$

$$(F_{cy})^i = (F_{mz})^i \cdot \cos \phi_{si} \quad (5.2)$$

$$(F_{fy})^i = F_{f_i} \quad (5.1)$$

As equações (5.1 a 5.4) permitem calcular as componentes das forças de corte e de avanço de cada dente ativo nas direções y e z. A tabela 5.6 apresenta cada uma destas componentes devidamente calculadas. A tabela 5.7 apresenta o módulo do vetor força de usinagem, no plano yz, bem como o seu ângulo de inclinação com o eixo y.

i (dente ativo)	1	2	3
$(\phi_1)^i$ [°]	0	0	0
$(\phi_2)^i$ [°]	24,62	24,62	21,62
$(\phi_3)^i$ [°]	24,62	24,62	21,62
$(a_e)^i$ [mm]	1	1	0,774
$(h_m)^i$ [mm]	0,0372	0,0372	0,0327
$(K_e)^i$ [N/mm <sup>2</sup> ]	1.403,4	1.403,4	1.447,8
$(F_{mz})^i$ [N/dente]	547,31	547,31	436,96
$(F_f)^i$ [N/dente]	268,18	268,18	214,11

Tabela 5.5 – Parâmetros específicos para cada dente ativo

Considerando que as forças e os momentos das forças de inércia, bem como as forças gravitacionais são insignificantes se comparadas às forças devidas ao processo de usinagem, pode-se adotar o modelo estático para análise das forças atuantes no mecanismo.

**5.2 – Determinação das Forças atuantes nas juntas, peças e atuadores do mecanismo considerando as forças de usinagem**

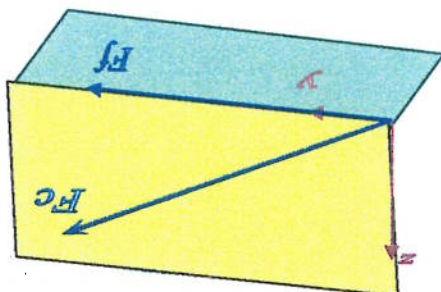
$F_{usy} [N]$	$F_{usz} [N]$	$F_{us} [N]$	$\beta_{us} [^\circ]$
2151,76	617	2238,5	16

Tabela 5.7 – Módulo e direção do vetor força de usinagem

i	$(F_{fy})_i$	$(F_{cy})_i$	$(F_{usy})_i$	$(F_{cz})_i$	$(F_{usz})_i$	$(F_{us})_i$	$(\beta_{us})_i$
1	268,18	497,54	765,72	228	228	798,94	16,58
2	268,18	497,54	765,72	228	228	798,94	16,58
3	214,10	406,22	620,32	161	161	640,87	14,55

Tabela 5.6 - Componentes das forças de corte e de avanço para cada dente ativo.

Fig. 5.5 – Diagrama vetorial das forças de corte no plano de trabalho (ponto G).



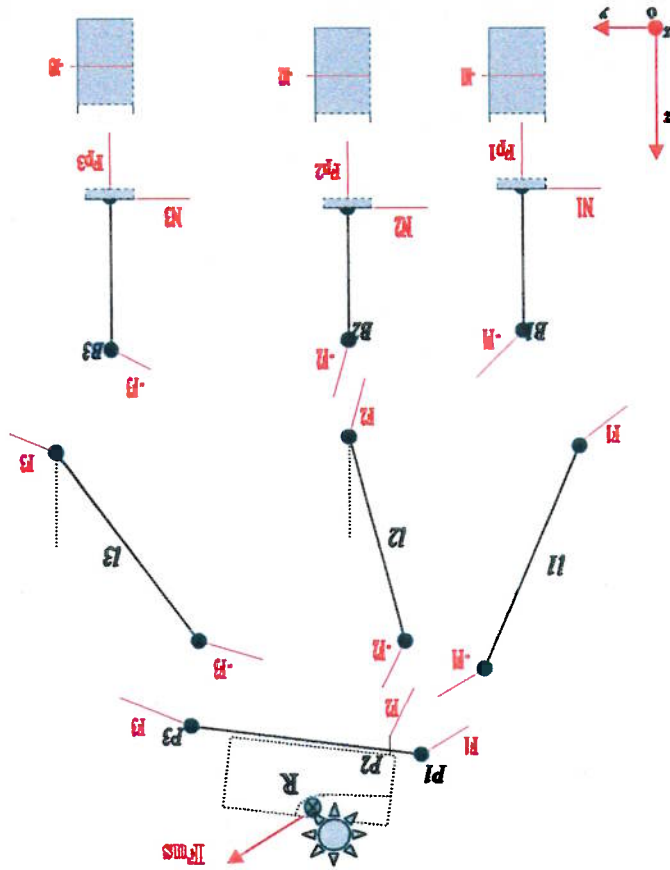
(5.5)

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_{ms} = \vec{0}$$

plano (5.5) e (5.6).

Observando o equilíbrio do órgão terminal, a única força externa é a força de usinagem  $\vec{F}_{ms}$  e as forças internas  $\vec{F}_1, \vec{F}_2$  e  $\vec{F}_3$  são forças de reação devidas à interação entre o órgão terminal e as três barras a este conectadas. Desta análise surgem as equações vetoriais no

Fig. 5.6 – Diagramas de corpo-livre das peças do mecanismo.



barras), e a base (peça fixa).

Na fig. 5.6, apresenta-se o diagrama de corpo-livre das peças móveis (órgão terminal,

$$\bar{F}_1, \bar{F}_2 \text{ e } \bar{F}_3.$$

Resolvendo o sistema linear formado pelas equações (5.9), (5.10) e (5.12) obtêm-se

$$(5.12) \quad \begin{bmatrix} d^{2z} - d^{1z} \cdot n^{2y} \\ d^{2y} - d^{1y} \cdot n^{2z} \\ d^{3z} - d^{1z} \cdot n^{3y} \\ d^{3y} - d^{1y} \cdot n^{3z} \end{bmatrix} \cdot \bar{F}_3 = \begin{bmatrix} (P^1 - P^1) \sqrt{F_1} + (R - P^1) \sqrt{F_2} + (P^2 - P^1) \sqrt{F_3} + (P^3 - P^1) \sqrt{F_3} \\ (P^1 - P^1) \sqrt{F_1} + (R - P^1) \sqrt{F_2} + (P^2 - P^1) \sqrt{F_3} + (P^3 - P^1) \sqrt{F_3} \\ (P^1 - P^1) \sqrt{F_1} + (R - P^1) \sqrt{F_2} + (P^2 - P^1) \sqrt{F_3} + (P^3 - P^1) \sqrt{F_3} \\ (P^1 - P^1) \sqrt{F_1} + (R - P^1) \sqrt{F_2} + (P^2 - P^1) \sqrt{F_3} + (P^3 - P^1) \sqrt{F_3} \end{bmatrix} \cdot F_{ns}$$

$$(5.11) \quad (P^1 - P^1) \sqrt{F_1} + (R - P^1) \sqrt{F_2} + (P^2 - P^1) \sqrt{F_3} + (P^3 - P^1) \sqrt{F_3} = 0$$

Desenvolvendo-se a equação (5.6), obtêm-se as eq. (5.11) e (5.12)

$$(5.10) \quad F^1 n_{1z} + F^2 n_{2z} + F^3 n_{3z} + F^{ns} \text{sen} \theta = 0$$

$$(5.9) \quad F^1 n_{1y} + F^2 n_{2y} + F^3 n_{3y} + F^{ns} \text{cos} \theta = 0$$

Desta forma, a equação vetorial (5.7) representa duas equações nas direções y e z,

$$(5.8) \quad \bar{n}_j = \frac{\|M_j - P_j\|}{\|M_j - P_j\|} = \frac{\sqrt{(m_j^x - d_j^x)^2 + (m_j^y - d_j^y)^2}}{\sqrt{(m_j^x - d_j^x)^2 + (m_j^y - d_j^y)^2 + (m_j^z - d_j^z)^2}} \quad j=1,2,3$$

definidos a seguir

onde os vetores  $\bar{n}_1, \bar{n}_2$  e  $\bar{n}_3$  são os versores nas direções de suas respectivas barras e

$$(5.7) \quad F^1 \cdot \bar{n}_1 + F^2 \cdot \bar{n}_2 + F^3 \cdot \bar{n}_3 + F^{ns} \cdot e_{\theta} = 0$$

Desenvolvendo-se a equação (5.5), obtêm-se a eq. (5.7)

$$(5.6) \quad \sum \bar{M}_R = 0$$

Diante do que foi exposto nas seções 5.1 e 5.2, realizou-se uma simulação de modo a avaliar as forças resistentes nas peças do mecanismo, tendo em vista as forças de usinagem previstas no processo de fresamento requerido para executar um produto de acordo com os parâmetros de processo previamente especificados. As características da simulação escolhida respeitaram o espaço de trabalho disponível determinado no capítulo 4. A seguir, serão apresentados os gráficos que registram a variação de cada uma das grandezas envolvidas. Na fig. 5.7, estão registradas as forças de reação das barras de ligação. As forças de reação normal nos pistões apresentaram-se na fig. 5.8. Na fig. 5.9, pode-se observar o comportamento das forças necessárias dos atuadores.

### 5.3 – Simulação

(5.15)

$$F_{pi} = F_{jz}$$

(5.14)

$$N_j = F_{jy}$$

e (5.15)

Desta forma, podem ser determinadas as demais forças de reação a partir das eq. (5.14)

(5.13)

$$-F_j + F_{pi} + N_j = 0 \quad j=1,2,3$$

equação vetorial (5.13).

Analisando o equilíbrio da peça corredeira chamada "pistão", as forças de reação são  $-F_j$  (nas junções  $M_j$ ),  $N_j$  (força normal) e  $F_{pi}$  (força do atuador  $j$ ). Assim, surge a

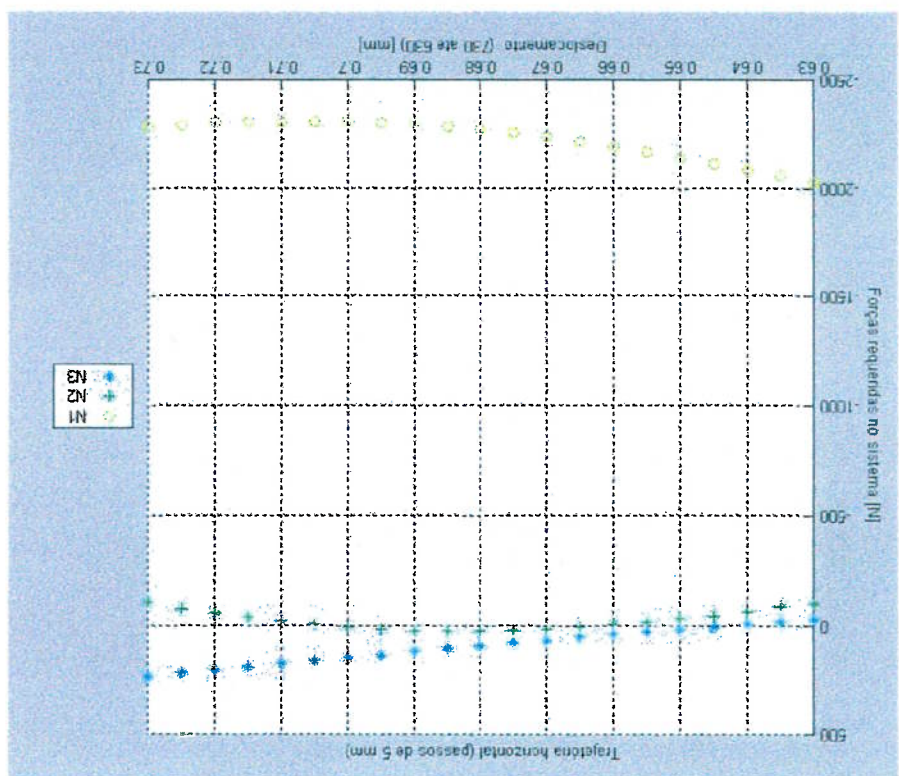
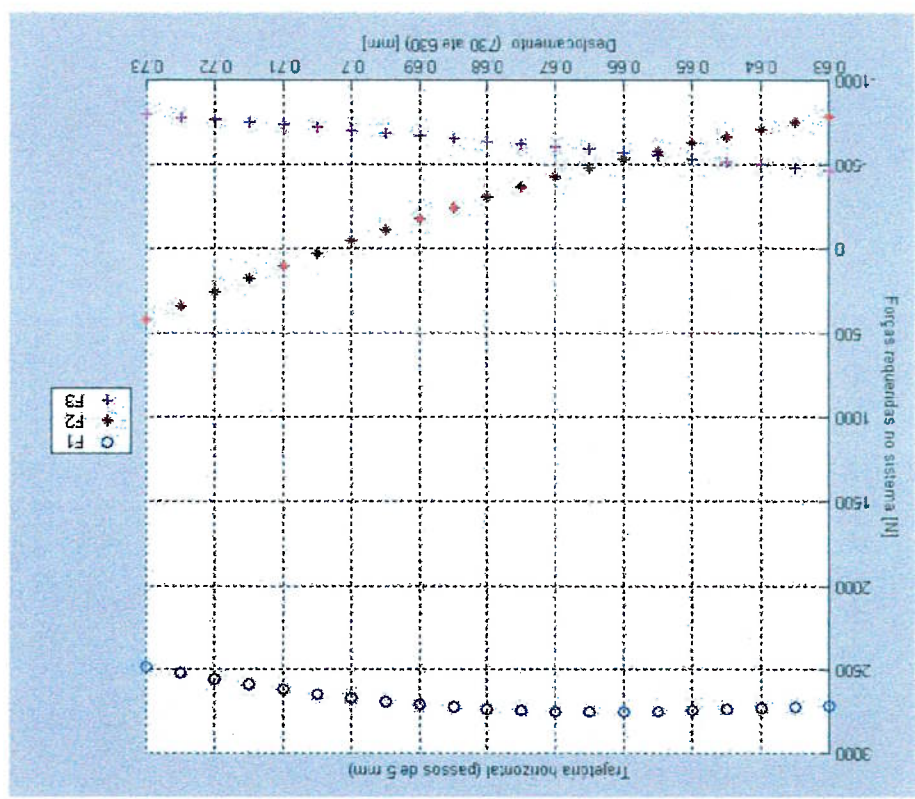


Fig. 5.7 - Forças de reação de tração das barras de ligação.



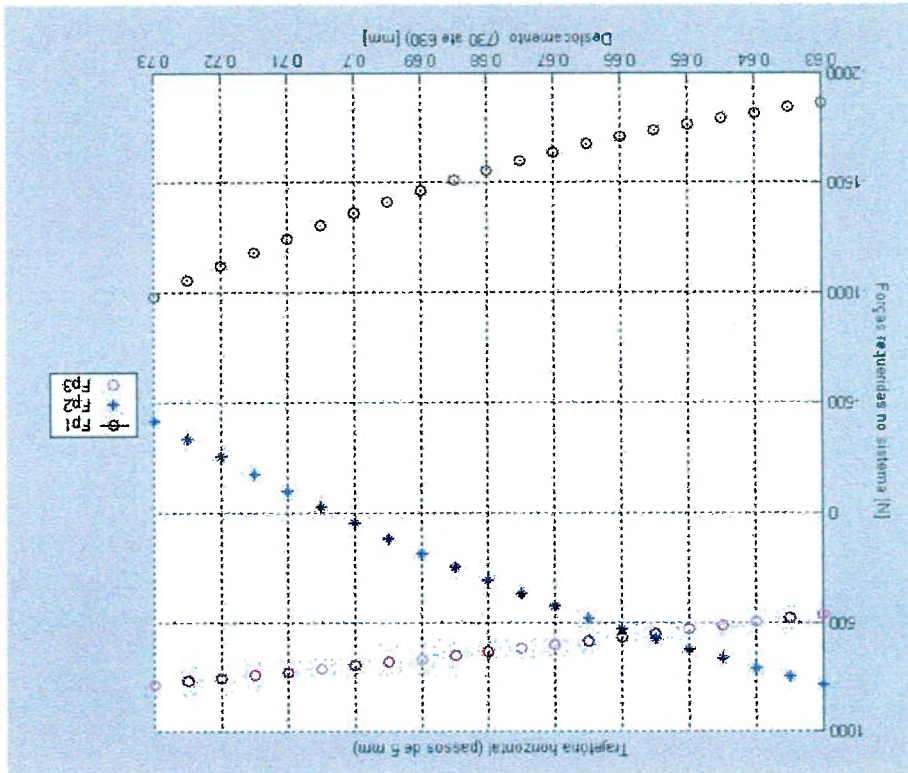


Fig. 5.8 - Forças de reação normal nos pistões .

Fig. 5.9 - Forças necessária dos atuadores.

## Capítulo 6 - DISCUSSÃO

Neste capítulo, são analisados diversos fatores que afetam a estrutura da máquina, bem como aqueles que afetam a qualidade do produto acabado, tendo em vista os resultados obtidos na avaliação do espaço de trabalho, na influência da interação ferramenta-peça sobre a estrutura do mecanismo, e estimativas qualitativas do comportamento desta estrutura frente à rigidez variável durante uma operação de usinagem.

### 6.1 - Fatores que afetam a estrutura da máquina

A fabricação de um determinado produto exige um planejamento do processo de produção. Normalmente para uma operação de usinagem, as fases de fabricação requerem uma análise específica no tipo de máquina adequada para atender a qualidade do componente a ser usinado. Parâmetros básicos de processo, tais como, velocidade de corte e avanço, força de corte requerida são necessários para se determinar a potência de usinagem.

O sucesso para obtenção das qualidades requeridas do produto no processo de usinagem vai depender também do Espaço de Trabalho (E.T.). De acordo com o modelo cinemático desenvolvido no capítulo 4, nota-se que parâmetros dimensionais como a distância entre as colunas que são a sede dos três atuadores, curso máximo vertical do fuso, comprimento das barras e posição relativa das juntas no órgão terminal, exercem influência sobre o tamanho do espaço de trabalho.

Se o perfil de usinagem exige uma maior varredura da ferramenta no sentido vertical, deverá ocorrer um aumento do espaço de trabalho neste sentido. Para que isto aconteça será necessária uma expansão do curso máximo vertical em cada coluna. Quando se aumenta somente o curso vertical, a partir dos valores do mecanismo atual (ver fig. 6.1) de 0,3 m, preservando-se o comprimento das barras e a mesa, obtêm-se o espaço de trabalho indicado pela fig. 6.2. Por outro lado, reduzindo-se o curso vertical de 0,2 m, resulta o espaço de trabalho apresentado na fig. 6.3.



Caso a exigência seja maior varredura da ferramenta no sentido horizontal, deverá ser aumentada a largura do E.T. e, para tanto, será necessário diminuir as distâncias entre as colunas. Quando se diminuir a distância entre a 1ª Coluna e a 2ª de 0,2 m e a distância entre a 2ª Coluna e a 3ª de 0,1 m, a partir dos valores do mecanismo atual (ver fig. 6.4), preservando-se o comprimento das barras e a mesa, obtém-se o espaço de trabalho indicado pela fig. 6.5. Por outro lado, aumentando-se a distância entre a 1ª coluna e a 2ª de 0,2 m e a distância entre a 2ª Coluna e a 3ª de 0,1 m, resulta o espaço de trabalho apresentado na fig. 6.6.

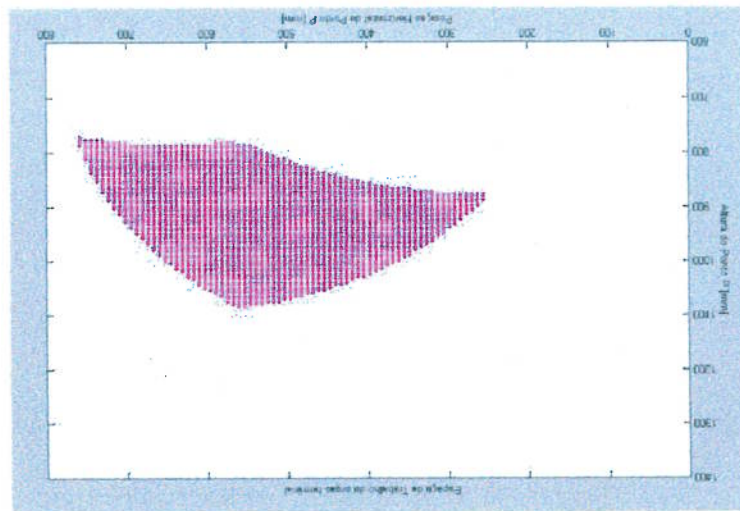


Fig. 6.1 – Espaço de trabalho do mecanismo original.

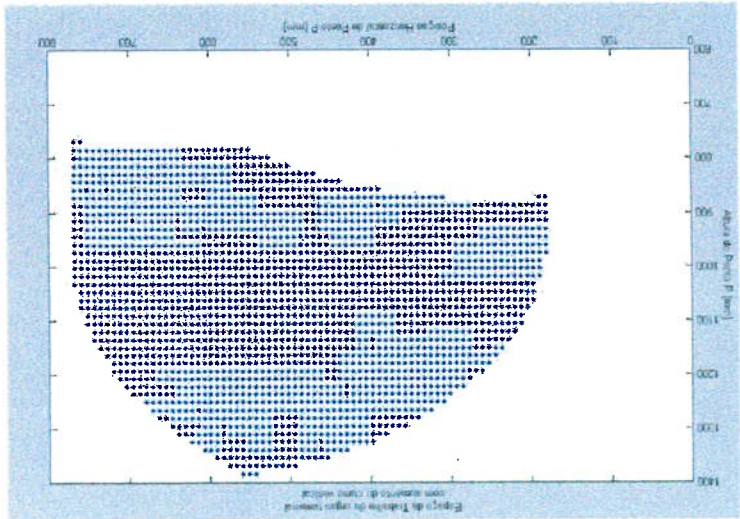


Fig. 6.2 – Espaço de trabalho com aumento do curso vertical.

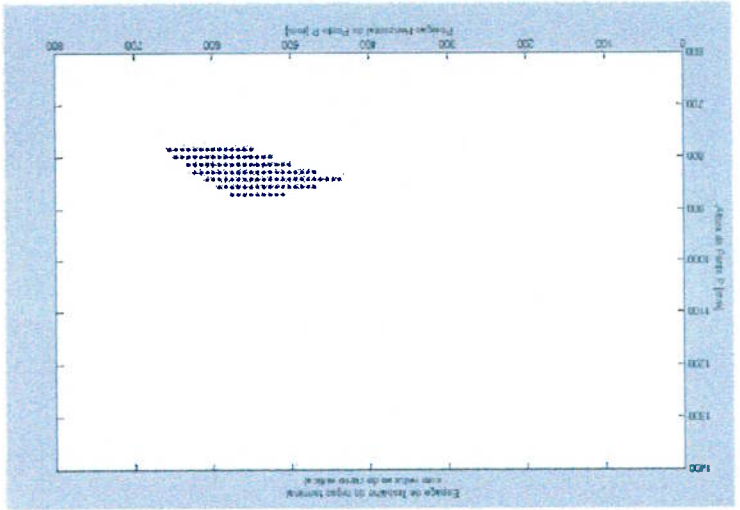


Fig. 6.3 – Espaço de trabalho com redução do curso vertical.

Fig. 6.6 – Espaço de trabalho com aumento da distância entre colunas.

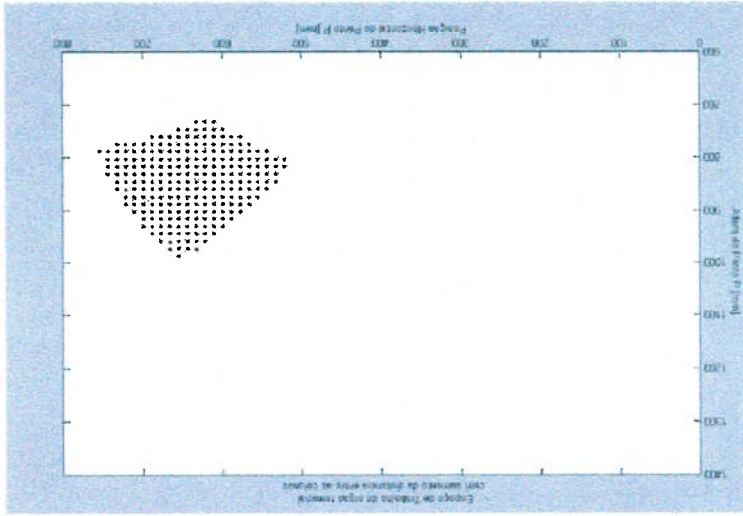


Fig. 6.5 – Espaço de trabalho com redução da distância entre colunas.

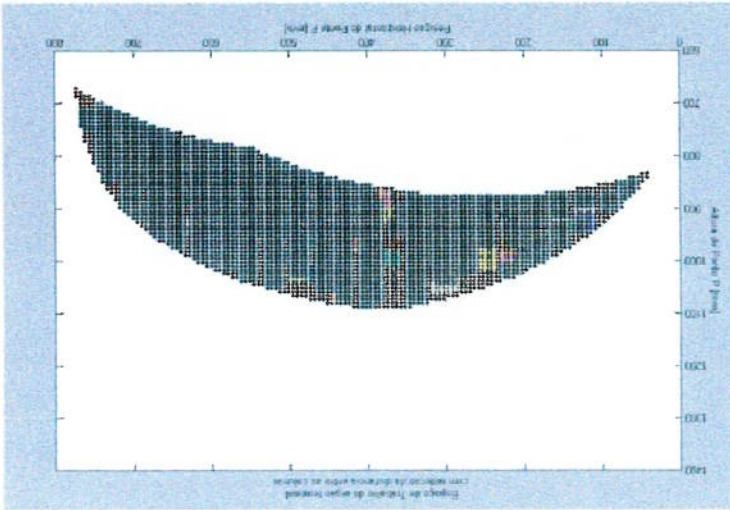
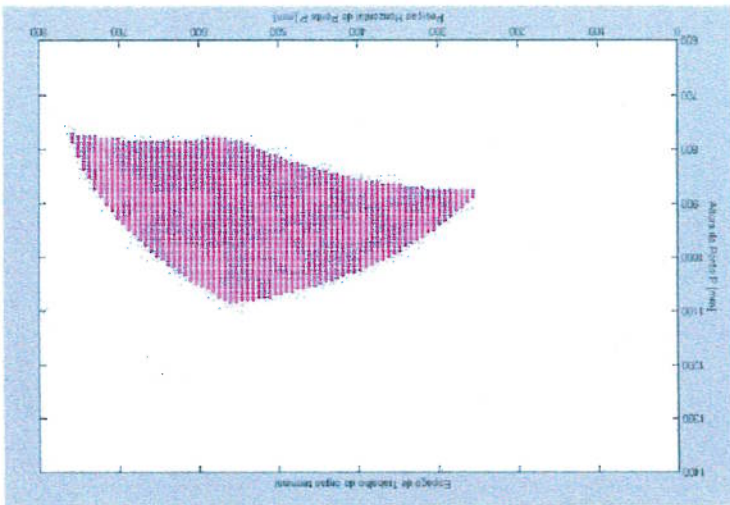


Fig. 6.4 – Espaço de trabalho do mecanismo original.



Na situação em que o tamanho da peça superar o do que o órgão terminal, isto incorrerá na readequação do tamanho da plataforma do órgão terminal para correta fixação da peça. Neste caso, seria necessário diminuir os comprimentos das barras (mantendo-se os demais parâmetros dimensionais inalterados) e, conseqüentemente, a área do espaço de trabalho e a capacidade angular se tornaria menores.

A estrutura atual do mecanismo paralelo como construído não atinge configurações singulares. Isto se deve ao espaço de trabalho ser limitado por restrições construtivas de movimentação de suas juntas, além do curso vertical e comprimento das barras de ligação. Desta forma, as singularidades ocorrem fora do espaço de trabalho disponível. No entanto, existe a possibilidade de atingimento das singularidades dependendo do comprimento das barras, das distâncias entre as colunas e posições relativas das juntas presentes no órgão terminal.

Quanto à decisão da posição da peça em relação à ferramenta no processo de usinagem, pode dizer que se a varredura de usinagem for preponderantemente maior no sentido horizontal, mantendo-se a estrutura cinemática, as configurações singulares serão improváveis. Ao contrário, se a varredura de usinagem for preponderantemente vertical, haverá a necessidade do aumento do comprimento das barras e, assim, os riscos de atingimento de singularidades aumentam.

Dependendo do tipo da peça a ser usinada, consegue-se decidir o posicionamento adequado do órgão terminal, de tal maneira a evitar uma singularidade. Desta forma, pode-se optar por uma varredura de usinagem vertical, horizontal ou mesmo em rampa, ou ainda uma combinação destas três, evitando-se o risco de singularidade, mas ao mesmo tempo, adequando a movimentação do órgão terminal a restrições de processo, como, por exemplo, as superfícies de referência principal na fixação da peça.

Na tabela 6.1, apresentam-se os principais fatores de processo que afetam o projeto da estrutura cinemática da máquina, bem como a sua interdependência de atributos do mecanismo. São incluídas também sugestões de ações para melhor atender os requisitos dimensionais da usinagem de um produto.

Tabela 6.1 - Fatores que afetam o projeto da estrutura da máquina

Elementos estruturais		Atributos	Distância entre as colunas	Curso vertical máximo	Comprimento das barras	Robustez	Potência instalada	Cota entre as juntas do órgão terminal	Espaço de Trabalho	Singularidades
Fatores	Tamanho da peça	+ altura (varredura vertical do corte)	Ações NA	Ações Aumentar	Ações Aumentar se necessário	Ações Aumentar se aumentar o peso	Ações Aumentar se necessário	resultado Depende do volume da peça	resultado Cresce conforme requerido	Risco baixo Improável
		+ largura (varredura horizontal do corte)	Aumentar	NA	Aumentar se manter o mesmo órgão terminal	idem	idem	idem	idem	NA
Tipo de usinagem	Tipo de ferramenta	Desbaste	NA	NA	NA	Depende do $a_r$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
		Acabamento	NA	NA	NA	Depende da qualidade de superfície exigida (Ra)	idem	idem	NA	NA
		Tamanho	NA	NA	NA	Depende do $a_r$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
		Geometria	NA	NA	NA	Depende do $a_r$ e da V. de corte e avanço	idem	idem	NA	NA
		Material	NA	NA	NA	Depende do aumento da aresta postíca	idem	idem	NA	NA

Legenda: NA – não aplicável.

Por outro lado, construtivamente, a adoção da cadeia RPR implica na utilização de componentes não-patronizados, prevendo-se o emprego de juntas especiais para oscilação de durabilidade.

Com relação à topologia, pode-se analisar as consequências de uma eventual modificação da estrutura cinemática estudada, de 3-PRR para 3-RPR. A presença de cadeias ativas do tipo RPR torna o mecanismo mais eficiente do ponto de vista da força transmitida dos atuadores para o órgão terminal, além de reduzir o atrito presente na junta “pistão-guia”. Em consequência destes fatores, tal arquitetura apresentará uma maior

Legenda: ND – não disponível.

Nome	Modelo	Volume do espaço de trabalho [mm <sup>3</sup> ]	Área vertical ocupada (largura x altura) [m <sup>2</sup> ]	Taxa - área vertical ocupada / Espaço de trabalho planar
Octahedral Hexapod	VOH -1000	1000x1000x1200 ±15°	ND	ND
Octahedral Hexapod	HOH -600	600x600x800 ±15°	ND	ND
Variax	Giddings - Lewis	630x630x630 ±25°	8,2 x 4,6	95,03
SMT Tricept	605	2000x1800x800	2,0 x 2,677	3,346
Eclipse	RP	170 x dia 150	3,5 x 2,15	295,09
Mecanismo Paralelo - USP	Sem restrição	1000x600x 1519	1 x 1,519	19,78
Mecanismo Paralelo -USP	Com restrição	1000x600x 1519	1 x 1,519	84,6

Tabela 6.2 – Parâmetros de comparação entre mecanismos paralelos

A título comparativo, foram coletados dados de algumas máquinas-ferramenta baseadas na arquitetura de mecanismo paralelo, importantes tanto no âmbito industrial como acadêmico. Na maioria das máquinas existentes, observa-se que a ferramenta e sua motorização se movem em relação à peça a ser usinada, mantida fixa, enquanto que no equipamento deste estudo, a peça a ser usinada move-se em relação à ferramenta em rotação. O critério comparativo escolhido foi o quociente entre a área vertical ocupada pela máquina como um todo e o espaço de trabalho disponível no plano vertical.

O perfil de usinagem depende do posicionamento em relação ao espaço de trabalho e sua capacidade angular, influí nas características de acabamento e realização da usinagem completa dentro da trajetória de usinagem definida.

Logo se a usinagem requerida indica uma usinagem na forma circular de até 80 graus de giro, seria necessário um cuidadoso planejamento para posicionar o arranjo ferramenta – peça na região onde o órgão terminal consiga realizar este giro. Observando a fig. 4.20 e a posição de P deve concentrar-se na faixa entre 600 a 680 mm na faixa horizontal e, verticalmente, na altura de 920 mm para o giro anti-horário (região vermelha) e na fig. 4.22

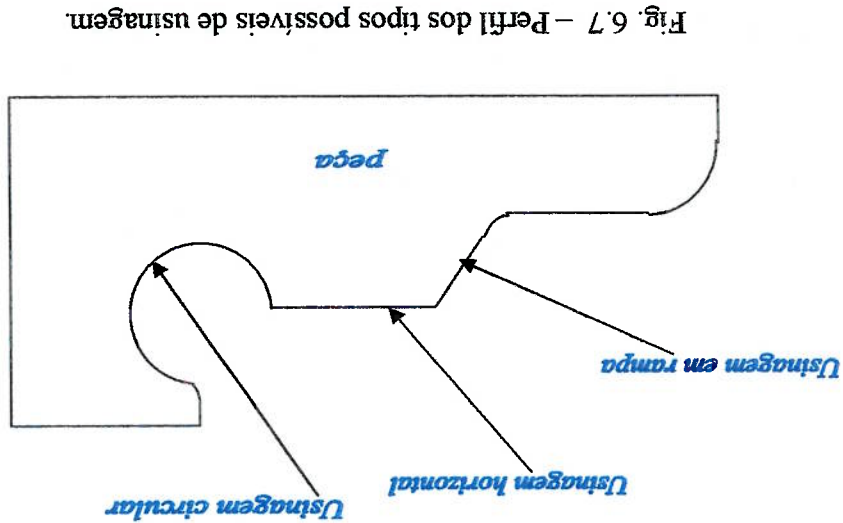


Fig. 6.7 – Perfil dos tipos possíveis de usinagem.

Como já estabelecido para esta arquitetura deste mecanismo em estudo, será exequível a usinagem de perfil (ver fig. 6.7), quando se utiliza uma fresa cilíndrica helicoidal. Esta escolha se deve em razão de que a estrutura do mecanismo é mais rígida nas direções vertical e horizontal, que corresponde às direções de atuação das forças de corte e avanço.

## 6.2 - Fatores que afetam a qualidade do produto.

angular dos atuadores em função da alteração de inclinação das barras (ou hastes) de comprimento variável, causando um aumento do custo final da máquina em decorrência da maior complexidade do projeto, fabricação e montagem do equipamento.

a posição de P deve concentrar-se na faixa entre 580 a 650 mm na faixa horizontal e, verticalmente, na altura de 920 mm para o giro horário (região azul a azul clara)

Nesta situação a mesa deve ter uma posição inicial com inclinação anti-horária de 50° completando os demais 30° no sentido horário. A aplicação com estes detalhes otimizará bastante as usinagens de elementos na peça com raios pequenos de curvatura da trajetória da ferramenta. Com raios bem maiores, guardando as devidas proporções, não haveria mais esta vantagem, e nesta situação o giro da mesa não seria tão significativo.

Há situações em que qualquer perfil que se encaixe na região de trabalho pode ser executado. Desde que os elementos da peça exijam uma trajetória de usinagem circular, em rampa, horizontal ou vertical e se encaixe dentro dos limites do espaço de trabalho a operação é perfeitamente exequível. Contudo, existem posições favoráveis devido à característica de rigidez variável do mecanismo. Geralmente, as regiões mais próximas dos limites do espaço de trabalho tornam-se mais instáveis durante a usinagem e, podem com isso, afetar as qualidades buscadas no processo tais como: rugosidade superficial e tolerância dimensional exigida do produto.

Contudo, há arranjos dentro do processo de usinagem que podem satisfazer um bom desempenho dentro do tempo objetivo procurado. Com relação ao tempo gasto na usinagem, o giro do eixo terminal, aparentemente, torna o processo mais rápido, porém a ausência deste giro, faz com que o mecanismo trabalhe com a sua rigidez estrutural máxima, longe da singularidades. O desbaste geralmente segue uma usinagem de qualidade ordinária e pode ser executada continuamente sem interrupção do processo mesmo que se aproxime das fronteiras do espaço de trabalho. A fase de acabamento com tolerâncias geométricas e rugosidades superficiais finas requer um arranjo que pode ser executado no mecanismo paralelo. Existem posições de usinagem onde as barras paralelas praticamente distribuem as forças resistentes entre elas e, portanto nestas posições possuem estabilidade e melhor ancoragem na rigidez. A região central do espaço de trabalho possui o curso de usinagem onde há os menores indícios de vibração e instabilidade da máquina.

Com isto podemos otimizar a operação no acabamento por trecho. O controle do equipamento permite uma rápida reconfiguração do sistema para reposicionamento dentro do espaço de trabalho onde a rigidez e estabilidade são mais favoráveis. Este



reposicionamento assegura o atingimento da rugosidade e tolerâncias mais fechadas nos elementos-chave da peça.

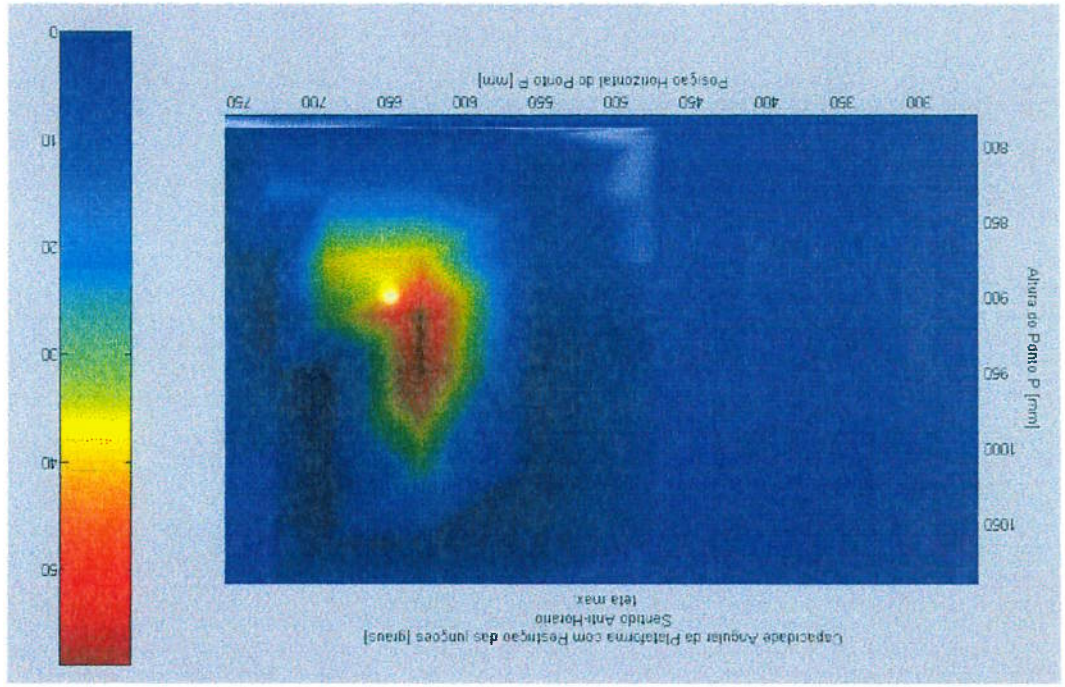


Fig. 4.20 – Relevo da capacidade angular com restrição das juntas (Anti – Horário)

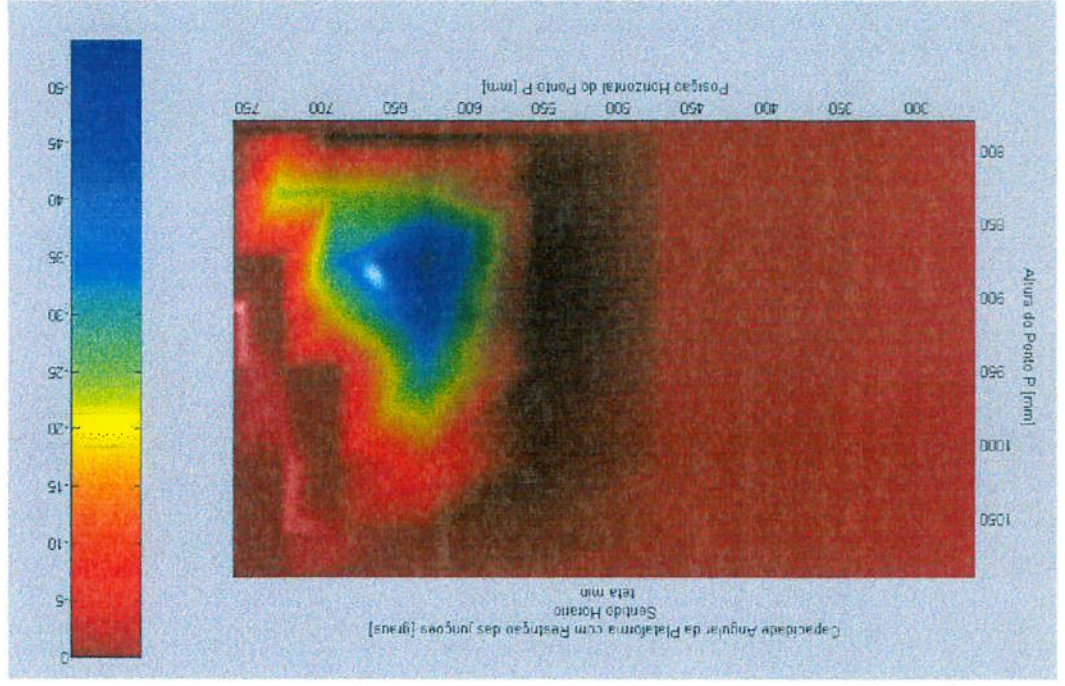


Fig. 4.22 – Relevo da capacidade angular com restrição das juntas (Horário)

As forças atuantes no mecanismo paralelo devidas à interação ferramenta-peça durante a operação de usinagem de fresamento foram também avaliadas. Elaborou-se um modelo computacional que permite calcular as forças atuantes em todas as peças do mecanismo, permitindo verificar sua resistência, bem como a força necessária nos atuadores.

A máquina analisada permite a usinagem de peças com perfis bastante complexos, em um único movimento relativo ferramenta-peça, diminuindo a necessidade de sucessivas paradas para novas preparações (fixação, referenciamento, utilização de um grande magazine de ferramentas, etc).

O levantamento do espaço de trabalho não se limitou à orientação constante e horizontal do órgão terminal, mas a sua capacidade angular foi também avaliada. Dependendo da posição, estes valores variam desde -50 (sentido horário) a 50 graus (sentido anti-horário).

O quociente entre a área vertical ocupada pela máquina como um todo e, o espaço de trabalho disponível no plano vertical, contempla um índice que o classifica dentro da faixa definida pelas máquinas que figuram entre as maiores do ramo.

Obteve-se o espaço de trabalho real disponível, com orientação constante e horizontal do órgão terminal, de um mecanismo paralelo respeitando suas restrições físicas, tais como, limites de movimentação das juntas, curso máximo vertical das colunas que alojam os fusos, as distâncias entre estas colunas e comprimento fixo das barras de ligação. A área total correspondente a este espaço equivale a 0,017954 m<sup>2</sup>.

## 7.1 – Principais conclusões da dissertação

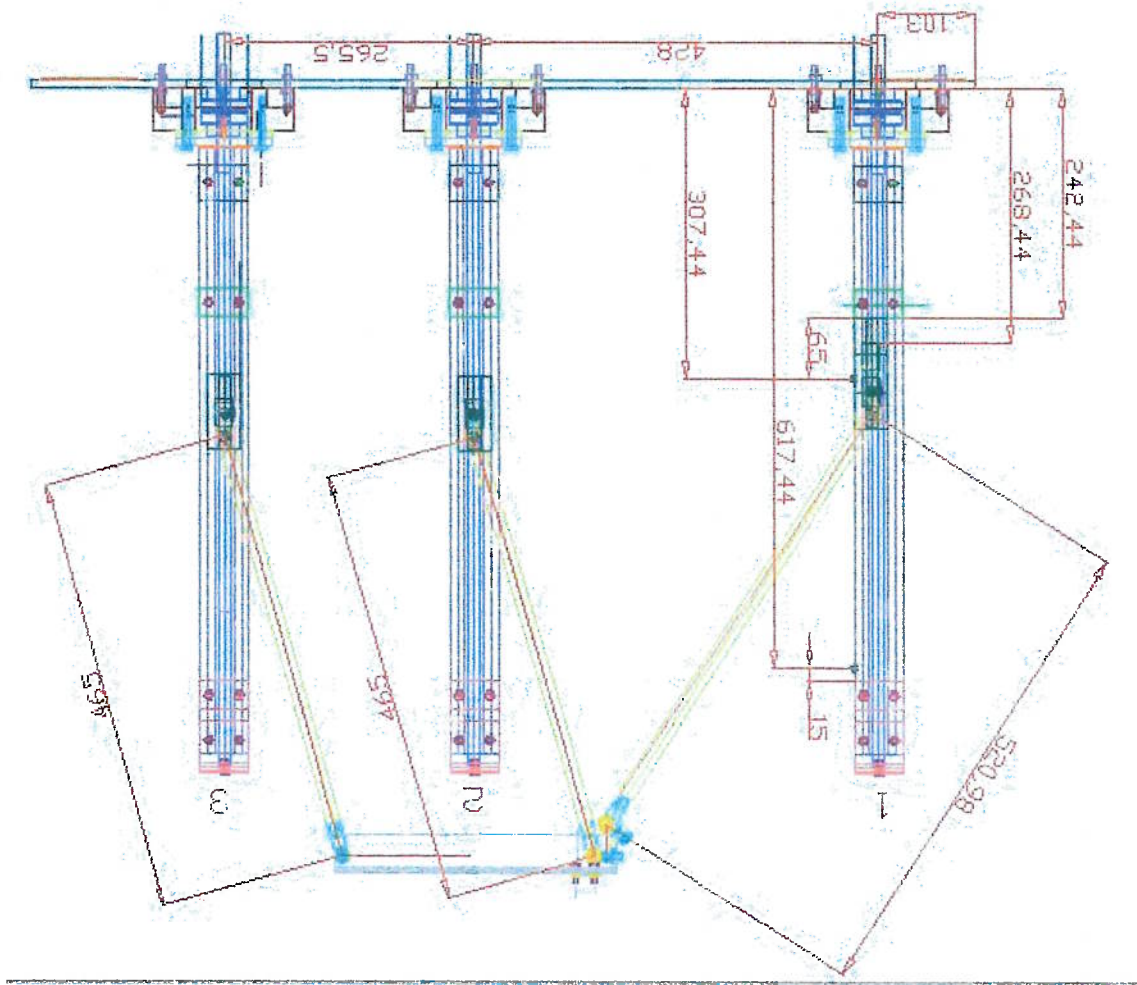
## Capítulo 7 – Conclusões

A dissertação inclui também uma série de recomendações para modificação da arquitetura original avaliada, tendo em vista o aumento do espaço de trabalho disponível, definição de trajetórias alternativas da peça em relação à ferramenta e eventual aumento da severidade do processo de usinagem.

## 7.2 – Sugestões de temas para pesquisas futuras

A aplicação industrial para um equipamento desta categoria levanta a necessidade de uma avaliação que aborde um modelo mais próximo do real, ou seja, um modelo 3D, e conste em suas pesquisas ensaios experimentais que contribuam profundamente na consolidação dos modelos virtuais. Desta forma, podem ser estudados os seguintes tópicos:

- a) Elaboração de um modelo cinemático tridimensional que permita avaliar o espaço de trabalho em 3D.
- b) Elaboração de um modelo tridimensional das forças de usinagem que permita avaliar as forças atuantes nas juntas e atuadores do mecanismo.
- c) Ensaios experimentais com vários tipos de trajetórias de usinagem, observando fenômenos como vibrações, robustez em função da penetração de trabalho, da velocidade de avanço e corte.
- d) Os objetivos destes ensaios são redimensionar o equipamento com estrutura de projeto que assegure um nível de produtividade competitivo a nível de mercado.



Anexo 1 – Vista lateral da estrutura com as dimensões principais

**Anexo 2 – Programa para levantamento do espaço de trabalho com orientação constante - mecanismo como construído**

```

% Mecanismo paralelo 3-PRR, cinemática reversa
% dados de entrada: parâmetros do mecanismo
% alteração estrutural na distância entre as colunas
% Distância d12 era 428 foi para d12=828 d13 era 428+265.5 foi para
d13=828+355.5
% barras eram L1=521; L2=465; L3=465 foi para L1=821; L2=765; L3=765
% Obs: estes dados correspondem ao mec. real
% data 7-6-2003, p/ q este prog funçione falta criar um loop + inserir
um if c/ duas condições simultâneas
clear all
d12=228; d13=428+265.5; L1=521; L2=465; L3=465; H1=450; H2=450; H3=450;
D_P1=[-149.63,-47.049,1]';
D_P2=[-129.57,-19.32,1]';
D_P3=[153.60,-11.32,1]';
N1=[103,0]'; N2=N1+d12*[1,0]'; N3=N1+d13*[1,0]';
n=100;
% n=5;
X_inf=200;
X_sup=900;
Y_inf=700;
Y_sup=1200;
delta_x=(X_sup-X_inf)/(n-1);
delta_y=(Y_sup-Y_inf)/(n-1);
for i=1:n
for j=1:n
% dados de entrada: coordenadas do orgão terminal
g(1)=X_inf+(i-1)*delta_x;
g(2)=Y_inf+(j-1)*delta_y;
theta=pi*0/180;
% equações
A_D_T=[cos(theta) -sin(theta) g(1); sin(theta) cos(theta) g(2); 0 0 1];
A_P1=A_D_T*D_P1;
h1=(A_P1(2)-N1(2))-sqrt(L1^2-(A_P1(1)-N1(1))^2);
M1=N1+h1*[0,1]';
A_P2=A_D_T*D_P2;
h2=(A_P2(2)-N2(2))-sqrt(L2^2-(A_P2(1)-N2(1))^2);
M2=N2+h2*[0,1]';
A_P3=A_D_T*D_P3;
h3=(A_P3(2)-N3(2))-sqrt(L3^2-(A_P3(1)-N3(1))^2);
M3=N3+h3*[0,1]';
% dados de saída: deslocamentos dos atuadores
% h1,h2,h3
avisol=1;
avisol=1;
avisol=1;
avisol=1;
avisol=1;
avisol=0;
% Nao deu certo if h1<0 or h1>400
avisol=0;
elseif h1>617.44
avisol=0;
end

```

```

elseif (A_P1(1)-N1(1))^2>=L1^2
end
avisol=0;
if h2<307.44
% Nao deu certo if h1<0 or h1>400
avisol=0;
elseif h2>617.44
avisol=0;
elseif (A_P2(1)-N2(1))^2>=L2^2
avisol=0;
end
if h3<307.44
% Nao deu certo if h1<0 or h1>400
avisol=0;
elseif h3>617.44
avisol=0;
elseif (A_P3(1)-N3(1))^2>=L3^2
avisol=0;
end
avisol=avisol1*avisol2*avisol3;
if avisol==1
plot(g(1),g(2),'.m')
title({'Espaço de Trabalho do orgao terminal '})
xlabel('Posição Horizontal do Ponto P [mm]')
ylabel('Altura do Ponto P [mm]')
hold on
end
% dados de saída: coordenadas das juntas
% A_P1,A_P2,A_P3,M1,M2,M3
end
end

```

**Anexo 3 – Programa para determinação das forças nas peças móveis do mecanismo devidas à influência das forças de usinagem**

```

%Início
%DISPOSITIVO ROBÓTICO PARA USINAGEM => Estudo das forças para usinagem
com trajetória em rampa.
% Programa desenvolvido por Guilherme Raszi em 14/09/2002 para
que se realize as análises cinemática reversa e estática de um
M.P.C.P
% Mecanismo Posicionador de Cinemática Paralela, plano, com 3 graus
de
% liberdade, com atuadores lineares
%
% Cinemática reversa de posicao
% variáveis de entrada:
Fus,ang,teta,beta,b1x,b2x,b3x,rcl,rcl,r2,r1,r2,r3,l1,l2,l3,gx,gz.
%
% teste dinâmico de 41 passos de 15 mm
% Fus=440 N ;ang=0 ;teta= ;beta=25.84 graus;b1x=0.103 ; b2x=0.531;
b3x=0.7965; rcl=0.033 ;rc2=0.1179669; r1=0.146; r2=0.133;
b3x=0.135; l1=0.525; l2=0.465; l3=2.465.
clear all
%Fus=input('entrar com a força de usinagem requerida=')
Fus=2238.5;
ang=0;
teta=(ang*pi/180);
f1=(l6*pi/180);
b1x =0.103;
b2x =0.531;
b3x =0.7965;
rc1=0.04704;
rc2=0.09983;
r1=0.14963;
r2=0.12957;
r3=0.15360;
l1=0.520;
l2=0.465;
l3=0.465;
rx=0.730;
rz=0.860;
for i=1:21;
gx(i)=0.730-0.005*(i-1);
gy=0;
gz(i)=0.860;
p1x(i)=-r1*cos(ang*pi/180)+(rc1+rc2)*sin(ang*pi/180)+gx(i);
p1y=0;
p1z(i)=-r1*sin(ang*pi/180)-(rc1+rc2)*cos(ang*pi/180)+gz(i);
p2x(i)=-r2*cos(ang*pi/180)+rc2*sin(ang*pi/180)+gx(i);
p2y=0;
p2z(i)=-r2*sin(ang*pi/180)-rc2*cos(ang*pi/180)+gz(i);
p3x(i)=r3*cos(ang*pi/180)+rc2*sin(ang*pi/180)+gx(i);

```

```

p3y=0;
p3z(t)=r3*sin(ang*p1/180)-rc2*cos(ang*p1/180)+gz(t);
end
for t=1:21;
h1(t)=p1z(t)-sqrt(((11)^2)-((b1x-p1x(t))^2));
h2(t)=p2z(t)-sqrt(((12)^2)-((b2x-p2x(t))^2));
h3(t)=p3z(t)-sqrt(((13)^2)-((b3x-p3x(t))^2));
end
for t=1:21;
u1x(t)=(h1(t)-p1z(t))/sqrt((b1x-p1x(t))^2+(h1(t)-
p1z(t))^2);
u2x(t)=(h2(t)-p2z(t))/sqrt((b2x-p2x(t))^2+(h2(t)-
p2z(t))^2);
u3x(t)=(h3(t)-p3z(t))/sqrt((b3x-p3x(t))^2+(h3(t)-
p3z(t))^2);
u1z(t)=(h1(t)-p1z(t))/sqrt((b1x-p1x(t))^2+(h1(t)-
p1z(t))^2);
u2z(t)=(h2(t)-p2z(t))/sqrt((b2x-p2x(t))^2+(h2(t)-
p2z(t))^2);
u3z(t)=(h3(t)-p3z(t))/sqrt((b3x-p3x(t))^2+(h3(t)-
p3z(t))^2);
for m=1:9;
for n=1:9;
L(m,n)=0;
L(1,1)=u1x(t);
L(1,2)=u2x(t);
L(1,3)=u3x(t);
L(2,1)=u1z(t);
L(2,2)=u2z(t);
L(2,3)=u3z(t);
L(3,2)=((p2z(t)-p1z(t))*u2x(t)-(p2x(t)-
p1x(t))*u2z(t));
L(3,3)=((p3z(t)-p1z(t))*u3x(t)-(p3x(t)-
p1x(t))*u3z(t));
end
for m=1:9;
L(4,1)=-u1x(t);
L(4,4)=1;
L(5,2)=-u2x(t);
L(5,6)=1;
L(6,3)=-u3x(t);
L(6,8)=1;
L(7,1)=-u1z(t);
L(7,5)=1;
L(8,2)=-u2z(t);
L(8,7)=1;
L(9,3)=-u3z(t);
L(9,9)=1;
end
Fe(1,1)=-Fus*cos(teta+fi);
Fe(2,1)=-Fus*sin(teta+fi);
Fe(3,1)=-((rz-p1z(t))*cos(teta+fi))-((rx-
p1x(t))*sin(teta+fi))*Fus;
Fe(3,1)=-((rz-p1z(t))*cos(teta+fi))+((rx-
p1x(t))*sin(teta+fi))*Fus;
end

```



```

Fe(4,1)=0;
Fe(5,1)=0;
Fe(6,1)=0;
Fe(7,1)=0;
Fe(8,1)=0;
Fe(9,1)=0;

lf l==1 X(:,1)=lnv(L)*Fe;end
lf l==2 X(:,2)=lnv(L)*Fe;end
lf l==3 X(:,3)=lnv(L)*Fe;end
lf l==4 X(:,4)=lnv(L)*Fe;end
lf l==5 X(:,5)=lnv(L)*Fe;end
lf l==6 X(:,6)=lnv(L)*Fe;end
lf l==7 X(:,7)=lnv(L)*Fe;end
lf l==8 X(:,8)=lnv(L)*Fe;end
lf l==9 X(:,9)=lnv(L)*Fe;end
lf l==10 X(:,10)=lnv(L)*Fe;end
lf l==11 X(:,11)=lnv(L)*Fe;end
lf l==12 X(:,12)=lnv(L)*Fe;end
lf l==13 X(:,13)=lnv(L)*Fe;end
lf l==14 X(:,14)=lnv(L)*Fe;end
lf l==15 X(:,15)=lnv(L)*Fe;end
lf l==16 X(:,16)=lnv(L)*Fe;end
lf l==17 X(:,17)=lnv(L)*Fe;end
lf l==18 X(:,18)=lnv(L)*Fe;end
lf l==19 X(:,19)=lnv(L)*Fe;end
lf l==20 X(:,20)=lnv(L)*Fe;end
lf l==21 X(:,21)=lnv(L)*Fe;end
lf l==22 X(:,22)=lnv(L)*Fe;end
lf l==23 X(:,23)=lnv(L)*Fe;end
lf l==24 X(:,24)=lnv(L)*Fe;end
lf l==25 X(:,25)=lnv(L)*Fe;end
lf l==26 X(:,26)=lnv(L)*Fe;end
lf l==27 X(:,27)=lnv(L)*Fe;end
lf l==28 X(:,28)=lnv(L)*Fe;end
lf l==29 X(:,29)=lnv(L)*Fe;end
lf l==30 X(:,30)=lnv(L)*Fe;end
lf l==31 X(:,31)=lnv(L)*Fe;end
lf l==32 X(:,32)=lnv(L)*Fe;end
lf l==33 X(:,33)=lnv(L)*Fe;end
lf l==34 X(:,34)=lnv(L)*Fe;end
lf l==35 X(:,35)=lnv(L)*Fe;end
lf l==36 X(:,36)=lnv(L)*Fe;end
lf l==37 X(:,37)=lnv(L)*Fe;end
lf l==38 X(:,38)=lnv(L)*Fe;end
lf l==39 X(:,39)=lnv(L)*Fe;end
lf l==40 X(:,40)=lnv(L)*Fe;end
lf l==41 X(:,41)=lnv(L)*Fe;end
end
figure;
for l=1:21;
gx(l)=0.730-0.005*(l-1);
gy=0;
gz(l)=0.860;
%subplot(1,2,1);
axis equal;
axis square;

```

```

grid hold on
%
plot(gx(1),X(1:1,1),'bo',gx(1),X(2:2,1),'r*',gx(1),X(3:3,1),'m+',
      ,X(5:5,1),'k-o',gx(1),X(7:7,1),'b*',gx(1),X(9:9,1),'mo',
      % plot(gx(1),X(4:4,1),'yo',gx(1),X(6:6,1),'g+',gx(1),X(8:8,1),'c*',
      % plot(gx(1),X(1:1,1),'-',');
plot(gx(1),X(5:5,1),'k-o',gx(1),X(7:7,1),'b*',gx(1),X(9:9,1),'mo')
title('Trajetória horizontal (passos de 5 mm)')
xlabel('Deslocamento (730 ate 630) [mm]')
ylabel('Forças requeridas no sistema [N]')
legend('fp1','fp2','fp3');
%,'N1','fp1','fp2','N3','fp3');
hold on
% subplot(1,2,2);
%
plot(gx(1),X(1:1,1),'bo',gx(1),X(2:2,1),'r*',gx(1),X(3:3,1),'m+',
      ,X(4:4,1),'yo',gx(1),X(5:5,1),'k-
      o',gx(1),X(6:6,1),'g+',gx(1),X(7:7,1),'b*',gx(1),X(8:8,1),'c*',
      ,X(9:9,1),'mo');
% plot(gx(1),X(1:1,1),'*',
      % plot(gx(1),X(2:2,1),'*',
      % plot(gx(1),X(3:3,1),'*',
      % plot(gx(1),X(4:4,1),'*',
      % plot(gx(1),X(5:5,1),'*',
      % plot(gx(1),X(6:6,1),'*',
      % plot(gx(1),X(7:7,1),'*',
      % plot(gx(1),X(8:8,1),'*',
      % plot(gx(1),X(9:9,1),'*');
% title('Ampliação')
% xlabel('Deslocamento da mesa [m]');
% ylabel('Forças no sistema [N]');
% axis equal;
% hold on;
% grid
for j=1:21;
    Xaux=X(:,j)/j;
end
end hold off
pause(.01);
end
%F1=X(1,1)
%F2=X(2,1)
%F3=X(3,1)
%N1=X(4,1)
%Fp1=X(5,1)
%N2=X(6,1)
%Fp2=X(7,1)
%N3=X(8,1)
%Fp3=X(9,1)

```

PARENTI-CASTELLI, V.; DI GREGORIO, R., Determination of the actual

configuration of the general Stewart platform using only one additional sensor. Journal of Mechanical Design. Transactions of the ASME, vol. 119, 1999, pp 21-25.

SEON-JOONG RYU, JIN WOOK KIM, JAE CHUL HWANG, CHANGBEOM PARK, HAN SANG CHO, KIH A LEE, YONGHOON LEE, U. CORNELL, F.C. PARK, JONGWON KIM, ECLIPSE : An Overactuated Parallel Mechanism for Rapid Machining, 1998 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, U.S.A, vol. 8, pp 681-689, 1998.

SOUZA, C. H. J. Análise da Posição e orientação da Plataforma de Stewart tipo 3-3 em função de erros nos atuadores", *Dissertação de Mestrado*, Universidade Federal de Uberlândia, 1997.

TSAI, L.-W., *Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators*, John Wiley & Sons, New York, 1999.

WECK, E. H. M. The hexapod principle, Laboratory for Machine tools and production engineering at Aachen University of Technology, 1997.

WECK, E. H. M., SCHUMACHER, A. Machine tools for high speed machining, Laboratory for Machine tools and production engineering at Aachen University of Technology, 1998.

WITTE, H. *Werkzeugmaschinen*, Copyright by Vogel Verlag und Druck KG Wurzburg, Germany, 1998.

Anexo 3 - Tabela da Kienzle: Pressão específica de corte

TABELA DE KIENZLE

MATERIAL	DIN	SAE	Kg/mm <sup>2</sup> N/mm <sup>2</sup>	HB	Kg/mm <sup>2</sup> N/mm <sup>2</sup>	Dureza					
						>0	<0				
		Kg/mm <sup>2</sup> N/mm <sup>2</sup>		Kg/mm <sup>2</sup> N/mm <sup>2</sup>		KSI					
1	SA 42.11		até 45	120	6	180	1765 -6	195	1912	0.16	
2	SI 50.11		52	510	146	6	199	1952 -6	205	2010	0.26
3	SI 60.11		62	608	174	6	211	2049 -6	220	2158	0.17
4	SI 70.11		72	706	202	6	226	2216 -6	230	2256	0.30
5	C 45 - CK 45		67	657	188	6	222	2177 -6	230	2256	0.14
6	C 60 - CK 60		77	755	216	6	213	2089 -6	220	2158	0.18
7	Mn Cr 5		77	755	216	6	210	2059 -6	220	2158	0.26
8	18 Cr Ni 6		63	618	177	6	226	2216 -6	230	2256	0.30
9	34 Cr Mo 4		60	588	168	6	224	2197 -6	230	2256	0.21
10	42 Cr Mo 4		73	716	205	6	250	2452 -6	260	2550	0.26
11	50 Cr V 4		60	588	168	6	222	2177 -6	230	2256	0.26
12	EC MO 60		59	579	165	6	229	2246 -6	240	2354	0.17
13	Acos Cr Ni Mn	Beneficiado	100	981	280	6	238	2334 -6	246	2413	0.20
14	Acos Cr Mo	Beneficiado	140	1373	386	6	262	2569 -6	275	2697	0.27
15	Acos Inox		312-314-318	70	686	6	258	2530			0.17
16	Acos Duros Mn	Hori Field				6	336	3295 -6	340	3334	0.22
17	Fofo duro		46 Rc	2	206	2	2020				0.19
18	Fofo duro		55 Rc	2	243	2	2383				0.19
19	Aço Fund.GS 45		50	490	140	6	180	1800 -6	180	1765	0.17
20	Aço Fund.GS 52		70	686	196	6	186	1824			0.16
21	Fofo GG 14		160	1569	426	2	95	932			0.20
22	Fofo GG 26		200	1961	511	2	116	1138			0.26
23	Fofo GI(W.M.GTS)		180	1765	469	2	120	1177			0.22
24	Bronze fundido					2	180	1765			0.16
25	Laitão					2	65	637			0.24
26	Laitão FC		120	1177	336	2	78	765			0.19
27	Al fundido		42	412	118	6	65	637			0.24
28	Ligas Magnésio					2	28	275			0.19
29	55Ni Cr Mo V 6	ASTM	94	922	263	6	174	1706 -6	180	1765	0.24
30	55Ni Cr Mo V 6	A 291-55 K 8	36	353	102	6	192	1883 -6	200	1961	0.24
31		Mechanic A				2	127	1245			0.26
32	210 Cr 46	Agos p/ ferr.				6	210	2059 -6	220	2158	0.26
33	Fofo Esferoid					2	130	1275			0.26
34	Fofo GG 30		250	2452	602	2	120	1177			0.26

VALORES DE KSI PARA USINAGEM COM METAL DURO

PARA AÇO RÁPIDO, MULTIPLICAR OS VALORES TABELADOS POR 1,3.

REFERENTE : VELOCIDADES DE CORTE E AVANÇOS.  
 FRESAMENTO  
 FERRAMENTAS DE H.S.  
 NIF-013  
 Pág. 1 de 3

Anexo 4 - NIF - 013 - Velocidades de corte e avanços no fresamento

VELOCIDADE DE CORTE em M/MIN		AVANÇO POR VOLTA EM MM	
MATERIAL A SER USADO	FRESAS CILÍNDRICAS Módulo 1 ou mais DM 844, 842, 1823 PR-005	FRESAS DE TORO DM 1880, 841 DM-088-3,5 mm	FRESAS COM 1 ou mais Cortes Retos ou Angulares DM 854, 858, 847 PR-02
Aço 60 kg/mm <sup>2</sup>	12 - 18	0,8 - 1,6	0,08 - 0,16
Aço 60 kg/mm <sup>2</sup>	12 - 18	0,5 - 1,2	0,07 - 0,1
Aço 110 kg/mm <sup>2</sup>	10 - 14	0,4 - 0,8	0,04 - 0,06
Aço Fundido	12 - 18	0,8 - 2,0	0,08 - 0,15
Foto Metalúrgico	12 - 18	0,8 - 2,0	0,08 - 0,15
Foto 300 HB	15 - 20	0,8 - 1,6	0,1 - 0,20
Foto 200 HB	10 - 15	0,4 - 1,0	0,04 - 0,08
Lado Branco	30 - 50	0,8 - 1,6	0,08 - 0,15
Alumina	200 - 300	300 - 500	200 - 400
Duquelino	150 - 200	250 - 400	200 - 400
Micas Leves	200 - 400	400 - 600	300 - 400

$$N_c = \frac{M_1 \times n}{716200} \text{ (cv)}$$

$$l_c = \frac{l}{v} \times i$$

$$l_c = \frac{D}{2} \times \text{sen} \phi_{\text{max}} + l_p + f_1 + f_2$$

$$K_{M1} = K_{M2} \times h_m^2$$

$$h_m = \frac{180 \times \text{ad} \times \text{cose} \times (\text{cos} \phi_2 - \text{cos} \phi_1)}{\pi \times (\phi_2 - \phi_1)}$$

$$F_2 = K_{M2} \times \text{ad} \times \text{cose} \times \frac{D}{2} \times (\text{cos} \phi_2 - \text{cos} \phi_1)$$

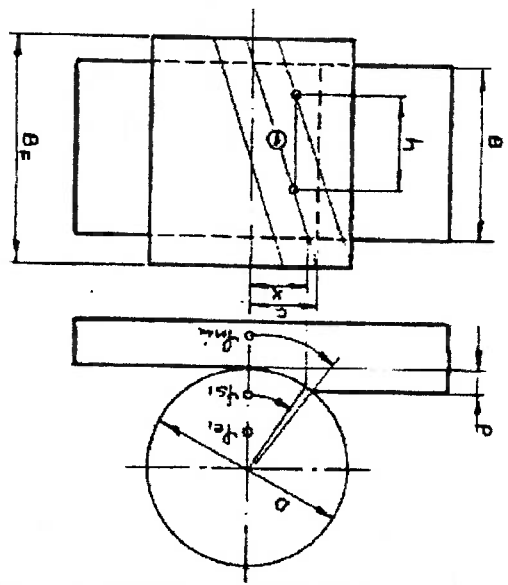
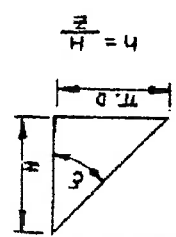
$$F_1 = K_{M1} \times \text{ad} \times \frac{\text{cos}^2 \epsilon}{D} \times \frac{D}{2} \times (\text{cos} \phi_2 - \text{cos} \phi_1)$$

$$M_T = \sum F_{Ri} \times \frac{D}{2}$$

$$F_{T \text{ max}} = \frac{2 M_{T \text{ max}}}{D}$$

$$M_{T \text{ max}} = \frac{716200 \times N_c \times \tau}{n} \text{ kgf. mm}$$

$f_{e1} = 0$   
 $\text{se } x > c \Rightarrow f_{s1} = f_{\text{max}}$   
 $x = B - \frac{h}{2} \epsilon$   
 $c = \frac{2}{D} \cdot \text{sen} f_{\text{max}}$   
 $h < B \Rightarrow \text{2 dentes em contato}$   
 $h \geq B \Rightarrow \text{1 dente}$



FRESAMENTO CILINDRICO HELICOIDAL

NIF-033 Pág. 2 de 3	FORMULÁRIO FRESAM. CILINDRICO HELICOIDAL	
	REFERENTE :	

## Referências Bibliográficas

- BHATTACHARYA, S.; HATWAL, H.; GOSH, A., Comparison of an exact and an approximate method of singularity avoidance in platform type parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 33, no. 7, 1998, pp 965-974.
- BONASSI, L. V. *Normas internas da fabricação*. NIF-0033 Publicação da Faculdade de Engenharia Industrial, 2003.
- BONEV, I.; RYU, J., A geometrical method for computing the constant-orientation workspace of 6-PRRS parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 36, 2001a, pp 1-13.
- BONEV, I.; RYU, J., A new approach to orientation workspace analysis of 6-DOF parallel manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 36, 2001b, pp 15-28.
- BROGÅRDH, T. PKM Research - Important Issues, as seen from a Product Development Perspective at ABB Robotics. In Proceedings of the WORKSHOP on *Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators* October 3-4, 2002, Quebec City, Quebec, Canada, 2002, p 68-82.
- COELHO, T. A. H. et al., A prototype of a contour milling machine based on a parallel kinematic mechanism, International Symposium on Robotics, 32, ISR 2001: proceedings. Seoul : International Federation of Robotics, 2001
- CRAIG, J. J. *Introduction to robotics: mechanics and control*, 2<sup>nd</sup> edition, 1986

- DINIZ, A., MARCONDES, F. C., COPPINI, N. L. Tecnologia da usinagem dos materiais, 3ª Ed., São Paulo, Artliber Editora, 2001
- FERRARESI, D. Fundamentos da usinagem dos metais, Editora Edgar Blücher, 1970.
- GOSSELIN, C. M., BOUDREAU, R. The synthesis of planar parallel manipulators with a genetic algorithm. Journal of Mechanical Design. Transactions of the ASME, vol. 121, 1999, pp 533-537.
- HUANG, T.; WHITEHOUSE, D. J.; WANG, J., The local dexterity, optimal architecture and design criteria of parallel machine tools. Annals of the CIRP, vol. 47, 1, 1998, pp 347-351.
- HUNT, K. H., Structural kinematics of in-parallel-actuated robot arms. Journal of Mechanisms, Transmission and Automation in Design. Transactions of the ASME, vol. 105, 1983, pp 705-712.
- KHOL, R., "A machine tool built from mathematics", *American Machinist*, October, 1994, p 53-55.
- KURTZ, R.; HAYWARD, V., Multiple-goal kinematic optimization of a parallel spherical mechanism with actuator redundancy. IEEE Transactions on Robotics and Automation, vol. 8, no.5, 1992, pp 644-651.
- MERLET, J. P. *Parallel robots*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2000
- MORAES, D.T.B., BOCCZO, M. Plataforma móvel baseada em um mecanismo de cinemática paralela para aplicações em lazer e entretenimento, Trabalho de Formatura, EPUSP, 2000.