

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**SÍNTESE ANALÍTICA INTERATIVA DE MECANISMOS ARTICULADOS
PLANOS PARA 2, 3, 4 E 5 POSIÇÕES MULTIPLAMENTE SEPARADAS**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

DANIEL MARTINS

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 1993

**SÍNTESE ANALÍTICA INTERATIVA DE MECANISMOS ARTICULADOS
PLANOS PARA 2, 3, 4 E 5 POSIÇÕES MULTIPLAMENTE SEPARADAS**

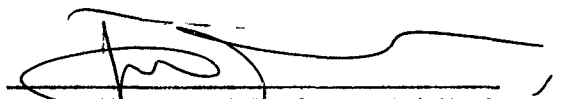
DANIEL MARTINS

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI CONSIDERADA ADEQUADA PARA A
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE**

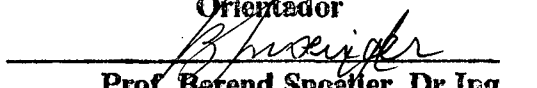
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO PROJETO MECÂNICO




Prof. José Carlos Zanini, Ph.D. ¹
Orientador

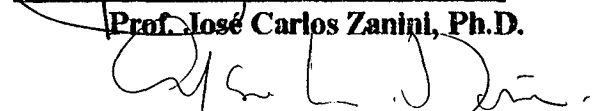


Prof. Berend Snoeffer, Dr. Ing
**Coordenador da Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica**


Apresentada perante a banca examinadora composta pelos seguintes professores:



Prof. José Carlos Zanini, Ph.D.



Prof. Celso Melchíades Dória, Ph.D.



Prof. Raul Guenter, Dr.

À MINHA MÃE LURDES E
À MINHA ESPOSA ANDRÉIA

AGRADECIMENTOS

-Ao Prof. José Carlos Zanini pela orientação do trabalho e, principalmente, pelos estreitos laços de amizade e admiração provenientes de uma convivência extremamente agradável.

-Aos meus amigos que me deram o apoio necessário para seguir em frente. Em especial para o Gunther J. Eble, Ronaldo da Silva, Samuel L. de Abreu, Leandro Benítez, Bráulio Benítez e Anley da Silva.

-Ao CNPq pela concessão da bolsa de estudos durante o curso.

-Ao pessoal do NPD pelo apoio técnico. Em especial ao Wilson Wronski, Edson Melo e o meu amigo Ubirajara de Oliveira.

-Aos meus irmãos Luciano e Jorge Luiz.

-A todos os professores desta Universidade pelo muito que me ensinaram. Em especial para os Profs. Arno Blass, Carlos Selke, Sérgio Colle e Lauro Nicolazzi.

-Ao Prof. Celso Dória pela co-orientação na parte das cúbicas.

ÍNDICE ANALÍTICO

1 - Introdução	1-1
1.1 Contextualização.....	1-1
1.2 Revisão Histórico-Bibliográfica.....	1-1
1.3 Objetivo do Trabalho.....	1-3
1 - Introdução	1-1
1.1 Contextualização.....	1-1
1.2 Revisão Histórico-Bibliográfica.....	1-1
1.3 Objetivos do Trabalho.....	1-3
2 - Duas Posições Multiplamente Separadas	2-1
2.1 Teoria PMS para Duas Posições.....	2-1
2.1.1 Introdução à Teoria PMS.....	2-1
2.1.2 Duas Posições Finitamente Separadas (2PFS).....	2-3
2.1.3 Duas Posições Infinitesimalmente Separadas (2PIS).....	2-4
2.1.4 Os Coeficientes Generalizados A3l , A4l e A5l.....	2-6
2.2 O Problema da Inversão Geométrica em 2PFS.....	2-7
2.2.1 Definição do Problema.....	2-7
2.2.2 O Caso de Duas Posições Finitamente Separadas.....	2-10
2.2.3 Retas de Filemon.....	2-14
3 - Três Posições Multiplamente Separadas	3-1
3.1 Teoria PMS para Três Posições.....	3-1
3.1.1 O Sistema Especial De Referência (SER).....	3-2
3.1.2 Transformação de Curvatura em 3PMS.....	3-3
3.2 Deslocamentos angulares nos pivôs.....	3-5
3.2.1 Análise da capacidade de rotação nos pivôs de mecanismos Grashof.....	3-5
3.2.2 Faixa de Rotação nos Pivôs Móveis : Inversão Geométrica.....	3-8
3.2.3 Faixa de Rotação nos Pivôs Fixos : Segundo Diagrama de Círculos.....	3-10
4 - Quatro Posições Multiplamente Separadas (4PMS)	4-1
4.1 Teoria PMS para quatro posições.....	4-1
4.2 Inversão Geométrica em 4PFS.....	4-2
4.2.1 Escolha do pivô móvel da barra de saída.....	4-2
4.2.2 Escolha do pivô móvel da barra de entrada.....	4-5
4.3 Regras Baseadas no Problema da Ordem e da Inversão Geométrica.....	4-5
4.4 Parametrização da Cúbica de Pontos de Círculo.....	4-7
4.4.1 Complexificação.....	4-7
4.4.2 Projetivização.....	4-8
4.4.3 Cúbica nodal (PPPP e PP-PP).....	4-9
4.4.4 Cúbica não-singular (P-P-P-P, PP-P-P, PPP-P).....	4-11
5 - Cinco Posições Multiplamente Separadas (5PMS)	5-1
5.1 Teoria PMS para cinco posições.....	5-1
5.2 Problemas relativos à síntese com 5PMS.....	5-2
6 - Os Programas Interativos da Síntese de Mecanismos	6-1
6.1 Duas Posições Multiplamente Separadas.....	6-1
6.2 Três Posições Multiplamente Separadas.....	6-2
6.3 Quatro Posições Multiplamente Separadas.....	6-4
6.4 Cinco Posições Multiplamente Separadas.....	6-6
7 - Aplicação da Teoria PMS	7-1
7.1 Enunciado do problema.....	7-1
7.2 Solução para 5PMS.....	7-3
7.3 Solução para 4PMS.....	7-3
7.4 Solução para 3PMS.....	7-4
7.5 Solução para 2PMS.....	7-5
8 - Conclusão	8-1

8.1 Inferências sobre o trabalho	8-1
8.2 Recomendações	8-2
9 - Bibliografia	9-1
Apêndices	

LISTA DE FIGURAS

Fig. 2.1 - Transformação de curvatura entre plano móvel e fixo	2-1
Fig. 2.2 - A reta do pivô móvel e os ângulos	2-8
Fig. 2.3 - Problema da inversão geométrica.	2-9
Fig. 2.4 - Ângulos	2-10
Fig. 2.5 - Pivô Fixo no Pólo de Rotação	2-11
Fig. 2.6 - Análise angular do pivô fixo escolhido distante do pólo.	2-11
Fig. 2.7 - Triângulo PBOb destacado	2-12
Fig. 2.8 - Ponto limite e inclinação das retas destacadas.	2-12
Fig. 2.9 - Determinação do sentido da semi-reta permissível.	2-13
Fig. 2.10 - Regiões vetadas (V) e utilizáveis (U) de Filemon	2-15
Fig. 2.11 - Barra de saída na posição i com plano acoplador caracterizado pelo segmento de reta D.	2-15
Fig. 2.12 - Restrição de quanto ao módulo.	2-16
Fig. 3.1 - Ângulos característicos para os três tipos de mecanismos Grashof	3-7
Fig. 3.2 - Primeiro diagrama de círculos com posições limites de rotação especificadas.	3-9
Fig. 3.3 - Processo de determinação dos círculos do segundo diagrama de círculos	3-11
Fig. 3.4 - O ponto D no circuncentro do quadrilátero $CP^i_kCjP^i_j$	3-11
Fig. 3.5 - Segundo diagrama de círculos	3-12
Fig. 3.6 - Mecanismo com ponto de círculo no infinito.	3-13
Fig. 4.1 - Os pontos Q, T e U para o problema da inversão geométrica na escolha do pivô móvel da barra de saída em 4PFS	4-2
Fig. 4.2 - A cúbica nodal	4-9
Fig. 4.3 - Cúbica não singular real possuindo um único ramo.	4-11
Fig. 4.4 - Cúbica não-singular real com dois ramos (aberto e fechado).	4-11
Fig. 6.1 - Escolha do pivô fixo da barra de saída tendo-se já escolhido seu respectivo pivô móvel.	6-1
Fig. 6.2 - Escolha do pivô móvel da barra de entrada via mouse para 2PMS	6-1
Fig. 6.3 - Escolha do pivô fixo da barra de entrada via mouse para 2PMS	6-2
Fig. 6.4 - Mecanismo escolhido via Teoria PMS para duas posições.	6-2
Fig. 6.5 - Primeiro diagrama de círculos para 3PMS	6-3
Fig. 6.6 - Segundo diagrama de círculos para 3PMS	6-3
Fig. 6.7 - Escolha do pivô móvel da barra de entrada, via mouse, na região não vetada de Filemon.	6-4
Fig. 6.8 - Mecanismo escolhido para 3PMS	6-4
Fig. 6.9 - Escolha do pivô móvel da barra de saída para 4PFS. Região mais escura é a permissível.	6-5
Fig. 6.10 - Escolha do pivô móvel da barra de entrada na região não vetada de Filemon via 4PFS.	6-5
Fig. 6.11 - Mecanismo escolhido para 4PFS	6-6
Fig. 6.12 - Todos os mecanismos gerados pela síntese com 5PMS.	6-6
Fig. 7.1 - As cinco posições de projeto para a síntese de um mecanismo quatro barras.	7-2
Fig. 7.2 - Mecanismo sintetizado via Teoria PMS para cinco posições	7-3
Fig. 7.3 - Mecanismo sintetizado via Teoria PMS para quatro posições	7-3
Fig. 7.4 - Mecanismo sintetizado via Teoria PMS para três posições	7-4
Fig. 7.5 - Mecanismo sintetizado via Teoria PMS para duas posições	7-5

LISTA DE TABELAS

Tab. 2.1 - Busca numérica do pivô fixo da barra de saída sem inversão geométrica.	2-14
Tab. 2.2 - Determinação do sinal de ψ_{ii}	2-17
Tab. 2.3 - Restrição de ψ_{ii} quanto ao módulo	2-17
Tab. 7.1 - As posições de projeto para o problema da porta de garagem.	7-2
Tab. 7.2 - Região de solução para o problema da porta de garagem	7-2

ABSTRACT

The Theory of Multiply Separated Positions (MSP Theory) is presented for 2, 3, 4 e 5MSP with specific solution for each case.

It is intended to create an user-friendly expert-system of plane linkages.

For two finitely separated positions is developed a technique of solution of the branch problem.

For three finitely separated positions the branch problem theory is described and methods of type synthesis are analyzed.

For four finitely separated positions the branch problem is analyzed and a parameterization process of the circle-point cubic is developed.

Graphical programs developed are described and an application problem is presented.

The computational work was developed on DOS-based microcomputers (including the graphical standard GKS). In this manner the designer has a greater interaction with the program and is independent of a mainframe.

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização

A síntese de mecanismos articulados trata do processo de transformação de movimento, atendendo especificações fornecidas pelo projetista, por meio de cadeias cinemáticas inferiores (*i.e.*, mecanismos articulados) É um dos ramos mais tradicionais da Engenharia Mecânica sendo porém, muitas vezes encarado de forma intuitiva ou não-sistemática. Um bom exemplo é a máquina à vapor de James Watt cuja principal característica foi a transformação de um movimento alternativo (do êmbolo do pistão) em movimento rotativo. A repercussão desta máquina foi um dos principais agentes tecnológicos para o desencadeamento da Revolução Industrial.

Restringir-se-á aos mecanismos planos, *i.e.*, aqueles cujas trajetórias dos pontos sobre as barras estão em planos paralelos.

Todo o trabalho terá como base a Teoria das Posições Multiplamente Separadas (Teoria PMS) e estudos correlatos que tratam de problemas da síntese não contemplados pela primeira (problemas da ordem e da inversão geométrica, por exemplo).

1.2 Revisão Histórico-Bibliográfica

A síntese de mecanismos de forma sistemática começa com os estudos de Burmester [BURMESTER,1888]. Desde então a síntese de mecanismos articulados é também chamada de síntese de Burmester e suas soluções (pontos no plano móvel ou fixo) são também chamadas de pontos de Burmester.

No início da década de 60 os trabalhos do matemático holandês O. Bottema [BOTTEMA,1961] deram partida ao conceito ao uso de invariantes para o estudo das posições

infinitesimalmente separadas (PIS). Pouco tempo mais tarde R. Beyer [BEYER,1961], R.S. Hartenberg e J. Denavit [HARTENBERG & DENAVIT,1964] desenvolvem métodos gráficos para a síntese de mecanismos. E.J.F. Primrose [PRIMROSE,1955] indica a possibilidade de parametrização de cúbicas quaisquer.

No final da década de 60 D. Tesar ([TESAR,1967],[TESAR,1968a],[TESAR,1968b]), cria o conceito de posições multiplamente separadas dando início à Teoria PMS. Desta forma unificavam-se as teorias relativas a posições finitas e infinitesimalmente separadas até então tratadas de maneiras distintas.

Em 1975, J.C. Zanini [ZANINI,1975] apresenta interpretações cinemáticas dos invariantes do movimento associado às PIS.

Paralelamente K.J. Waldron ([WALDRON,1975],[WALDRON,1976]) desenvolve toda a teoria para a resolução de quatro posições finitamente separadas (4PFS) sem os problemas da ordem e da inversão geométrica. Mais tarde ([WALDRON,1977],[WALDRON,1978]) estende este trabalho para todas as posições multiplamente separadas (PMS).

Na década de 80, B. Riso [RISO,1980], baseando-se nos conceitos dos coeficientes generalizados de curvatura de Tesar, desenvolve analiticamente todas as equações da síntese de mecanismos via Teoria PMS.

Em 1983 P.G. do Valle [VALLE,1983] utiliza as interpretações físicas das PIS desenvolvida por Zanini e cria uma sistemática de especificação para os invariantes associados a deslocamentos infinitesimais.

Em 1984 U. Wondracek [WONDRACEK,1984] desenvolve metodologia de projeto analítico e computacional para os casos de 4PFS sem problemas da inversão geométrica e da ordem.

Em 1986 W.J. Meireles [MEIRELES,1986] associa a sistemática já desenvolvida para 3 e 4PFS à Teoria PMS.

Na década de 90 F. Kerwin [KERWIN,1992] dá um novo enfoque à teoria de curvas algébricas planas no corpo dos complexos.

Em 1993, J.C. Zanini, D. Martins e M.J. Spricigo [ZANINI et al.,1993] analisam o desempenho dos métodos de síntese analíticos (Teoria PMS), numéricos (métodos de otimização) e mistos (envolvendo realocação de pontos na síntese analítica com critérios de otimização dos resultados).

Os trabalhos de Riso, Wondracek, Valle, Meireles, Zanini, Martins e Spricigo fazem parte do desenvolvimento da área de Síntese de Mecanismos Articulados na Universidade Federal de Santa Catarina.

1.3 Objetivos do Trabalho

1) Fazer uma recompilação da Teoria PMS de forma sistemática mostrando os vários casos (2PMS, 3PMS, 4PMS e 5PMS) destacando suas particularidades e métodos próprios para a resolução dos problemas da síntese. Uma maneira alternativa para a leitura deste trabalho é ter-se uma visão geral da Teoria PMS com a leitura preliminar das seções 2.1, 3.1, 4.1 e 5.1 e então seguir nos problemas relacionados a cada caso.

2) Descrever métodos de parametrização de cúbicas algébricas (capítulo 4) a fim de resolver problemas concernentes a um dos casos da síntese (4PMS).

3) Utilizar, através de programas gráficos interativos para microcomputador, a teoria em um problema de aplicação descrevendo o processo de síntese.

Capítulo 2

Duas Posições Multiplamente Separadas

2.1 Teoria PMS para Duas Posições

2.1.1 Introdução à Teoria PMS

A Teoria das Posições Multiplamente Separadas (Teoria PMS) se baseia na transformação de coordenadas entre um plano fixo Σ , lugar geométrico dos pivôs fixos do mecanismo, e um plano E , lugar geométrico dos pivôs móveis do mecanismo. Observando a figura 2.1 pode-se notar que a equação de transformação entre os dois planos é a seguinte:

$$\begin{aligned} U &= u \cos \gamma - v \sin \gamma + \alpha \\ V &= u \sin \gamma + v \cos \gamma + \beta \end{aligned} \quad (2.1)$$

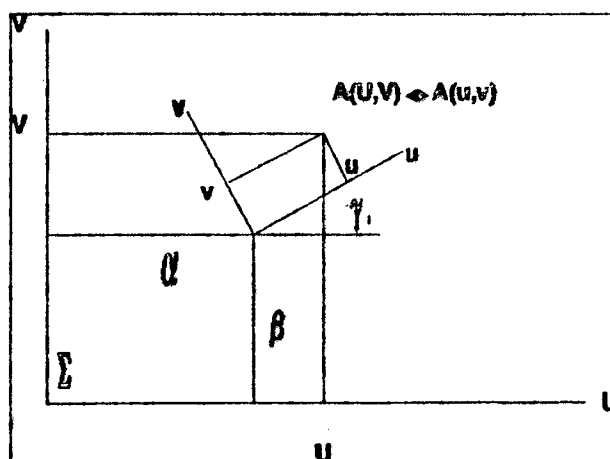


Fig. 2.1 - Transformação de curvatura entre plano móvel e fixo

Neste caso tem-se $\alpha = \alpha(\gamma)$ e $\beta = \beta(\gamma)$ onde γ é o parâmetro independente. α e β são os chamados invariantes do movimentos na forma genérica.

Na equação 2.1 tem-se um ponto qualquer do plano móvel, A por exemplo, sendo representado por (u,v) em E e por (U,V) em Σ . Por E e Σ serão tratados indistintamente daqui por diante os planos (móvel ou fixo) e seus respectivos sistemas de referências.

Para o estudo da teoria PMS tem-se de considerar não as posições em si mas, principalmente, seus deslocamentos ao passar de uma posição à outra (de forma finita ou infinitesimal). Considerando-se duas posições finitamente separadas de A, \underline{n} e \underline{m} , tem-se as seguintes equações:

$$\begin{aligned} U_n &= u \cos \gamma_n - v \sin \gamma_n + \alpha_n \\ V_n &= u \sin \gamma_n + v \cos \gamma_n + \beta_n \\ U_m &= u \cos \gamma_m - v \sin \gamma_m + \alpha_m \\ V_m &= u \sin \gamma_m + v \cos \gamma_m + \beta_m \end{aligned} \quad (2.2)$$

onde o deslocamento (finito) será dado por

$$\begin{aligned} \Delta U_{mn} &= U_n - U_m \\ \Delta V_{mn} &= V_n - V_m \end{aligned} \quad (2.3)$$

Caso este deslocamento fosse infinitesimal a lógica seria a mesma e ter-se-ia de tomar o limite do deslocamento ao acrescentarmos pequenos acréscimos de γ como pode ser visto na equação :

$$\begin{aligned} \Delta U(\gamma, \Delta\gamma) &= U(\gamma + \Delta\gamma) - U(\gamma) \\ \Delta V(\gamma, \Delta\gamma) &= V(\gamma + \Delta\gamma) - V(\gamma) \end{aligned} \quad (2.4)$$

Para o caso da primeira derivada ($k=1$) tem-se:

$$\begin{aligned} U(j,1,t) \stackrel{\Delta}{=} U' &= \lim_{\Delta\gamma \rightarrow 0} \frac{\Delta U(\gamma + \Delta\gamma) - \Delta U(\gamma)}{\Delta\gamma} \Big|_{\gamma=\gamma_t} \\ V(j,1,t) \stackrel{\Delta}{=} V' &= \lim_{\Delta\gamma \rightarrow 0} \frac{\Delta V(\gamma + \Delta\gamma) - \Delta V(\gamma)}{\Delta\gamma} \Big|_{\gamma=\gamma_t} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Considerando-se características infinitesimais de ordem maior tem-se a seguinte forma genérica de deslocamentos em teoria PMS:

$$\begin{aligned}
 U(j, k, t) &= \frac{d^k}{dy^k} [u \cos \gamma - v \sin \gamma] \Big|_{\gamma=\gamma_t} + \frac{d^k}{dy^k} \alpha \Big|_{\gamma=\gamma_t} \\
 V(j, k, t) &= \frac{d^k}{dy^k} [u \sin \gamma + v \cos \gamma] \Big|_{\gamma=\gamma_t} + \frac{d^k}{dy^k} \beta \Big|_{\gamma=\gamma_t}
 \end{aligned}
 \tag{2.6}$$

onde j , k e t são índices característicos da teoria PMS.

j é o contador de posições finitamente separadas. $j = 0, 1, 2, 3, 4$.

k é o contador de posições infinitesimalmente separadas. $k = 0, 1, 2, 3, 4$.

t é o contador do número total de PMS (posições multiplamente separadas). $t = 0, 1, 2, 3, 4$, segundo [TESAR, 1967]. Na parte computacional deste trabalho adotar-se-á $t = 1, 2, 3, 4, 5$ para especificar-se mais coerentemente cada posição distinta e devido a limitações computacionais (indexação em FORTRAN).

Na verdade tais contadores se referem ao número de deslocamentos finitos (j) ou infinitesimais (k) ocorridos até aquela posição (t). Note-se que quando $k=0$ recaímos na equação (2.1) associada à Fig. 2.1 que destaca um deslocamento finito entre os sistemas de coordenadas em E e em Σ .

Em resumo as posições multiplamente separadas ficam completamente determinadas pelo terno $(\alpha_t, \beta_t, \gamma_t)$ onde α_t, β_t e γ_t são os chamados invariantes do movimento no seu sentido mais amplo α_t e β_t são definidos por :

$$\begin{aligned}
 \alpha_t &= \frac{\Delta d^k}{dy^k} \alpha(\gamma) \Big|_{\gamma=\gamma_t} \\
 \beta_t &= \frac{\Delta d^k}{dy^k} \beta(\gamma) \Big|_{\gamma=\gamma_t}
 \end{aligned}
 \tag{2.7}$$

2.1.2 Duas Posições Finitamente Separadas (2PFS)

No caso de 2PMS o deslocamento finito entre duas posições pode ser explicitado como:

$$\begin{aligned} \Delta U_{mn} &= U_n - U_m = u(\cos \gamma_n - \cos \gamma_m) - v(\sen \gamma_n - \sen \gamma_m) + (\alpha_n - \alpha_m) \\ \Delta V_{mn} &= V_n - V_m = u(\sen \gamma_n - \sen \gamma_m) + v(\cos \gamma_n - \cos \gamma_m) + (\beta_n - \beta_m) \end{aligned} \quad (2.8)$$

Definição : Pólo ou pólo de rotação (P_{mn}) : é o ponto cujo deslocamento entre duas posições multiplamente separadas (m e n) é nulo.

Em 2PFS tem-se as coordenadas do pólo na solução do sistema de equações abaixo:

$$\begin{aligned} \Delta U_{mn} &= 0 \\ \Delta V_{mn} &= 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Após certo algebrismo trigonométrico tem-se as coordenadas do pólo tanto em Σ como em

E.

No plano móvel será:

$$\begin{cases} u_{p_{mn}} = \frac{1}{2 \sen \frac{\gamma_n - \gamma_m}{2}} \left\{ \sen \frac{\gamma_n + \gamma_m}{2} (\alpha_n - \alpha_m) - \cos \frac{\gamma_n + \gamma_m}{2} (\beta_n - \beta_m) \right\} \\ v_{p_{mn}} = \frac{1}{2 \sen \frac{\gamma_n - \gamma_m}{2}} \left\{ \sen \frac{\gamma_n + \gamma_m}{2} (\beta_n - \beta_m) + \cos \frac{\gamma_n + \gamma_m}{2} (\alpha_n - \alpha_m) \right\} \end{cases} \quad (2.10)$$

Substituindo em (2.1), *i.e.* fazendo a transformação para o plano fixo tem-se:

$$\begin{cases} U_{p_{mn}} = \frac{\alpha_n + \alpha_m}{2} - \frac{\beta_n - \beta_m}{2} \cot \frac{\gamma_n - \gamma_m}{2} \\ V_{p_{mn}} = \frac{\beta_n + \beta_m}{2} + \frac{\alpha_n - \alpha_m}{2} \cot \frac{\gamma_n - \gamma_m}{2} \end{cases} \quad (2.11)$$

Quando toma-se um ponto com relação a sua posição inicial, *i.e.* $m = 0$ e $n=1$ o que nada mais significa que sobrepor para esta posição os sistemas coordenados do plano móvel e do plano fixo, tem-se então uma parte do Sistema Especial de Referência (SER) que será de grande utilidade quando da especificação de 4PMS e 5PMS. As equações acima ficarão:

$$\begin{aligned}\Delta U_{0t} &= u(\cos \gamma_t - 1) - v \operatorname{sen} \gamma_t + \alpha_t = 0 \\ \Delta V_{0t} &= u \operatorname{sen} \gamma_t + v(\cos \gamma_t - 1) + \beta_t = 0\end{aligned}\quad (2.12)$$

Note-se que no SER $\alpha_0 = \beta_0 = \gamma_0 = 0$

2.1.3 Duas Posições Infinitesimalmente Separadas (2PIS)

Neste caso tem-se características especiais.

a) O acréscimo de γ será $d\gamma$.

b) $m = l$ e $n = l + 1$ pois não faz sentido considerar posições infinitesimalmente próximas que não estejam em seqüência.

c) $\alpha(\gamma), \beta(\gamma) \in C^1$ (i.e. são funções contínuas com primeiras derivadas contínuas) pois fisicamente não é possível tratar com descontinuidades cinemáticas que advenham das equações acima.

Desta forma tem-se:

$$\begin{cases} d\gamma = \gamma_{l+1} - \gamma_l \\ d\alpha = \alpha_{l+1} - \alpha_l = \alpha(\gamma_l + d\gamma) - \alpha(\gamma_l) \\ d\beta = \beta_{l+1} - \beta_l = \beta(\gamma_l + d\gamma) - \beta(\gamma_l) \end{cases}\quad (2.13)$$

Como

$$\begin{cases} \operatorname{sen} \gamma_{l+1} = \operatorname{sen}(\gamma_l + d\gamma) = \operatorname{sen} \gamma_l + \cos \gamma_l \cdot d\gamma \\ \cos \gamma_{l+1} = \cos(\gamma_l + d\gamma) = \cos \gamma_l - \operatorname{sen} \gamma_l \cdot d\gamma \end{cases} \text{ já que } \begin{cases} \cos d\gamma \cong 1 \\ \operatorname{sen} d\gamma \cong d\gamma \end{cases}\quad (2.14)$$

Tem-se:

$$(2.15)$$

Após algumas manipulações tem-se:

$$\begin{cases} \frac{dU_t}{d\gamma} = -u \operatorname{sen} \gamma_t - v \operatorname{cos} \gamma_t + \frac{d\alpha}{d\gamma} \Big|_{\gamma=\gamma_t} \\ \frac{dV_t}{d\gamma} = u \operatorname{cos} \gamma_t - v \operatorname{sen} \gamma_t + \frac{d\beta}{d\gamma} \Big|_{\gamma=\gamma_t} \end{cases} \quad (2.16)$$

ou melhor

$$\begin{cases} U'_t = -u \operatorname{sen} \gamma_t - v \operatorname{cos} \gamma_t + \alpha'_t \\ V'_t = u \operatorname{cos} \gamma_t - v \operatorname{sen} \gamma_t + \beta'_t \end{cases} \quad (2.17)$$

Portanto nota-se que deslocamentos infinitesimais de pontos do sistema equivalem às derivadas das funções trajetórias em relação a γ

$$\begin{aligned} \Delta U_{t+\Delta t} &= U'_t d\gamma \\ \Delta V_{t+\Delta t} &= V'_t d\gamma \end{aligned} \quad (2.18)$$

Da mesma forma para propriedades infinitesimais de mais alta ordem tem-se:

$$\begin{aligned} \Delta^k U_{t+\Delta t} &= U_t^{(k)} (d\gamma)^k = U(j, k, t) (d\gamma)^k \\ \Delta^k V_{t+\Delta t} &= V_t^{(k)} (d\gamma)^k = V(j, k, t) (d\gamma)^k \end{aligned} \quad (2.19)$$

onde $U(j, k, t)$ e $V(j, k, t)$ já foram descritas anteriormente.

No caso de 2PIS seu pólo de rotação será o próprio centro instantâneo de rotação. A localização deste pólo é calculada através do sistema abaixo:

$$U'_t = V'_t = 0 \quad (2.20)$$

cuja solução no plano móvel será:

$$\begin{cases} u_{p_t} = \alpha'_t \operatorname{sen} \gamma_t - \beta'_t \operatorname{cos} \gamma_t \\ v_{p_t} = \alpha'_t \operatorname{cos} \gamma_t + \beta'_t \operatorname{sen} \gamma_t \end{cases} \quad (2.21)$$

Substituindo em (2.1), *i.e.* fazendo a transformação para o plano fixo tem-se:

$$\begin{cases} U_{p_t} = \alpha_t - \beta'_t \\ V_{p_t} = \beta_t + \alpha'_t \end{cases} \quad (2.22)$$

2.1.4 Os Coeficientes Generalizados A_{31} , A_{41} e A_{51}

As equações (2.6) e (2.16) descrevem completamente os deslocamentos para posições multiplicamente separadas. No entanto devido à complexidade dos cálculos subsequentes é conveniente expressar tais expressões de forma mais concisa. Para isto utilizam-se os coeficientes generalizados de curvatura A_{mj} . Assim tem-se:

$$\begin{cases} \Delta^k U_i = [A_{31}u - A_{41}v + A_{51}](d\gamma)^k \\ \Delta^k V_i = [A_{41}u + A_{31}v + A_{61}](d\gamma)^k \end{cases} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} A_{31} &= \frac{\Delta d^k}{d\gamma^k} [\cos \gamma - 1]_{\gamma=\gamma_i} & \left\| \right. & A_{51} = \frac{\Delta d^k}{d\gamma^k} [\alpha(\gamma)]_{\gamma=\gamma_i} \\ A_{41} &= \frac{\Delta d^k}{d\gamma^k} [\sin \gamma]_{\gamma=\gamma_i} & \left\| \right. & A_{61} = \frac{\Delta d^k}{d\gamma^k} [\beta(\gamma)]_{\gamma=\gamma_i} \end{aligned} \quad (2.24)$$

A equação acima de certa forma lineariza os termos da transformação onde os coeficientes A_{mj} são dependentes das especificações de projeto [VALE, 1983]. Além disso pode-se demonstrar [TESAR, 1967] que 2PMS sempre se encontram em uma reta. Uma forma intuitiva de se perceber isto é notar que dois pontos (associados a 2PFS) ou uma tangente e um ponto (associados a 2PIS) sempre pertencem a uma reta no R^2 .

Um exemplo da concisão obtida através dos coeficientes generalizados da curvatura é a determinação dos pólos de 2PMS. Tem-se então de resolver o sistema abaixo:

$$\begin{cases} A_{31}u - A_{41}v + A_{51} = 0 \\ A_{41}u + A_{31}v + A_{61} = 0 \end{cases} \quad (2.25)$$

Já que o pólo é o local onde, por definição, não ocorre deslocamento entre 2PMS. A solução no plano móvel será:

$$\begin{cases} u_p = -\frac{A_{51}A_{31} + A_{41}A_{61}}{A_{31}^2 + A_{41}^2} \\ v_p = \frac{A_{41}A_{51} - A_{61}A_{31}}{A_{31}^2 + A_{41}^2} \end{cases} \quad (2.26)$$

2.2 O Problema da Inversão Geométrica em 2PFS

2.2.1 Definição do Problema

Ao fixar-se dois pares cinemáticos de um mecanismo articulado de quatro barras (p. ex. definindo-se uma barra fixa) , existem duas formas pelas quais as barras restantes podem ser montadas. A esta dualidade dá-se o nome de inversão geométrica.

O problema em si da inversão geométrica surge quando o mecanismo não consegue passar de uma configuração à outra. Ou seja, é necessário desconectar o mecanismo na primeira posição e montá-lo na segunda (Fig. 2.3).

Analisando mais profundamente a questão [WALDRON,1976] vê-se que para que não ocorra o problema em mecanismos manivela-balancim e dupla manivela (os mais utilizados), é necessário que o ângulo ψ da barra acopladora em relação à barra de saída (às vezes também chamada de contramanivela) não alcance o valor 0 (zero) ou π (180 graus) trocando em seguida de sinal¹, conforme mostrado na figura 2.2. Em resumo tem-se de tomar precauções visando manter o mecanismo funcionando adequadamente em somente uma das suas duas configurações (*branches*), i.e. ângulo ψ positivo ou negativo. Obtém-se isto quando o sinal do ângulo ψ permanece constante ao longo do movimento do mecanismo.

A fim de assegurar que as posições de projeto sejam alcançadas sem mudança na configuração é necessário garantir que o sinal do ângulo da barra de saída com a barra acopladora (ψ_i) permaneça constante em todas as posições de projeto, atendida a condição de que todos os os ângulos tratados estejam na faixa $[-\pi, \pi]$.

¹Está-se assumindo que o domínio dos ângulos é $[-\pi, \pi]$

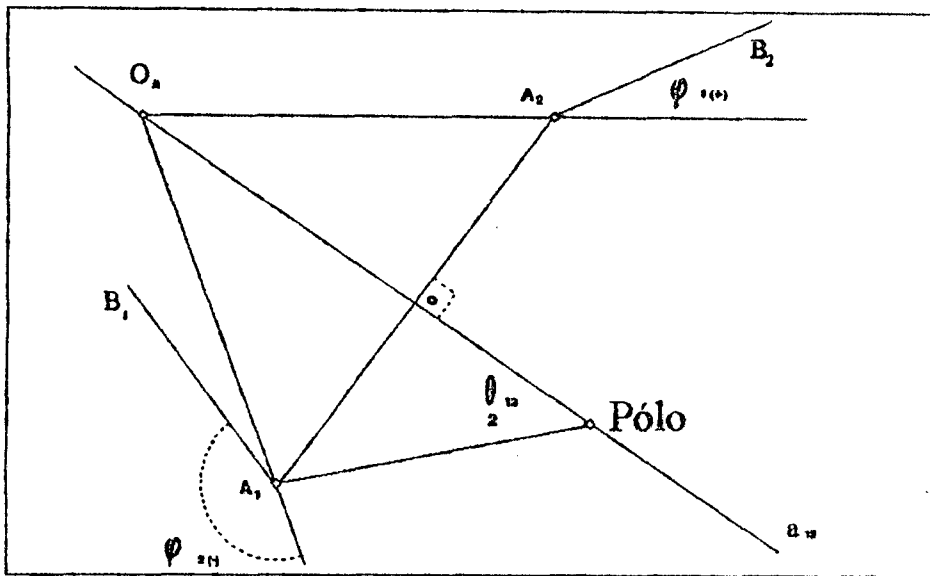


Fig. 2.2 - A reta do pivô móvel e os ângulos

O ângulo $\psi_{lm} (= \psi_m - \psi_l)$ representa o deslocamento angular, ou seja a rotação, do pivô móvel que liga a barra de saída à barra acopladora entre duas posições l e m . Caso o ângulo ψ_{lm} máximo for maior que π (180 graus) haverá o problema da inversão geométrica, já que, forçosamente, o mecanismo deverá passar pelas posições $\psi = 0$ ou $\psi = \pi$, implicando na mudança de sinal do ângulo ψ .

O problema da inversão geométrica pode, então, ser resolvido em duas etapas. A primeira visa eliminar qualquer possibilidade de ocorrência do problema dependente da localização do pivô móvel da barra de saída (primeiro pivô móvel), estabelecendo todos os pontos de círculo cujo ângulo ψ_{lm} máximo seja menor que π .

A segunda etapa da solução consiste em eliminar os pontos de círculo que implicarão no problema da inversão geométrica estabelecendo todos os pontos de círculo cujos ângulos ψ_l do mecanismo resultante nas posições de projeto possuam o mesmo sinal. Esta etapa é dependente da localização do pivô móvel da manivela (segundo pivô móvel na seqüência de projeto proposta). Em função do primeiro pivô móvel escolhido constrói-se as retas de Filemon [FILEMON,1971] que

dividem o plano acoplador nas regiões permissíveis e regiões vetadas para a escolha do segundo pivô móvel.

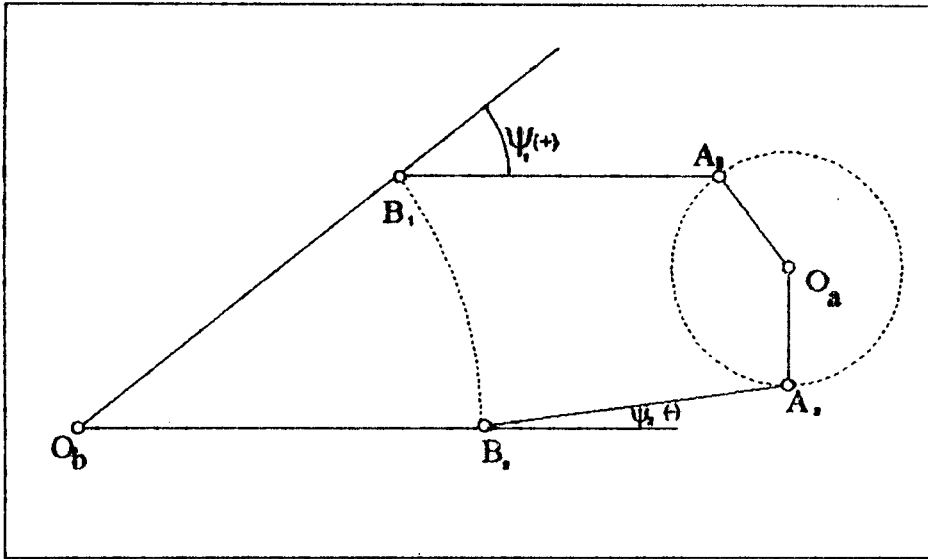


Fig. 2.3 - Problema da inversão geométrica.

2.2.2 O Caso de Duas Posições Finitamente Separadas

Para o caso extremamente simples que é o de duas posições finitamente separadas tem-se muitos graus de liberdade. Qualquer ponto do plano fixo ou móvel é passível de escolha. Além disso a escolha do pivô móvel não condiciona um único ponto para seu correspondente pivô fixo. Há na realidade um lugar geométrico unidimensional satisfazendo esta condição. Este lugar geométrico é uma reta que passa pelo pólo deslocada de $\theta_{12}/2$ da reta que une o pólo ao pivô móvel escolhido (ver figura 2.2).

Dada as duas posições finitamente separadas tem-se alocado automaticamente o pólo P_{12} . Fixado o primeiro pivô móvel tem-se a reta (b_{12}) que é o lugar geométrico do pivô fixo da barra de

saída. Porém devido à existência do problema da inversão geométrica, visto em mais detalhe adiante, só uma semi-reta da mesma será satisfatória.

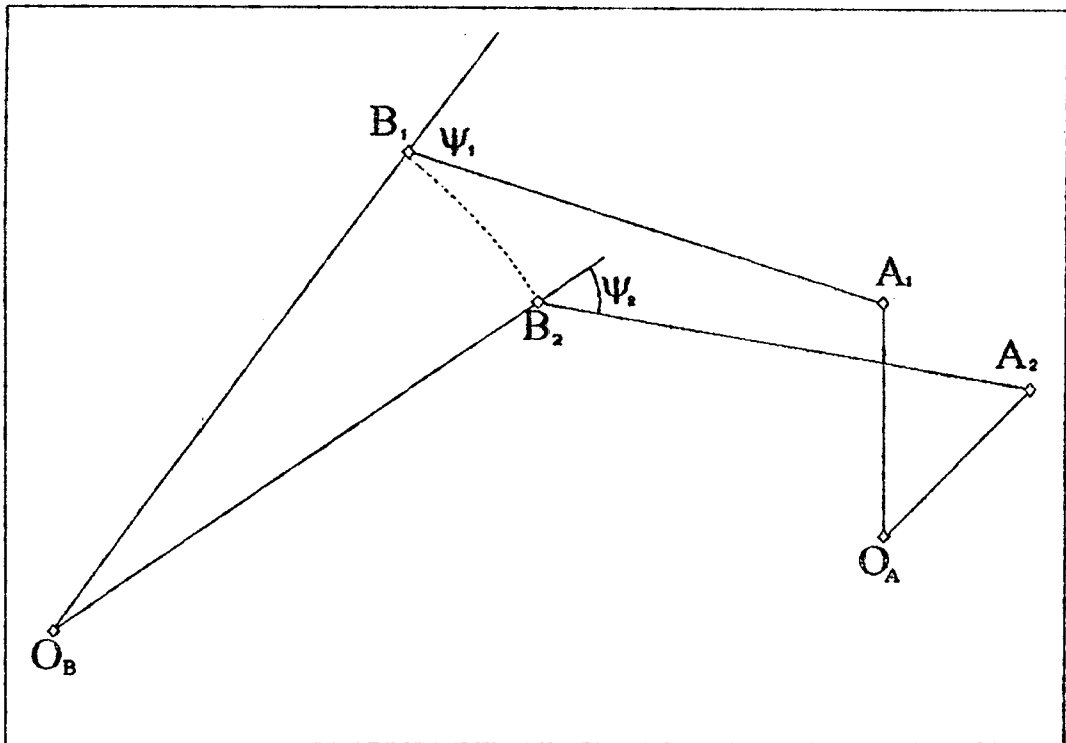


Fig. 2.4 - Ângulos

De forma mais genérica, o problema da inversão geométrica pode ser resolvido em duas fases:

a- Escolha dos pivôs da barra de saída de forma tal que haja possibilidade de se sintetizar algum mecanismo não problemático.

b- Escolha dos pivôs da barra de entrada, sendo o pivô móvel dentro das regiões utilizáveis.

Na resolução do item b) utiliza-se o método das linhas de Filemon, já tratado teoricamente em [FILEMON,1971] e implementado em [WONDRACEK,1984].

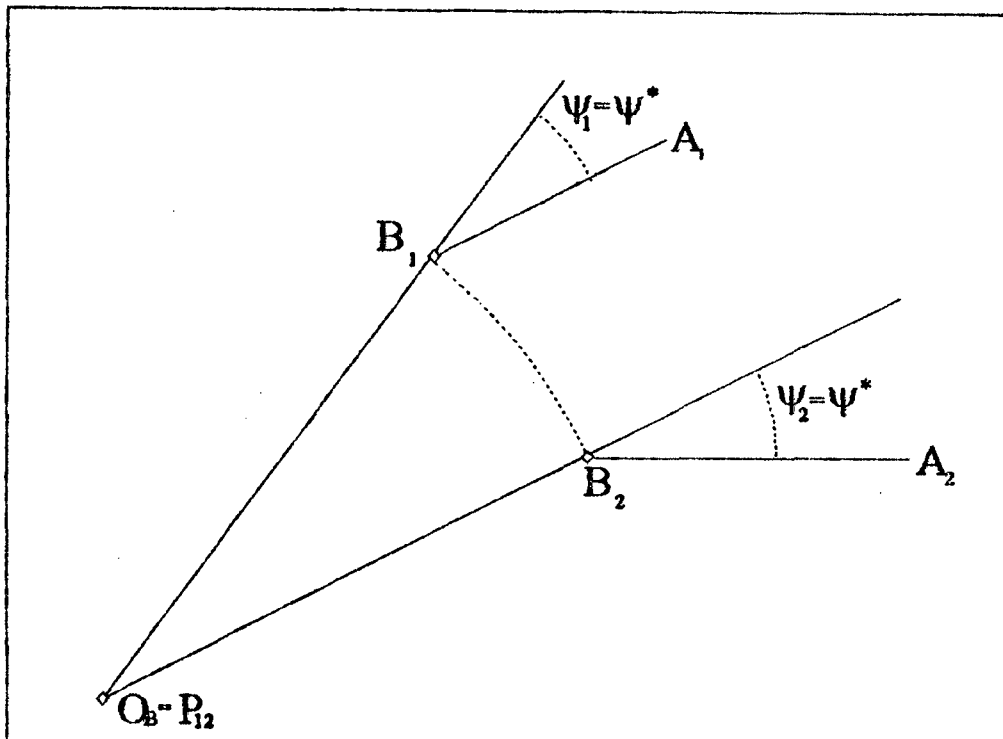


Fig. 2.5 - Pivô Fixo no Pólo de Rotação

Quanto ao item a) é necessário que o ângulo $\psi_{12} = \psi_2 - \psi_1$ (ver Fig. 2.4) esteja compreendido entre $-\pi$ e $+\pi$, ou seja, $-\pi < \psi_{12} < +\pi \Rightarrow |\psi_{12}| < \pi$.

No caso extremo do pólo (ver Fig. 2.5) ter-se-á $\psi_1 = \psi_2 = \psi^*$ e $\psi_{12} = 0$.

Vejamos agora um pivô fixo da barra de saída distinto do pólo (ver Fig. 2.6).

Note-se que

$$\psi_{12} = \psi_1 - \psi_2 \quad (2.27)$$

$$\psi_{12} = (\psi' + \psi^*) - (\psi^* - \psi') = 2\psi' \quad (2.28)$$

e como $-\pi < \psi_{12} < +\pi$ tem-se $-\pi/2 < \psi' < +\pi/2$

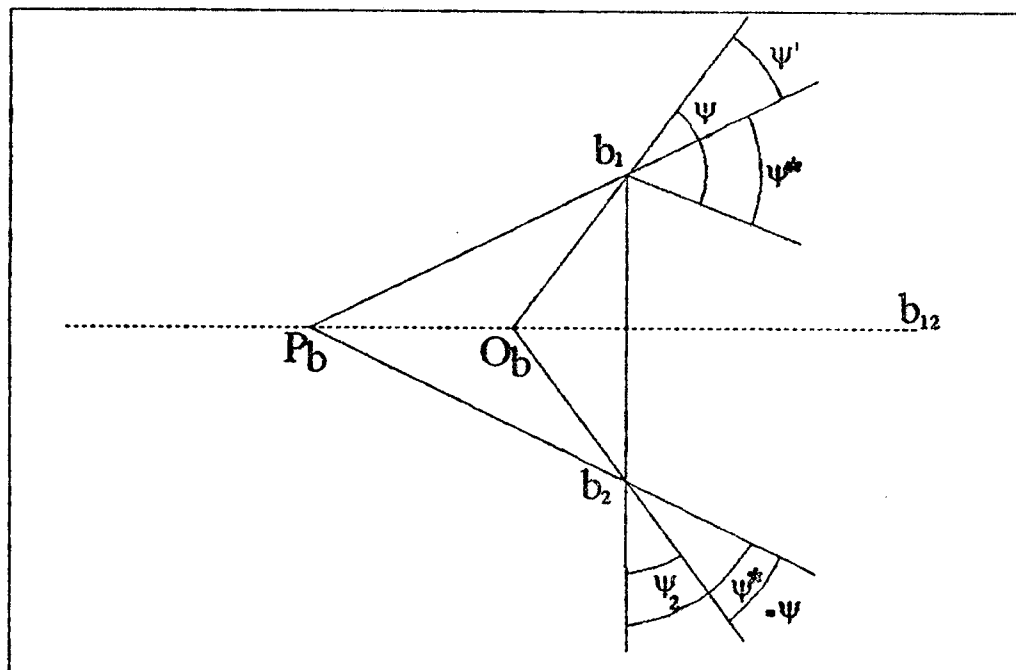


Fig. 2.6 - Análise angular do pivô fixo escolhido distante do pólo.

Destacando o triângulo PBO_b, ter-se-á (Fig. 2.7), onde d terá seu valor máximo permitido quando $\psi' = \pi/2$ ou $-\pi/2$.

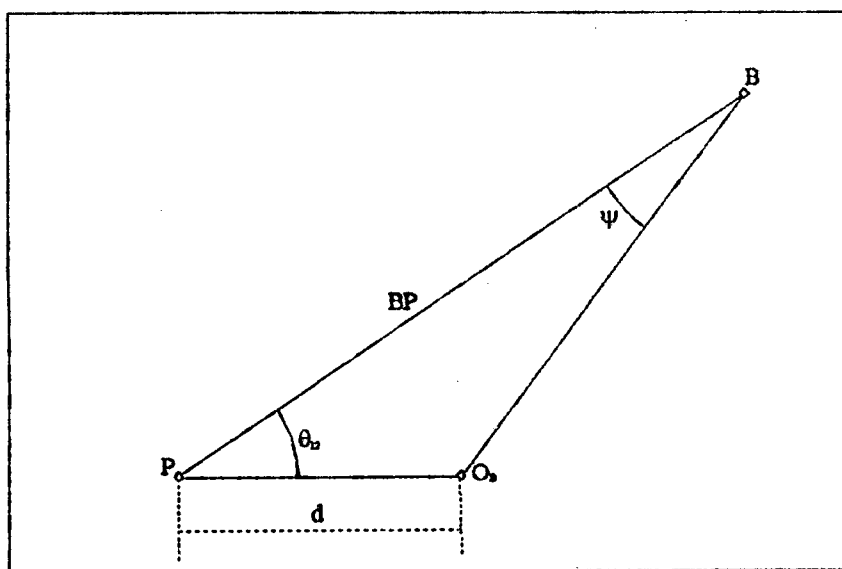


Fig. 2.7 - Triângulo PBO_b destacado

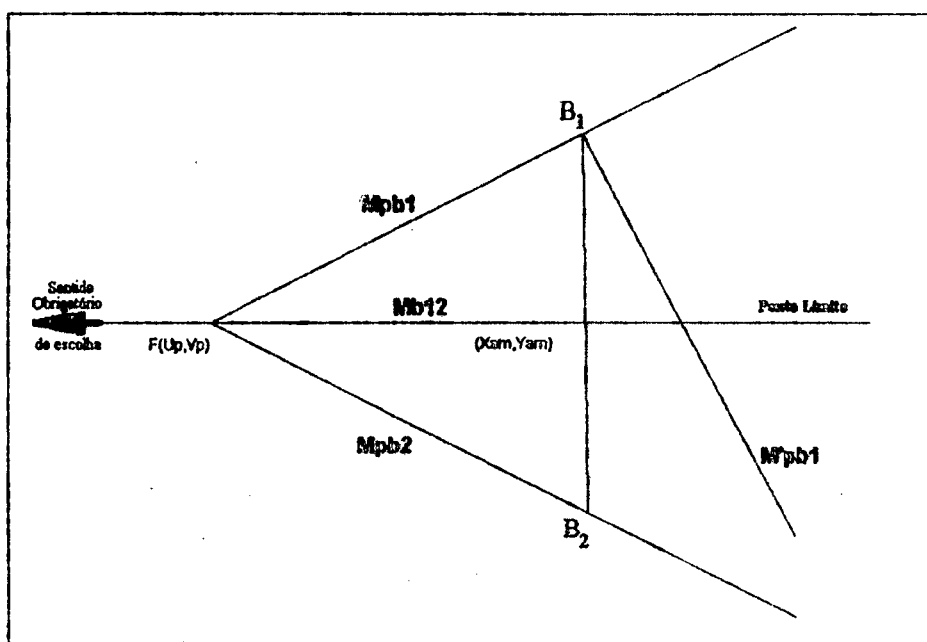


Fig. 2.8 - Ponto limite e inclinação das retas destacadas.

Cálculo do ponto limite na reta b_{12}

B_1 - ponto B na posição 1 com coordenadas (x_1, y_1) ;

B_2 - ponto B na posição 2 com coordenadas (x_2, y_2) ;

B_m - ponto médio entre B_1 e B_2 com coordenadas (x_{bm}, y_{bm}) ;

P - pólo com coordenadas (U_p, V_p)

M_{pb1} - inclinação da reta PB_1

M'_{pb1} - inclinação da reta perpendicular a PB_1

M_{b12} - inclinação da mediatriz à B_1B_2 (lugar geométrico dos pivôs fixos da barra de entrada)

Observando a Fig. 2.8 tem-se:

$$M_{b12} = \frac{V_p - y_{bm}}{U_p - x_{bm}} \quad (2.29)$$

$$M_{pb1} = \frac{y_{b1} - V_p}{x_{b1} - U_p} \quad (2.30)$$

acrescentando a condição de perpendicularismo segue:

$$M_{pb1} * M'_{pb1} = -1 \quad (2.31)$$

$$M'_{pb1} = -\frac{x_{b1} - U_p}{y_{b1} - V_p} \quad (2.32)$$

A equação da reta b_{12} é:

$$y = V_p + M_{b12} * (x - U_p) \quad (2.33)$$

$$y = M_{b12} * x + (V_p - M_{b12} * U_p) \quad (2.34)$$

Equação da reta que corta b_{12} no ponto limite da inversão geométrica:

$$y = y_{b1} + M'_{pb1} * (x - x_{b1}) \quad (2.35)$$

$$y = M'_{pb1} * x + (y_{b1} - M'_{pb1} * x_{b1}) \quad (2.36)$$

A solução do sistema formado pelas equações 2.34 e 2.36 é o ponto limite da inversão geométrica (x^*, y^*) . Assim tem-se:

$$\begin{cases} x^* = \frac{V_p - M_{b12} U_p - (y_{b1} - M'_{pb1} x_{b1})}{M_{b12} - M'_{pb1}} \\ y^* = \frac{M_{b12} (V_p - M_{b12} U_p) + (1 - M_{b12})(y_{b1} - M'_{pb1} x_{b1})}{M_{b12} - M'_{pb1}} \end{cases} \quad (2.37)$$

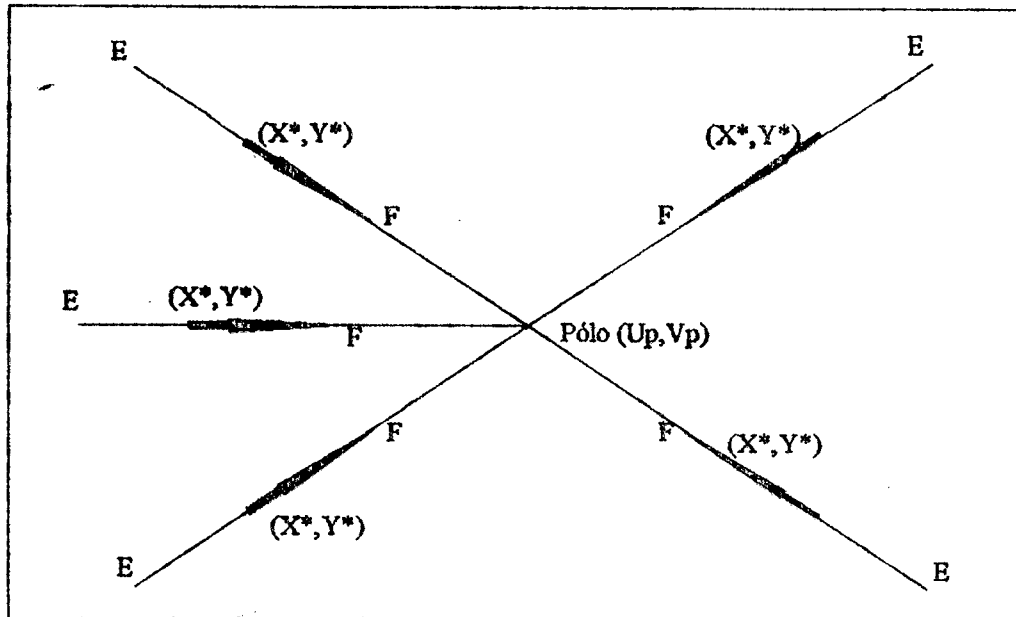


Fig. 2.9 - Determinação do sentido da semi-reta permissível.

O ponto (x^*, y^*) é o limite da semi-reta que passa pelo pólo P_{12} ao qual não se pode passar sem que ocorra a inversão geométrica.

Sendo d_{elx} e d_{ely} , respectivamente, as variações da reta no eixo x e y tomadas em valor absoluto, pode-se montar a seguinte tabela baseada na Fig. 2.9 onde o ponto E, nas várias hipóteses, é sempre um ponto vetado e F é um ponto sempre permissível. A Tab. 2.1 a seguir serve de base a um processo de escolha de pontos de centro via um processo puramente numérico.

<p>Se $U_p > x^*$</p> <p>Sentido positivo (+)</p> <p>$x = x^* + k \cdot delx$</p> <p>$y = M_{b12} \cdot x + (y_{bm} - M_{b12} \cdot x_{bm})$</p> <p>$-1 < M_{b12} < 1$</p>	<p>Se $U_p < x$</p> <p>Sentido negativo (-)</p> <p>$x = x^* - k \cdot delx$</p> <p>$y = M_{b12} \cdot x + (y_{bm} - M_{b12} \cdot x_{bm})$</p> <p>$-1 < M_{b12} < 1$</p>
<p>Se $V_p > y^*$</p> <p>Sentido positivo (+)</p> <p>$y = y^* + k \cdot dely$</p> <p>$x = (y - V_p + M_{b12} \cdot U_p) / M_{b12}$</p> <p>$-1 < 1/M_{b12} < 1$</p>	<p>Se $V_p < y^*$</p> <p>Sentido negativo (-)</p> <p>$y = y^* - k \cdot dely$</p> <p>$x = (y - V_p + M_{b12} \cdot U_p) / M_{b12}$</p> <p>$-1 < 1/M_{b12} < 1$</p>

Tab. 2.1 - Busca numérica do pivô fixo da barra de saída sem inversão geométrica.

2.2.3 Retas de Filemon

Para o cálculo das linhas de Filemon faz-se uma inversão angular na qual a barra de saída fica fixada na posição 1. Desta forma obtém-se o deslocamento angular ψ_{12} e a sua posição no plano acoplador referente à barra de saída B_1Ob , através da rotação ψ_{12} . Assim a reta l (formada pelos pontos Ob e B_1) e a reta m (formada pelo ponto B_1 é deslocada angularmente de $-\psi_{12}$ em relação à reta l), dividem o plano acoplador em duas regiões U e V. Pontos de círculo escolhidos na região V como pivô móvel da manivela irão resultar no problema da inversão geométrica, já que o ângulo ψ mudará de sinal. Os pontos escolhidos na região U darão mecanismos cujo movimento se dará em somente uma configuração. Chamou-se de utilizável a região U e de vetada a região V.(ver Fig. 2.10)

Solução Analítica

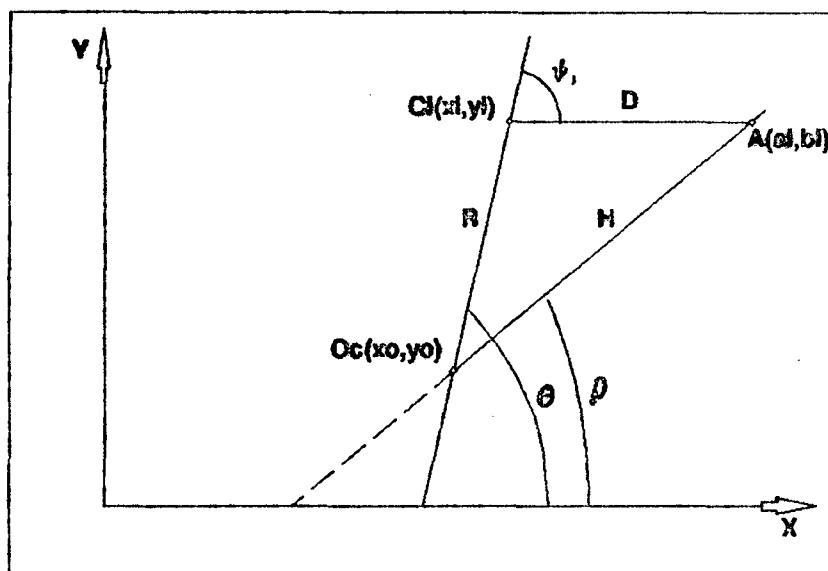


Fig. 2.11 - Barra de saída na posição i com plano acoplador caracterizado pelo segmento de reta D.

A posição angular da barra de saída R em relação ao sistema de coordenadas referencial é dada pelo ângulo θ determinado por:

$$\theta = \arccos \frac{x_i - x_o}{R} \quad (2.41)$$

ou o seu suplemento $\theta' = 2\pi - \theta$, quando o valor de θ_{ij} é menor que y_o .

Da mesma maneira é determinado ρ , que é o ângulo formado pelo lado H do triângulo DB_iA_iOb , em relação ao sistema de coordenadas referencial:

$$\rho = \arccos \frac{a_i - x_o}{H} \quad (2.42)$$

ou o seu suplemento $\rho' = 2\pi - \rho$, quando o valor de b_i é menor que y_o .

O balancim R é visto, na Fig. 2.11, nas duas posições de projeto do plano acoplador, denotados pelos ângulos ψ_i .

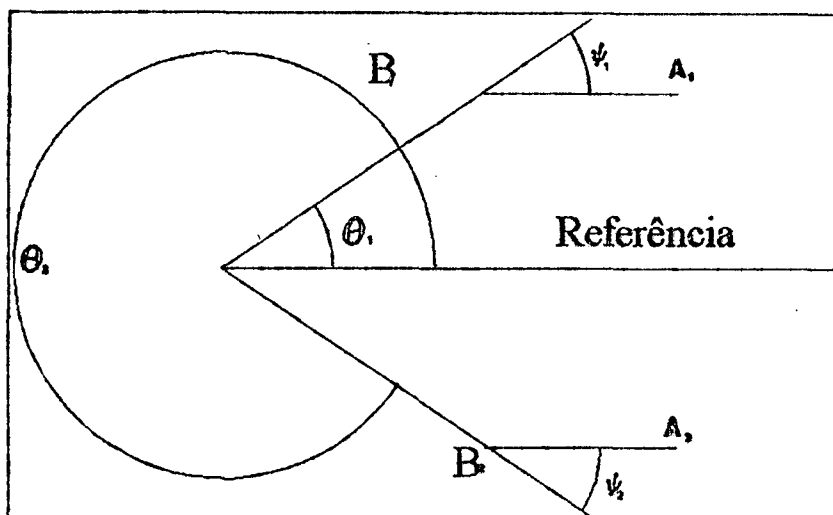


Fig. 2.12 - Restrição de quanto ao módulo.

Por convenção foi adotado o sentido horário como positivo para os ângulos ψ_i . Para a definição do sinal deste ângulo, vale o critério da Tab. 2.2 abaixo de conformidade com as Fig. 2.11 e 2.12.

Sinal de ψ_i	$\rho > \theta$	$\rho < \theta$
Positivo (+)	$ \theta - \rho > \pi$	$ \theta - \rho < \pi$
Negativo (-)	$ \theta - \rho < \pi$	$ \theta - \rho > \pi$

Tab. 2.2 - Determinação do sinal de ψ_i

Os ângulos $\psi_{ij} = (\psi_j - \psi_i)$, representam os deslocamentos angulares (ou seja, rotações) do pivô móvel que liga a barra de saída à barra acopladora, quando o mecanismo se transfere da

posição i para a posição j . Em nosso caso de duas posições teremos obrigatoriamente $i=1$ e $j=2$. Na possibilidade de existir mais posições (casos 3,4 e SPFS) utilizar-se-á o maior e menor valor de ψ_{ij}

Os deslocamentos angulares $\psi_{ij} = (\psi_j - \psi_i)$ onde ψ_j procede da eq. 2.39, estão representados na Fig. 2.11. Adota-se o seguinte critério (Tab. 2.1) para restringir ψ_{ij} entre $-\pi$ e $+\pi$.

Condição	ψ_{ij}
$\psi_{ij} < -\pi$	$\psi_{ij} + 2\pi$
$-\pi < \psi_{ij} < +\pi$	ψ_{ij}
$-\pi < \psi_{ij}$	$\psi_{ij} - 2\pi$

Tab. 2.3 - Restrição de ψ_{ij} quanto ao módulo

As inclinações das retas de Filemon em relação ao sistema de coordenadas referencial serão dadas por :

$$m_l = \tan \phi_l \tag{2.43}$$

$$m_m = \tan \phi_m \tag{2.44}$$

onde:

$$\phi_l = \theta_1 + \psi_{11} = \theta_1 \tag{2.45}$$

$$\phi_m = \theta_1 + \psi_{12} \tag{2.46}$$

Isto utilizando-se a posição 1 do plano acoplador como referência. Sabendo-se que estas retas se interceptam no ponto de círculo $B_1(x_1, y_1)$ as respectivas equações destas retas serão:

$$y = m_l * x + b_l \tag{2.47}$$

$$y = m_m * x + b_m \tag{2.48}$$

onde:

$$b_l = y_1 - m_l * x_1 \tag{2.49}$$

$$b_m = y_1 - m_m * x_1 \tag{2.50}$$

Capítulo 3

Três Posições Multiplamente Separadas

3.1 Teoria PMS para Três Posições

Uma questão fundamental para o desenvolvimento da teoria de 3PMS é a da colinearidade das posições. Seja uma linha reta

$$\lambda(U, V) = L_0 U + L_1 V + L_2 = 0 \quad (3.1)$$

Sejam agora três pontos A_l , onde $l=0,1,2$. Aplicando a equação acima para cada um dos pontos tem-se:

$$\begin{aligned} A_0 &\Rightarrow \lambda_0(U, V) = L_0 U_0 + L_1 V_0 + L_2 = 0 \\ A_1 &\Rightarrow \lambda_1(U, V) = L_0 U_1 + L_1 V_1 + L_2 = 0 \\ A_2 &\Rightarrow \lambda_2(U, V) = L_0 U_2 + L_1 V_2 + L_2 = 0 \end{aligned} \quad (3.2)$$

tem-se então desvios em relação à reta da seguinte forma

$$\begin{aligned} \lambda_1(U, V) - \lambda_0(U, V) &= L_0(U_1 - U_0) + L_1(V_1 - V_0) = 0 \\ \lambda_2(U, V) - \lambda_0(U, V) &= L_0(U_2 - U_0) + L_1(V_2 - V_0) = 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

De uma forma genérica, *i.e.* envolvendo também deslocamentos infinitesimais, podemos definir os funcionais abaixo que descrevem o desvio de retilinearidade dos deslocamentos da posição inicial 0 para uma posição qualquer l (no caso de 3PMS tem-se $l = 1,2$). Assim:

$$\Delta \lambda_l(U, V) = \lambda_l - \lambda_0 = L_0 \Delta U_l + L_1 \Delta V_l = 0 \quad (3.4)$$

De uma forma mais explícita e utilizando os coeficientes generalizados de curvatura tem-se a seguinte expressão :

$$\Delta \lambda_l = L_0(A_{3l}u - A_{4l}v + A_{5l}) + L_1(A_{4l}u + A_{3l}v + A_{6l}) = 0 \quad (3.5)$$

esta expressão (para $l=1,2$) é a condição necessária e suficiente para que 3PMS estejam em linha reta. Tem-se um sistema de duas equações a duas incógnitas (L_0 e L_1) que aplicando a regra de Cramer tem-se:

$$\begin{vmatrix} A_{31}u - A_{41}v + A_{51} & A_{41}u + A_{31}v + A_{61} \\ A_{32}u - A_{42}v + A_{52} & A_{42}u + A_{32}v + A_{62} \end{vmatrix} \quad (3.6)$$

pode-se notar que desenvolvendo o determinante acima tem-se uma forma quadrática em relação a u e v (coordenadas no plano móvel). Expandindo-se pode-se perceber que este lugar geométrico :

$$(u^2 + v^2)(A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}) + u(A_{51}A_{42} + A_{31}A_{62} - A_{32}A_{61} - A_{41}A_{52}) + v(A_{61}A_{42} + A_{51}A_{32} - A_{31}A_{52} - A_{41}A_{62}) + A_{51}A_{62} - A_{61}A_{52} = 0 \quad (3.7)$$

é, na realidade, um círculo.

3.1.1 O Sistema Especial De Referência (SER)

O sistema especial de referência é necessário para simplificar o cálculo dos invariantes do movimento quando há deslocamentos infinitesimais de ordem superior. Em especial nos casos de 4PMS e 5PMS onde, a não ser por utilização de Computação Algébrica, tal se torna inviável. Foi visto no final do capítulo que trata de 2PMS que parte dos requisitos deste sistema especial são:

$$\alpha_0 = \beta_0 = \gamma_0 = 0 \quad (3.8)$$

Note ainda que se o pólo P_{01} se encontra na origem então, pelas equações (2.16), tem-se:

$$\begin{cases} u_p = -\frac{A_{51}A_{31} + A_{41}A_{61}}{A_{31}^2 + A_{41}^2} = 0 \\ v_p = \frac{A_{41}A_{51} + A_{61}A_{31}}{A_{31}^2 + A_{41}^2} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow A_{51} = A_{61} = 0 \quad (3.9)$$

Após isto a equação (3.7) se converte em:

$$(u^2 + v^2)(A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}) + u(A_{31}A_{62} - A_{41}A_{52}) + v(-A_{31}A_{52} - A_{41}A_{62}) = 0 \quad (3.10)$$

Se além desta condições de translações de eixo (a fim de posicionar-se o pólo P_{01} na origem) for adicionada uma condição de translação de eixos de forma a impor que a tangente à circunferência no pólo P_{01} (que, como já foi visto, pertence ao lugar geométrico dos pontos que possuem 3PMS em uma linha reta) seja o próprio eixo u tem-se de impor que o coeficiente de u na equação acima seja nulo, *i.e.* :

$$A_{62}A_{31} - A_{41}A_{52} = 0 \quad (3.11)$$

que implica em:

$$A_{52} = A_{62} \frac{A_{31}}{A_{41}} \Rightarrow \alpha_2 = \beta_2 \frac{A_{31}}{A_{41}} \quad (3.12)$$

Se ainda for feito um escalamento de forma que o diâmetro da circunferência seja unitário tem-se de impor que o coeficiente de v na eq. (44) (normalizado em relação aos termos quadráticos) seja -1. Desta forma:

$$-1 = \frac{-A_{31}A_{52} - A_{41}A_{62}}{A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}} \quad (3.13)$$

substituindo A_{52} por seu valor em (3.12) chega-se a:

$$\beta_2 = A_{41} \frac{A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}}{A_{31}^2 + A_{41}^2} = f(\gamma_1, \gamma_2) \quad (3.14)$$

Resumindo as condições para o sistema especial de referência são:

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= \beta_0 = \gamma_0 = \alpha_1 = \beta_1 = 0 \\ \alpha_2 &= \alpha_2(\gamma_1, \gamma_2) \\ \beta_2 &= \beta_2(\gamma_1, \gamma_2) \end{aligned} \quad (3.15)$$

3.1.2 Transformação de Curvatura em 3PMS

Outra questão de vital importância é:

Dado um ponto $A(u,v)$ no plano móvel que possui 3PMS em um arco de círculo $g(U,V)$ de centro O_a calcular a transformação que leva:

$$\underbrace{A \in E}_{u, v} \Leftrightarrow \underbrace{O_a \in \Sigma}_{U, V}$$

A forma geral da restrição circular é:

$$g_t(U, V) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left\{ Q_0(U^2 + V^2) + 2Q_1U + 2Q_2V + Q_3 \right\} \Big|_{\gamma=\gamma_t} = 0 \text{ para } t = 0, 1, 2 \quad (3.16)$$

De forma a trabalhar-se com os deslocamentos ao invés das posições de projeto em si diminuiremos todas as restrições anteriores de $g_0 = 0$ obtendo-se

$$G_t(U, V) = g_t - g_0 = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left\{ Q_0(U^2 + V^2 - U_0^2 - V_0^2) + 2Q_1(U - U_0) + 2Q_2(V - V_0) \right\} \Big|_{\gamma=\gamma_t} = 0 \text{ para } t = 1, 2 \quad (3.17)$$

onde compensa-se a perda de uma restrição com a eliminação da variável Q_3 . Utiliza-se agora a equação de transformação entre os planos móvel e fixo (eq 2.1 repetida abaixo):

$$U = u \cos \gamma - v \sin \gamma + \alpha$$

$$V = u \sin \gamma + v \cos \gamma + \beta$$

que colocada na equação (3.17) leva, após algumas manipulações, a:

$$G_t = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left\{ Q_0 \left[\frac{\alpha^2 + \beta^2}{2} + u(\alpha \cos \gamma + \beta \sin \gamma) + v(-\alpha \sin \gamma + \beta \cos \gamma) \right] + \right. \\ \left. Q_1 [u(\cos \gamma - 1) - v \sin \gamma + \alpha] + Q_2 [u \sin \gamma + v(\cos \gamma - 1) + \beta] \right\} \Big|_{\gamma=\gamma_t} = 0 \text{ para } t = 1, 2 \quad (3.18)$$

onde todo o termo acima foi dividido por 2. Novamente tem-se uma equação linear em relação aos parâmetros u e v de forma que se torna conveniente definir novos coeficientes generalizados de curvatura A_{ml}

$$G_t = Q_0 [A_{0t} + A_{1t}u + A_{2t}v] + Q_1 [A_{3t}u - A_{4t}v + A_{5t}] + Q_2 [A_{4t}u + A_{3t}v + A_{6t}] = 0 \quad (3.19)$$

ou de forma mais concisa :

$$G_l = Q_0 D_l + Q_1 E_l + Q_2 F_l = 0 \quad (3.20)$$

onde :

$$\begin{aligned} D_l &= A_{0l} + A_{1l}u + A_{2l}v \\ E_l &= A_{3l}u - A_{4l}v + A_{5l} \\ F_l &= A_{4l}u + A_{3l}v + A_{6l} \end{aligned} \quad (3.21)$$

e aqui estão as definições dos novos coeficientes A_{ml}

$$\begin{aligned} A_{0l} &= \frac{\Delta}{d\gamma^k} \left[\frac{\alpha^2 + \beta^2}{2} \right]_{\gamma=\gamma_l} \\ A_{1l} &= \frac{\Delta}{d\gamma^k} [\alpha \cos \gamma + \beta \operatorname{sen} \gamma]_{\gamma=\gamma_l} \\ A_{2l} &= \frac{\Delta}{d\gamma^k} [-\alpha \operatorname{sen} \gamma + \beta \cos \gamma]_{\gamma=\gamma_l} \end{aligned} \quad (3.22)$$

Para dois deslocamentos angulares tem-se as seguinte equações

$$\begin{aligned} Q_0 D_1 + Q_1 E_1 + Q_2 F_1 &= 0 \\ Q_0 D_2 + Q_1 E_2 + Q_2 F_2 &= 0 \end{aligned} \quad (3.23)$$

Notando-se nas equações (3.16) que o centro da circunferência está em

$$\begin{cases} U_{Oa} = -\frac{Q_1}{Q_0} \\ V_{Oa} = -\frac{Q_2}{Q_0} \end{cases} \quad (3.24)$$

resolvendo o sistema (3.23) tem-se a transformação de curvatura de forma mais explícita, *i.e.*,

$$\begin{cases} U_{Oa} = \frac{D_1 F_2 - D_2 F_1}{E_1 F_2 - E_2 F_1} \\ V_{Oa} = \frac{D_2 E_1 - D_1 E_2}{E_1 F_2 - E_2 F_1} \end{cases} \quad (3.25)$$

3.2 Deslocamentos angulares nos pivôs

Como é bem conhecido (critério de Grashof), nem todos os mecanismos de quatro barras possuem barras completamente rotacionáveis. É geralmente desejável ter uma manivela de tal forma que o mecanismo possa ser guiado por um motor de rotação contínua. Portanto é importante poder saber separar soluções que tenham uma manivela das que não a possuam. Os procedimentos da clássica síntese de Burmester falham neste sentido. Os métodos de tentativa e erro existentes são laboriosos. Usam relações de parâmetros do mecanismo com distância curvilínea sobre a curva de pontos de círculo ou de centro. [BEYER,1963] usa somas de comprimentos de barras, já [FILEMON,1971] e [FILEMON,1972] utiliza deslocamentos angulares nos pivôs.

3.2.1 Análise da capacidade de rotação nos pivôs de mecanismos Grashof

Qualquer mecanismo de quatro barras Grashof tem dois pivôs adjacentes completamente rotacionáveis e os restantes dois pivôs adjacentes que oscilam.

a) Dupla-manivela (Fig. 3.1 (a))

Os pivôs fixos são os completamente rotacionáveis. Os ângulos entre o acoplador e a barra de saída (ψ_1 e ψ_2) dos pivôs móveis são menores que π .

A ordem ao passar pelas posições de projeto tanto com a manivela ou com a contramanivela deve ser a mesma.

O acoplador rotaciona completamente em relação à barra fixa, porém com ordem de rotação idêntica à das posições de projeto.

b) Duplo-balancim (Fig. 3.1 (b))

Os pivôs móveis são completamente rotacionáveis.

Os pivôs fixos oscilam, ou seja, os ângulos de junta ϕ_1 e ϕ_2 estão entre 0 e π .

O acoplador gira completamente com relação à base.

A ordem em que o acoplador vai passar pelas posições de projeto é a ordem rotacional.

c) Manivela-balancim (Fig. 3.1 (c))

Um pivô móvel e um pivô fixo rotacionam completamente e estão montados na manivela. As duas juntas montadas na outra barra (contramanivela) são oscilatórias. Se ϕ_1 e ψ_1 estão definidos como mostra a (Fig. 3.1 (c)) e as juntas A e B são os pivôs completamente rotacionáveis, a ordem de rotação de A deve ser reversa a de B.

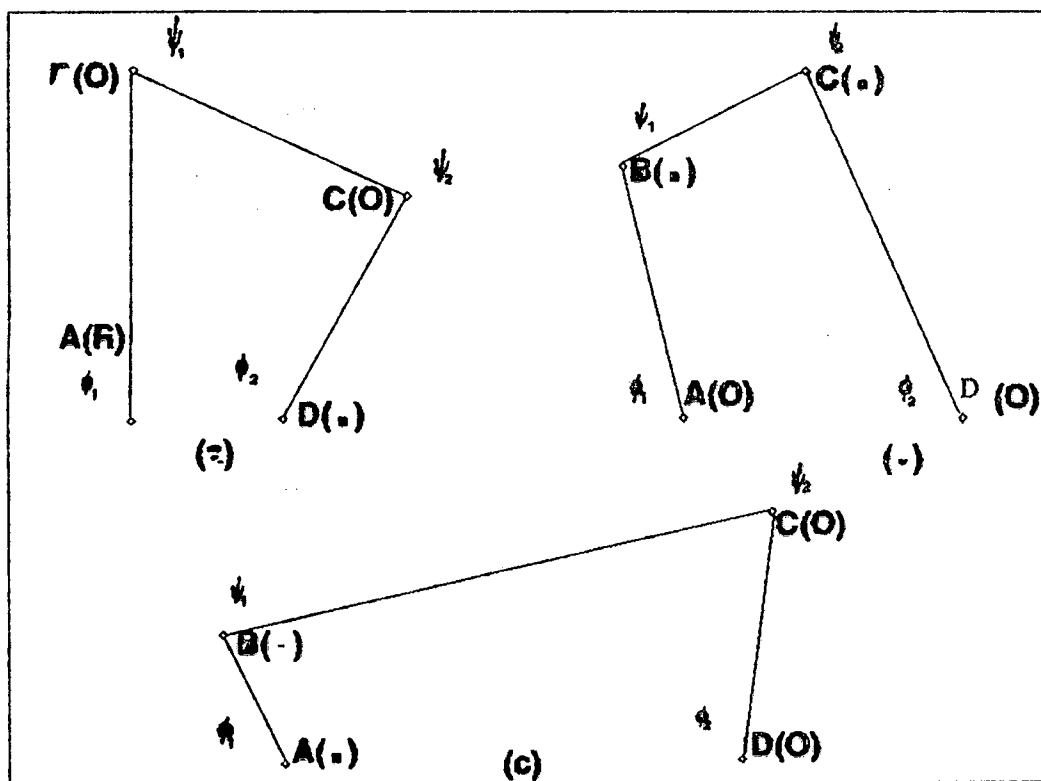


Fig. 3.1 - Ângulos característicos para os três tipos de mecanismos Grashof

Neste caso o acoplador executa uma oscilação rotacional relativa à base. A manivela AB rotaciona completamente em relação à barra fixa. Como consequência a ordem de progressão através das posições de projeto não é determinada por sua ordem rotacional, como nas outras inversões.

A amplitude de oscilação do acoplador não pode ser maior que π (pois toda junta de mecanismo Grashof com deslocamento angular maior que π rotaciona completamente). Então o deslocamento rotacional do acoplador necessário para atravessar as posições de projeto não pode ser maior que π . Além disso as juntas oscilatórias não podem girar mais que π , ou melhor $0 < \phi_2 < \pi$.

Do anterior pode ser visto que, para se enquadrar no critério de Grashof, o mecanismo deve satisfazer várias condições necessárias:

(i) As ordens de rotação¹ sobre as juntas completamente rotacionáveis devem ser coordenadas. No caso de dupla-manivela e duplo-balancim elas (as ordens de rotação) devem também ser coordenadas com a ordem rotacional das posições de projeto.

(ii) As rotações sobre as juntas oscilatórias necessárias para atravessar as posições de projeto devem ser menores que π .

(iii) As barras de entrada e saída do mecanismo devem ser coordenadas tais que os ângulos dos pivôs oscilatórios nunca atinjam 0 ou π .

Na seqüência, métodos gerais para a satisfação destas condições serão apresentados. Apesar que a satisfação de todos os três quesitos acima não garante a solução de um tipo Grashof desejado, há alta probabilidade de sê-lo. Isto significa que uma rotina relativamente pequena de tentativa e erro será satisfatória para a solução.

¹Ordem de rotação é a seqüência de posições de projeto obtida por uma rotação unidirecional do plano móvel. Ela é obtida ao fixar-se uma referência angular e anexar-se as posições finitamente separadas (ver Fig 2.10 por exemplo). Posições infinitesimalmente separadas não alteram a ordem de rotação do plano móvel.

3.2.2 Faixa de Rotação nos Pivôs Móveis : Inversão Geométrica

Nesta seção tratar-se-á dos dois pivôs que executam movimento oscilatório. A ordem de rotação através das posições de projeto não possui significância direta na seleção dos pivôs oscilatórios. Porém eles devem ser selecionados de tal forma que a amplitude de seu movimento seja sempre menor que π e atravessem as posições de projeto.

As técnicas já desenvolvidas por [WALDRON,1976] e [WALDRON,1977], que garantem o critério acima, são suficientes para o cálculo de uma dupla-manivela.

Porém, no caso de manivela-balancim e duplo-balancim Grashof, existem juntas fixas que executam movimento oscilatório. Portanto tem-se de garantir que este movimento oscilatório necessário para passar pelas posições de projeto seja menor que π . Isto pode ser feito por uma simples inversão angular. Contudo, particularmente no caso de manivela-balancim que possui tanto pivô fixo como pivô móvel oscilatórios, é necessário trazer todos os procedimentos de seleção das barras ou para o plano fixo ou para o plano móvel. Então um mapeamento do plano móvel para o plano fixo, ou vice-versa, tem de ser desenvolvido.

O método usado para controlar o deslocamento angular das juntas (fixas ou móveis) é baseado no deslocamento angular, ψ_{ij} , sobre um dado ponto de círculo, quando o acoplador move-se entre as posições i e j , sendo aquele ângulo que compreende o segmento $P'_{ik}P'_{jk}$ ([WALDRON,1976] e [HARTENBERG & DENAVIT,1964]).

Sendo ψ_{ij} positivo se $-\pi < \psi_i < +\pi$, no restante ψ_{ij} será negativo. Para três posições ter-se-á a Fig. 3.2 já conhecida. Esta figura marca as regiões do plano móvel no qual o deslocamento angular sobre um ponto de círculo é maior que ou menor que π [WALDRON,1977]. Isto também conduz ao método para identificação de segmentos na curva de pontos de círculo nos quais o deslocamento angular sobre os ponto de círculo são

menores que π [WALDRON & STRONG,1979] de forma a evitar-se o problema da inversão geométrica.

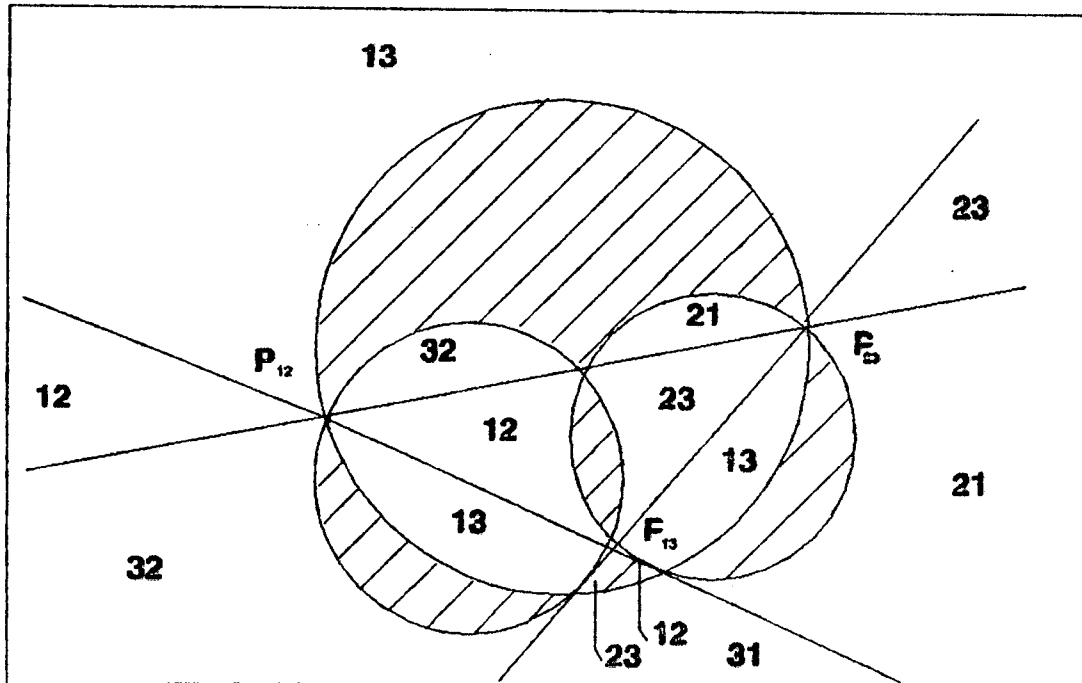


Fig. 3.2 - Primeiro diagrama de círculos com posições limites de rotação especificadas.

Um outro aspecto desta figura é a identificação das posições limitantes de menor rotação no pivô móvel necessário para atravessar as posições de projeto. Isto é importante para a coordenação de manivelas a fim de garantir que os ângulos dos pivôs móveis não ultrapassem 0 ou π .

As posições extremas podem ser identificadas usando as seguintes regras:

(i) Marcar as regiões que exigem faixa de rotação maior que π (regiões sombreadas na Fig. 3.2). Uma regra é começar de fora alternando regiões impossíveis (V) e possíveis (U).

(ii) Observando-se a Fig. 3.2 ver-se-á que cada círculo tem associação com um par de posições extremas. Estas são dadas pelos índices não repetidos do par de pólos que formam o

diâmetro do círculo. Ex.: círculo de diâmetro $P'_{12}P'_{13}$ implica em posições extremas 2 e 3. Para identificar qual destas posições é a maior ou a menor analisa-se o sinal de ψ_{ij} sendo i e j as posições extremas (neste caso ψ_{23}).

(iii) Os lados do triângulo de pólos-imagens também são associados a um par de posições não comuns. Toda vez que dois segmentos permitidos são separados por um lado do triângulo as posições extremas em um deles podem ser obtidas do outro. Basta trocar uma posição extrema pela outra. A posição que se manterá constante é a terceira (no exemplo anterior é a posição 1)

3.2.3 Faixa de Rotação nos Pivôs Fixos : Segundo Diagrama de Círculos

Voltando ao mapeamento no plano dos pontos de círculo das regiões do plano de pontos de centro onde ter-se-á pontos de centro que são associados a barras com rotação menor que π sobre seus pivôs fixos ao atravessar as posições de projeto. Deve ser notado que:

$$\theta_{ij} = \phi_{ij} + \psi_{ij}, \text{ onde:}$$

$$\theta_{ij} = \text{deslocamento angular do plano acoplador (dado do problema)}$$

$$\phi_{ij} = \text{deslocamento angular da barra móvel em relação ao pivô fixo}$$

$$\psi_{ij} = \text{deslocamento angular do plano acoplador em relação à barra (manivela ou contramanivela)}$$

Tudo em relação às posições i e j .

Como θ_{ij} é conhecido (é dado do problema), impondo-se a restrição $\phi_{ij} = \pi$ ter-se-á:

$$\psi_{ij} = \theta_{ij} - \pi \text{ (conhecido)}$$

Da mesma forma se $\phi_{ij} = 0$:

$$\psi_{ij} = \theta_{ij}$$

Já que o ângulo subtendido por um ponto de círculo no segmento $P'_{ik}P'_{jk}$ é ψ_{ij} (teorema II [HARTENBERG & DENAVIT, 1964]) poderemos achar os lugares geométricos (*loci*) em que $\phi_{ij} = 0$ ou π .

Estes lugares geométricos são círculos porque o lugar geométrico de pontos que subtendem o mesmo ângulo em relação a um segmento de reta dado é um círculo. Para $\phi_{ij} = 0$ ter-se-á como limite a própria circunferência de pólos-imagens (Fig. 3.6) que, logicamente, independe do valor de i e j .

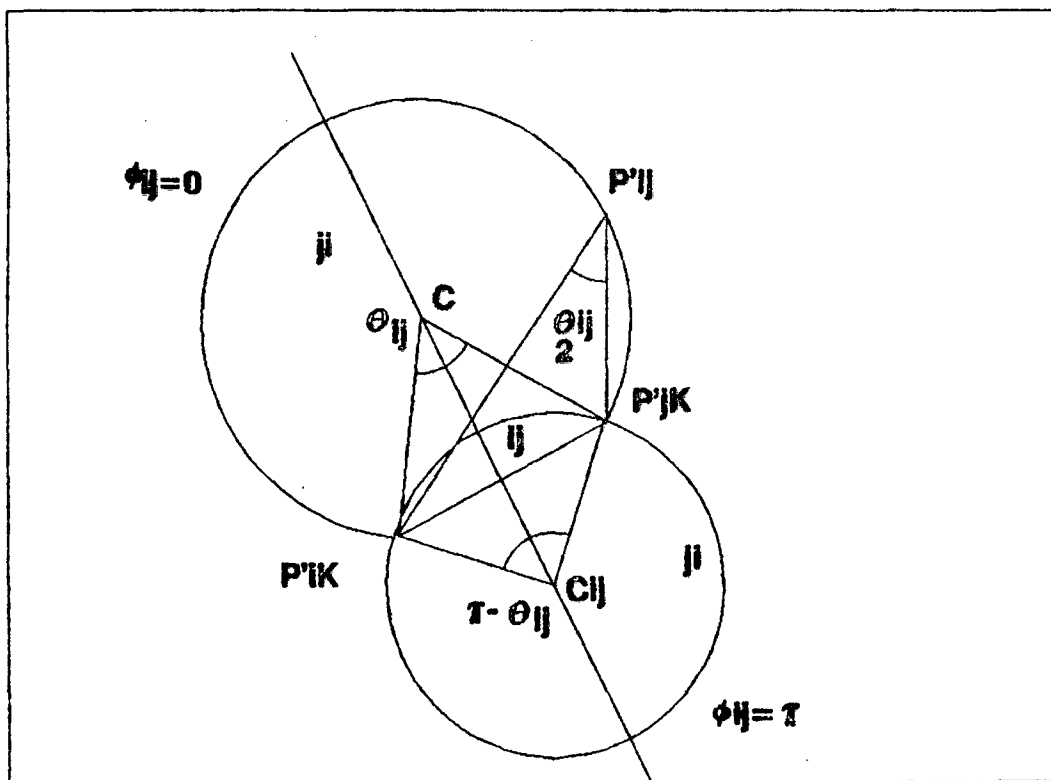


Fig. 3.3 - Processo de determinação dos círculos do segundo diagrama de círculos

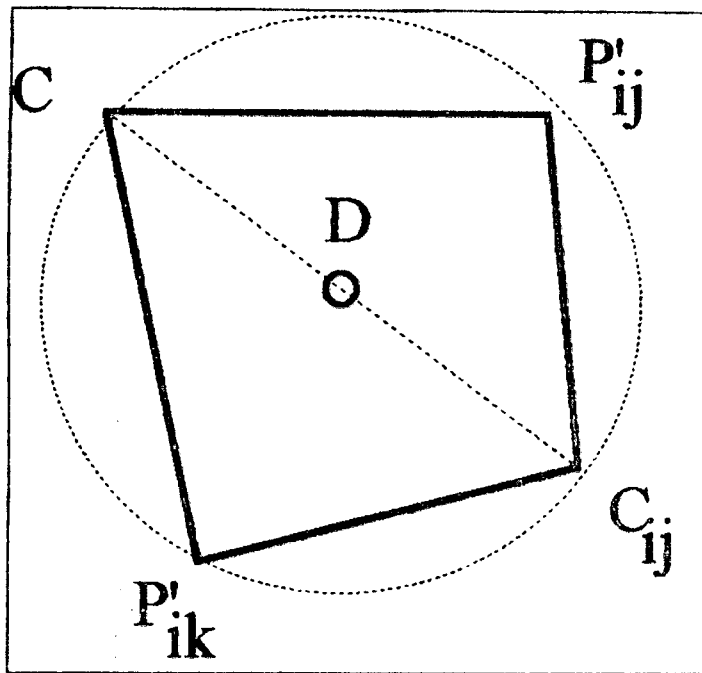


Fig. 3.4 - O ponto D no circuncentro do quadrilátero $CP'_{ik}C_{ij}P'_{ij}$

Está-se assumindo que $0 < \theta_{ij} \leq \pi$. Se θ_{ij} for negativo usa-se θ_{ji} e recal-se novamente em $0 < \theta_{ij} \leq \pi$ com a inversão de índices.

Já para o caso de $\phi_{ij} = \pi$ tem-se uma construção simples, como segue:

(i) Acha-se o circuncentro C (encontro das mediatrizes) do triângulo de pólos-imagens.

(ii) Construção das mediatrizes de CP'_{ik} e CP'_{jk} . Sua intersecção é no ponto D. (Fig. 3.4 - O ponto D no circuncentro do quadrilátero $CP'_{ik}C_{ij}P'_{ij}$)

(iii) Centro em D traça-se uma circunferência pelo ponto C. Sua intersecção com a mediatriz de $P'_{ik}P'_{jk}$ é o ponto C_{ij} .

(iv) A região requerida é um círculo com centro em C_{ij} que passa através de P'_{ik} e P'_{jk} .

Obs.: A propriedade do ponto D advém do fato do quadrilátero $CP'_{ik}C_{ij}P'_{jk}$ ser circunscritível. Os ângulos $\angle CP'_{ik}C_{ij}$ e $\angle C_{ij}P'_{jk}C$ são ambos retos. O quadrilátero é simétrico em relação a CC_{ij} e a soma dos ângulos restantes $(\theta_{ij} + \pi - \theta_{ij})$ é igual a π . (Fig. 3.4)

Se for feito para todos os pólos-imagens este processo dará (Fig. 3.5) :

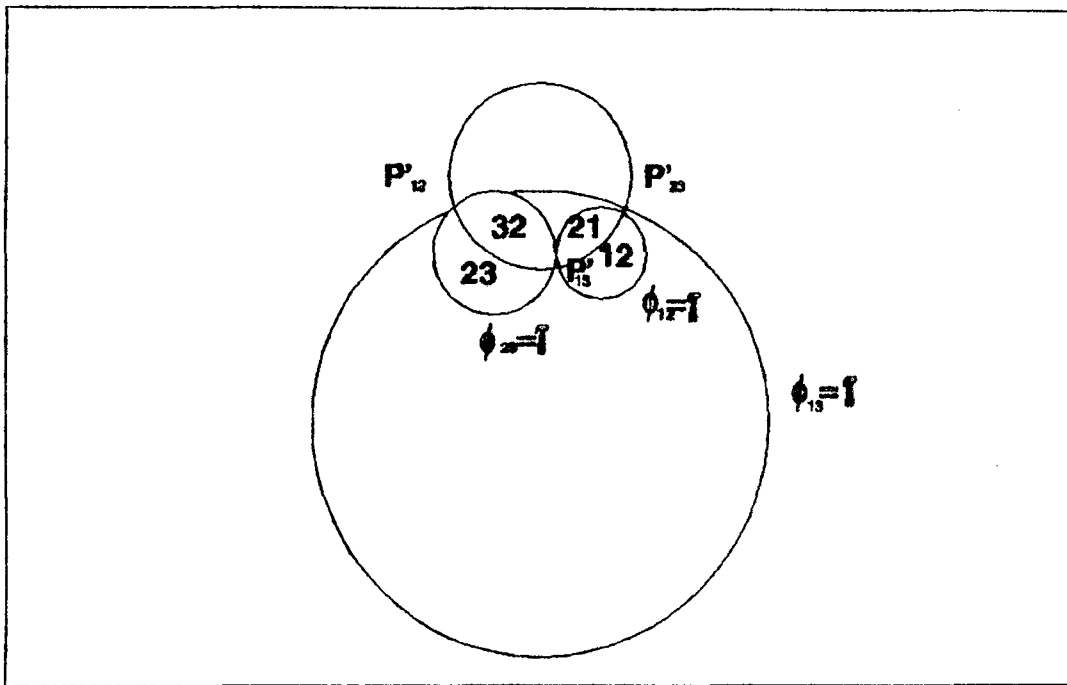


Fig. 3.5 - Segundo diagrama de círculos

Pode-se notar que:

a) Os três círculos cujos ângulos ϕ_{12} , ϕ_{13} e ϕ_{23} são iguais a π passam pelos dois pólos com índices diferentes dele.

b) Os dois círculos que passam através de cada pólo-imagem tangenciam-se neste ponto. Este fato é decorrente da linha que une o centro C_{ij} (da circunferência de $\phi_{ij} = 0$) com o pólo P'_{ik} ser perpendicular à linha CP'_{ik} . Da mesma forma $C_{jk}P'_{ik}$ é perpendicular a CP'_{ik} . Logo P'_{ik} , C_{jk} e C_{ij} são colineares e os círculos $\phi_{ij} = \theta$ e $\phi_{ik} = 0$ são tangentes em P'_{ik} .

Para vermos como fica o campo tem-se de ver um ponto de círculo no infinito (Fig. 3.6). Neste caso extremo a rotação deste ponto será igual à rotação da barra acopladora θ_{ij} . O exemplo visto possui uma faixa de rotação menor que π (ou seja $|\theta_{ij}|$ máximo é menor que π). Desta forma todos os pontos externos ao diagrama ao serem escolhidos para pivô móvel da barra de saída implicarão em balancins.

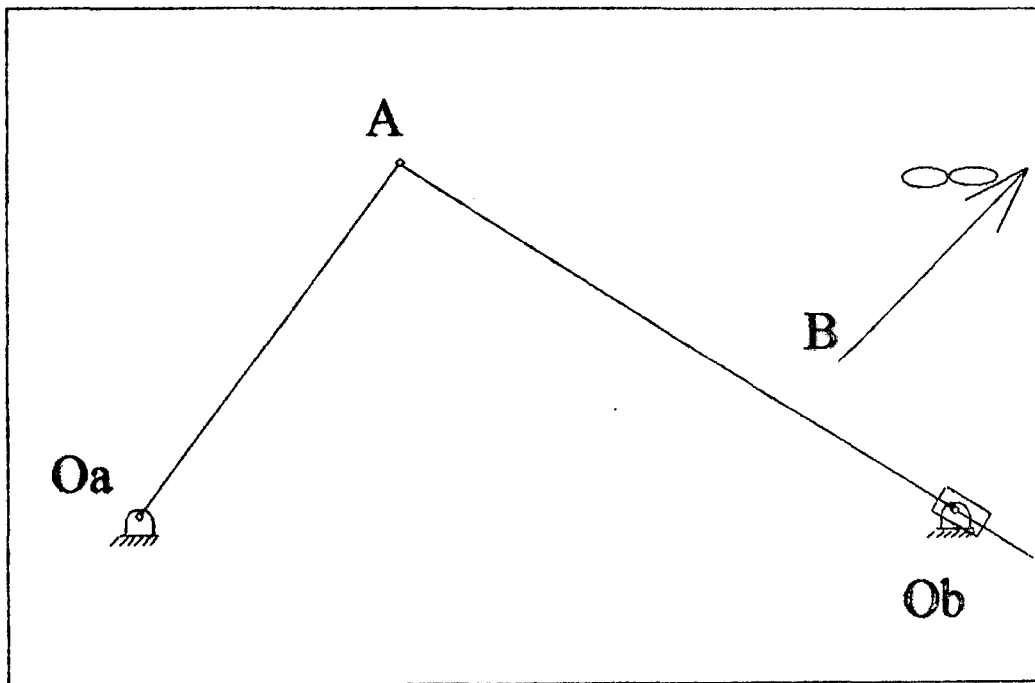


Fig. 3.6 - Mecanismo com ponto de círculo no infinito.

Ao passar pela circunferência de pólos-imagens as posições extremas não mudam mas sim todos os sinais dos ângulos ϕ_{ij} . Portanto a ordem dos números que designam as posições extremas se inverte. Entretanto, com relação à rotação no caso de 3PFS, há mudança de sentido mas não de ordem.

Se a solução desejada é um manivela-balancim será necessário não escolher as áreas vetadas dos dois diagramas (Fig. 3.2 e Fig. 3.5). Para dupla-manivela basta apenas a Fig. 3.2 no caso de três posições finitamente separadas pois é fundamental que ambos os pivôs fixos sejam completamente rotacionáveis. Inversamente se um duplo-balancim é requerido deve-se garantir que os pivôs móveis sejam completamente rotacionáveis e então basta a Fig. 3.5 para a solução do problema.

Capítulo 4

Quatro Posições Multiplamente Separadas (4PMS)

4.1 Teoria PMS para quatro posições

A imposição de mais uma restrição diminui em um grau de liberdade os lugares geométricos dos pontos que possuem 4PMS em uma linha reta (agora só existe um ponto, o ponto de Ball, ver [TESAR,4PMS]). Quanto aos pontos que estão sobre um arco de círculo, pontos de círculo, este lugar geométrico será uma curva cúbica com equação implícita em u e v .

Utilizando as equações (3.19) (3.20) e (3.21), para $t = 1,2,3$ tem-se um sistema de três equações a três incógnitas [CARMICHAEL,1972]. A saber:

$$\begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \\ G_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_1 & E_1 & F_1 \\ D_2 & E_2 & F_2 \\ D_3 & E_3 & F_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

O sistema homogêneo acima só tem sentido (i.e solução não-trivial) se o determinante da matriz 3x3 se anular. Ou seja, é necessário que:

$$\begin{vmatrix} A_{01} + A_{11}u + A_{21}v & A_{31}u - A_{41}v + A_{51} & A_{41}u + A_{31}v + A_{61} \\ A_{02} + A_{12}u + A_{22}v & A_{32}u - A_{42}v + A_{52} & A_{42}u + A_{32}v + A_{62} \\ A_{03} + A_{13}u + A_{23}v & A_{33}u - A_{43}v + A_{53} & A_{43}u + A_{33}v + A_{63} \end{vmatrix} = 0 \quad (4.2)$$

desenvolvendo o determinante acima recai-se na cúbica:

$$A(u^3 + uv^2) + B(u^2v + v^3) + Cu^2 + Dv^2 + Euv + Fu + Gv + H = 0 \quad (4.3)$$

onde os coeficientes da equação acima são dados por [RISO,1980]:

$$\begin{aligned}
A &= A_{12}(A_{41}A_{33} - A_{31}A_{43}) + A_{13}(A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}) \\
B &= A_{22}(A_{41}A_{33} - A_{31}A_{43}) + A_{23}(A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}) \\
C &= A_{02}(A_{41}A_{33} - A_{31}A_{43}) + A_{03}(A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}) + A_{12}(A_{41}A_{53} - A_{31}A_{63}) + A_{13}(A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}) \\
D &= A_{02}(A_{41}A_{33} - A_{31}A_{43}) + A_{03}(A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}) + A_{22}(A_{31}A_{53} - A_{41}A_{63}) - A_{23}(A_{31}A_{52} + A_{41}A_{62}) \\
E &= A_{12}(A_{31}A_{53} + A_{41}A_{63}) - A_{13}(A_{31}A_{52} + A_{41}A_{62}) + A_{22}(A_{41}A_{53} - A_{31}A_{63}) - A_{23}(A_{41}A_{52} - A_{31}A_{62}) \\
F &= A_{02}(A_{41}A_{33} - A_{31}A_{43}) + A_{03}(A_{31}A_{42} - A_{41}A_{32}) \\
G &= A_{02}(A_{31}A_{53} + A_{41}A_{63}) - A_{03}(A_{31}A_{52} + A_{41}A_{62})
\end{aligned}
\tag{4.4}$$

Esta cúbica será motivo de um estudo de parametrização a seguir.

4.2 Inversão Geométrica em 4PFS

O lugar geométrico dos pontos do plano acoplador cujas posições encontram-se em 4PFS é sabido ser uma curva cúbica. No entanto nem todos os pontos desta curva podem ser escolhidos como pivôs devido ao problema da inversão geométrica. K. Waldron [WALDRON,1976] demonstrou ser possível delimitar *a priori* as regiões não vetadas pelo problema da inversão geométrica. Esta delimitação ocorre em duas etapas:

- 1) Escolha do pivô móvel da barra de saída.
- 2) Escolha do pivô móvel da barra de entrada.

4.2.1 Escolha do pivô móvel da barra de saída.

As regiões permissíveis para a escolha deste pivô são dependentes das posições dos pontos Q'_{ij} , T'_{ij} e U'_{ij} que serão definidos a seguir.

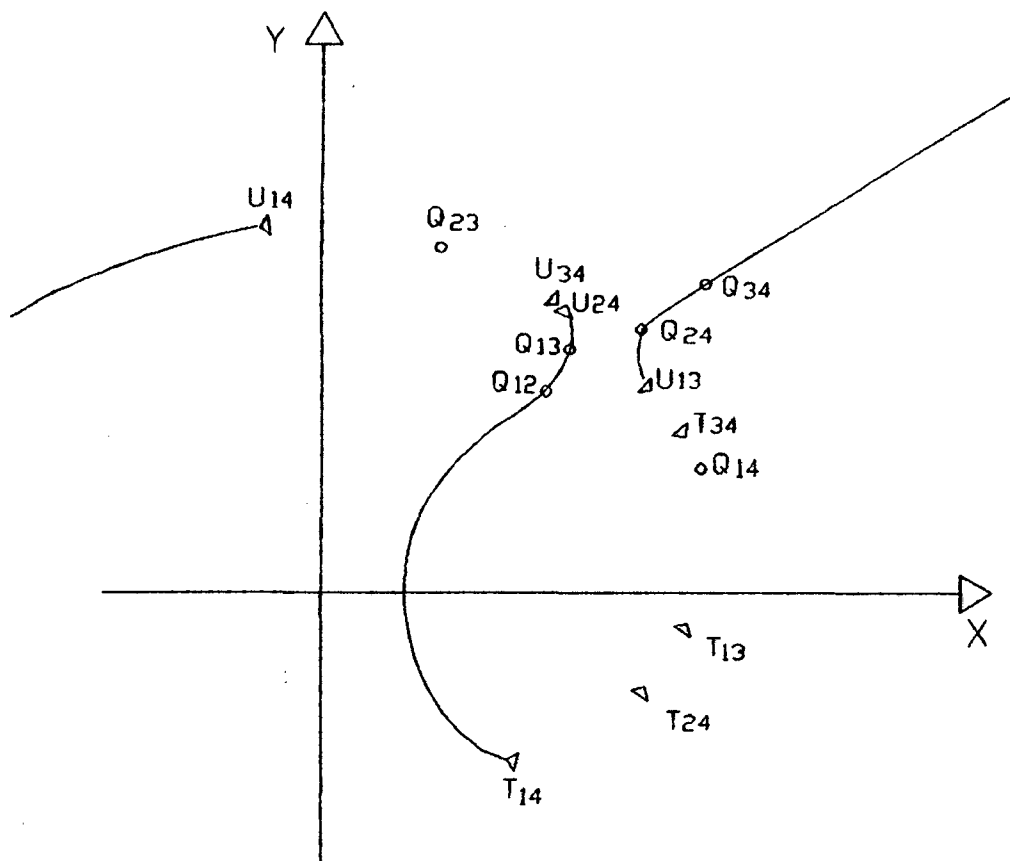


Fig. 4.1 - Os pontos Q, T e U para o problema da inversão geométrica na escolha do pivô móvel da barra de saída em 4PMS

Pontos Q_{ij}

São pontos nos quais o ângulo entre a barra acopladora e a barra de saída é nulo (*i.e.* $\psi_{ij} = 0$).

São dados pela intersecção de dois lados de um quadrilátero de pólos-imagens [WONDRACEK, 1984]. De forma esquemática definem-se os pontos Q_{ij} da seguinte maneira:

$$Q_{ij} = \Delta \text{ ponto de intersecção entre } \begin{cases} \text{reta que une } P'_{ik} \text{ e } P'_{jk} \\ \text{reta que une } P'_{il} \text{ e } P'_{jl} \end{cases} \quad (4.5)$$

As soluções analíticas são dadas por [WONDRACEK,1984] :

$$\begin{aligned} v_{Qij} &= \frac{AF - DC}{BD - AE} \\ u_{Qij} &= \frac{Bv_{Qij} + C}{A} \end{aligned} \quad (4.6)$$

onde:

$$\begin{aligned} A &= v_{P'_{jk}} - v_{P'_{ik}} & D &= v_{P'_{jl}} - v_{P'_{il}} \\ B &= u_{P'_{jk}} - u_{P'_{ik}} & E &= u_{P'_{jl}} - u_{P'_{il}} \\ C &= u_{P'_{jk}} v_{P'_{ik}} - u_{P'_{ik}} v_{P'_{jk}} & F &= u_{P'_{jl}} v_{P'_{il}} - u_{P'_{il}} v_{P'_{jl}} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Pontos T'_{ij} e U'_{ij}

São pontos nos quais o ângulo entre a barra acopladora e a barra de saída é raso (ou seja, $\psi_{ij} = \pi$).

São determinados através das intersecções de duas circunferências cujos diâmetros são lados de um mesmo quadrilátero de pólos-imagens [WONDRACEK,1984]. Caso haja intersecções reais estas ocorrem aos pares (a menos de tangência entre os círculos , *i.e.*, recaindo em uma raiz com multiplicidade dois) uma sendo o ponto T' e a outra o ponto U' .

Obs.: Não existe diferença funcional entre os pontos T' e U' . São usadas duas letras distintas de forma a evidenciar a duplicidade de soluções para cada par de circunferências. A escolha entre as denominações T' e U' é completamente arbitrária. De forma esquemática definem-se os pontos T' e U' do seguinte modo:

$$T'_{ij} \text{ e } U'_{ij} = \overset{\Delta}{\text{pontos de intersecção entre}} \begin{cases} \text{círculo 1 de diâmetro } P'_{ik} P'_{jk} \\ \text{círculo 2 de diâmetro } P'_{il} P'_{jl} \end{cases} \quad (4.8)$$

Para os círculos acima, já numerados, teremos os seus centros e raios dados por:

$$\begin{aligned}
 (u_1, v_1) &= \left(\frac{u_{P'_{jk}} + u_{P'_{ik}}}{2}, \frac{v_{P'_{jk}} + v_{P'_{ik}}}{2} \right); r_1 = \sqrt{(u_{P'_{jk}} - u_{P'_{ik}})^2 + (v_{P'_{jk}} - v_{P'_{ik}})^2} \\
 (u_2, v_2) &= \left(\frac{u_{P'_{jl}} + u_{P'_{il}}}{2}, \frac{v_{P'_{jl}} + v_{P'_{il}}}{2} \right); r_2 = \sqrt{(u_{P'_{jl}} - u_{P'_{il}})^2 + (v_{P'_{jl}} - v_{P'_{il}})^2}
 \end{aligned}
 \tag{4.9}$$

Utilizando-se uma rotina simples de cálculo de intersecção de círculos (um algoritmo que recai na solução de uma equação de segundo grau) teremos os dois pontos desejados. Nos programas desenvolvidos criou-se uma rotina em Fortran chamada INTCIR que calcula estes pontos de intersecção e notifica os casos de tangência e raízes complexas.

O processo de delimitação das regiões vetadas e permissíveis

Após calculados *a priori* todos os pontos Q'_{ij} , T'_{ij} e U'_{ij} tem-se de selecionar quais pontos T'_{ij} e U'_{ij} serão limites entre regiões vetadas e permissíveis para a escolha do pivô móvel da barra de saída e quais outros estarão dentro das regiões vetadas [WALDRON, 1976]. Para isto é necessário o conceito de pares adjacentes que virá a seguir.

É sabido que as regiões entre dois pontos Q'_{ij} mantêm constante a ordem de rotação da barra de saída em relação à barra acopladora. Esta ordem é conseguida mantendo-se o índice repetido entre os índices não repetidos dos pontos Q'_{ij} . Desta forma temos:

segmento $Q'_{ij} Q'_{jk} \Rightarrow$ ordem ijkl

segmento $Q'_{ij} Q'_{jl} \Rightarrow$ ordem ijlk

Dada uma ordem de rotação os pares não adjacentes são aqueles cujas posições não podem passar de uma à outra sem antes cruzar uma terceira. Assim:

ordem ijkl \Rightarrow pares não-adjacentes ik e jl

pares adjacentes (todos os outros) ij, jk, kl, li

Como nos demonstra [WALDRON,1976] os pontos T' e U' cujos índices são pares adjacentes dividem a cúbica em regiões com e sem problema de inversão geométrica. Além disso os pontos T' e U' cujos índices são pares não-adjacentes sempre se encontram dentro de regiões vetadas pelo problema da inversão geométrica. Assim tem-se um modo preciso de calcular os segmentos permissíveis para a escolha do pivô móvel da barra de saída.

4.2.2 Escolha do pivô móvel da barra de entrada.

Esta escolha é feita baseada no método das linhas de Filemon [FILEMON,1971] e segue os mesmos procedimentos já explicitados para 3PFS. O pivô deve ser escolhido sobre a cúbica de pontos de círculo em um segmento não pertencente a uma região vetada de Filemon. Caso se deseje uma manivela (rotação contínua) na entrada do movimento, deve-se ter o cuidado de escolher o pivô móvel da barra de entrada numa região da cúbica com ordem 1234 = 4321.

4.3 Regras Baseadas no Problema da Ordem e da Inversão Geométrica

a) Significado dos pólos-imagens

Eles dividem a curva de pontos de círculo (no caso de 4PMS vista a seguir) em segmentos que mantêm constante a ordem do movimento do mecanismo nas posições de projeto. Logicamente a seleção da manivela está restrita aos segmentos que forneçam a ordem desejada.

A escolha de um pivô móvel em um pólo-imagem implica que este ponto terá a mesma posição em duas posições de projeto adjacentes. Assim haverá pelo menos uma mudança no sentido de rotação desta barra. Logo:

(A) - A manivela deverá ser escolhida num ponto **NÃO** próximo dos pólos-imagens que limitam o segmento da ordem desejada.

b) Significado das linhas de Filemon

Selecionado o pivô móvel da barra de saída, as linhas de Filemon dão a região vetada para o pivô móvel da barra de entrada (inversão geométrica). A escolha sobre as linhas de Filemon implica em ângulos de transmissão ψ iguais a zero ou π .

(B) - A manivela deverá ser escolhida em segmentos NÃO próximos das linhas de Filemon e nas regiões não vetadas.

c) Significado do primeiro diagrama de círculos (restrição para o pivô móvel da barra de saída quanto à inversão geométrica)

Pontos escolhidos em algum dos segmentos acima implicam em ângulo entre as linhas de Filemon igual a π . Se um ponto está próximo dos limites dos segmentos o ângulo será próximo de π e a região utilizável será muito pequena. Logo não será possível encontrar uma manivela já que todos os pontos de círculo estarão muito próximos das linhas de Filemon.

(C) - O pivô móvel da barra de saída deverá ser selecionado em uma região permissível da curva e distante dos limites dos diagramas circulares

Na prática a regra (C) acima é aplicada primeiro pois é dependente da escolha do pivô móvel da barra de saída. As regras (A) e (B) serão aplicadas juntas quando da seleção do pivô móvel da barra de entrada.

Outra regra mencionada em [WALDRON,1976] é útil. Se uma manivela-balancim é buscada, é útil selecionar o pivô móvel da barra de entrada na região vetada para o pivô móvel da barra de saída pelo método dos diagramas circulares. Isto garante que o pivô móvel da barra de entrada irá rotacionar mais que π em relação à barra acopladora. Tal escolha

exclui qualquer possibilidade de projeto de uma dupla-manivela pois esta rotação nos pivôs móveis sempre serão menores que π .

O projetista deve ter em mente que somente é possível projetar um manivela-balancim quando a faixa de rotação do plano acoplador é menor que π . De fato é difícil projetar um manivela-balancim com faixa de rotação do acoplador muito acima de $\pi/2$. Tal fato não ocorre com duplas-manivelas.

4.4 Parametrização da Cúbica de Pontos de Círculo

A ordenação dos pontos característicos (Q',T,U') ao longo da curva de pontos de círculo é fundamental na determinação das regiões vetadas devido ao problema da inversão geométrica. Só desta forma pode-se precisar os pontos limitantes das regiões permisíveis e, então, fazer-se a escolha do pivô móvel da barra de saída, para 4PFS. Desta forma um processo de parametrização associado a uma variável real facilitaria sobremaneira este processo.

4.4.1 Complexificação

E.J.F. Primrose [PRIMROSE, 1955] coloca o problema de utilizar-se um corpo compacto (no caso os complexos) a fim de manter características tais como intersecções de curvas pertencentes ao mesmo corpo. De certa forma necessita-se trabalhar com os polinômios das curvas mantendo-se todas as suas raízes imersas no mesmo corpo (no caso dos complexos).. Em outras palavras quer-se utilizar o Teorema Fundamental da Álgebra.

Sendo assim a parametrização necessita de dois passos:

- Dos reais para os complexos. Isto é feito de forma imediata. A forma da cúbica não se altera e a modificação ocorre unicamente no domínio das variáveis ($\mathbb{R}^2 \Rightarrow \mathbb{C}^2$).

- Dos complexos para os reais . Este é o caminho não-trivial. Precisa-se parametrizar nos complexos e então restringir tal parametrização para os reais. (Como será visto, para o caso da cúbica não-singular este retorno aos reais não é direto).

4.4.2 Projetivização

Apesar de se trabalhar no corpo dos complexos, a cúbica no plano afim, no caso o \mathbb{R}^2 ou após a complexificação o \mathbb{C}^2 , possui descontinuidades em pontos no infinito. De forma a resolver estes problemas é conveniente trabalhar não no espaço dos pontos no plano afim (\mathbb{R}^2 ou \mathbb{C}^2) mas sim no espaço das direções de um espaço tridimensional (\mathbb{R}^3 ou \mathbb{C}^3) também conhecido como espaço projetivo ($\mathbb{R}P^2$ ou $\mathbb{C}P^2$) [KERWIN,1992]. Este espaço garante continuidade de direções tornando antigos pontos no infinito como associados à direções regulares. A cúbica sofre o acréscimo de uma variável (no caso presente z) Desta forma uma cúbica genérica :

$$qx^3 + ry^3 + wx^2y + sxy^2 + ex^2 + fy^2 + hx + ky + p = 0 \quad (4.10)$$

se converte, no espaço projetivo, em:

$$qx^3 + ry^3 + wx^2y + sxy^2 + ex^2z + fy^2z + hxz^2 + kyz^2 + pz^3 = 0 \quad (4.11)$$

É sabido [CARMICHAEL,1972] que nos casos de 4PMS tem-se dois tipos de curvas bem definidos. Nos casos PPPP (*i.e.* 4PIS) e PP-PP tem-se uma cúbica singular nodal¹ cuja forma de parametrização se dá por funções racionais.

Nos casos restantes (P-P-P-P, PP-P-P e PPP-P) tem-se uma cúbica não-singular² cuja parametrização se dá por funções elípticas e cujo retorno aos reais se dá de forma não-trivial. No caso de 4PFS (P-P-P-P) tem-se ainda o agravante da curva real, sob certas condições, se separar em dois ramos, um aberto e outro fechado. Ver-se-á cada caso acima em separado

¹Após complexificada esta cúbica é topologicamente homeomorfa a uma esfera com ponto de auto-intersecção

²Nos complexos esta cúbica é topologicamente homeomorfa a um toro

4.4.3 Cúbica nodal (PPPP e PP-PP)

A característica fundamental da cúbica nodal é a presença de um (único) nó Fig. 4.2. No caso PPPP o nó coincide com o pólo P_{01} . Já no caso PP-PP o nó será o local dos pólos coincidentes $P_{02} \equiv P_{12}^0$ (P_{12}^0 é o pólo-imagem de P_{12} fixada a primeira posição, no caso 0)

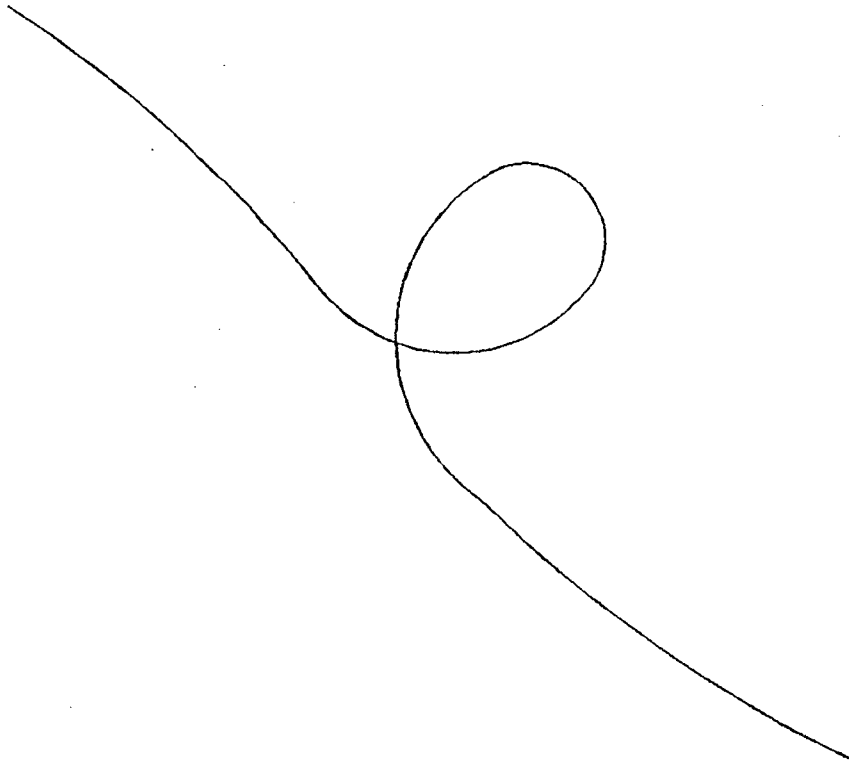


Fig. 4.2 - A cúbica nodal

Para parametrizar uma cúbica nodal são necessários os seguintes passos [PRÍMROSE, 1955]:

1) Localizar o nó:

No caso PPPP - Pólo P_{01}

No caso PP-PP - Pólos $P_{02} \equiv P_{12}^0$

2) Por mudança de coordenadas (translação) colocar o nó em (0,0,1). Note-se que usamos coordenadas projetivas.

3) Nova mudança de coordenadas (rotações e escalamentos) de forma a colocar as duas tangentes da cúbica no nó em $x=0$ e $y=0$ respectivamente. Após isto teremos a cúbica (no espaço projetivo) da seguinte forma :

$$xyz = ax^3 + bx^2y + cxy^2 + dy^3 \quad (4.12)$$

cuja parametrização é dada por

$$\begin{cases} x = t \\ y = t^2 \\ z = a + 3bt + 3ct^2 + dt^3 \end{cases} \quad (4.13)$$

ou uma combinação destas (já que as mudanças de coordenadas podem inclusive permutar os eixos entre si)

Note-se que esta parametrização se dá por funções racionais de forma que, a menos de pontos no infinito, tem-se, dado um parâmetro t real

$$\begin{cases} X = \frac{x}{z} = \frac{t}{a + 3bt + 3ct^2 + dt^3} \in \mathfrak{R} \\ Y = \frac{y}{z} = \frac{t^2}{a + 3bt + 3ct^2 + dt^3} \in \mathfrak{R} \end{cases} \quad (4.14)$$

X e Y são as coordenadas afins após uma desomogeneização por z . É possível que uma desomogeneização por outra variável torne este processo mais contínuo (do ponto de vista numérico). Do ponto de vista matemático a parametrização independe da variável a ser desomogeneizada pois o espaço

Desta forma pode-se gerar toda a cúbica real a partir de um parâmetro real. Como as mudanças de coordenadas são transformações admissíveis elas possuem inversas. Isto leva à reconstrução da cúbica original de forma ordenada.

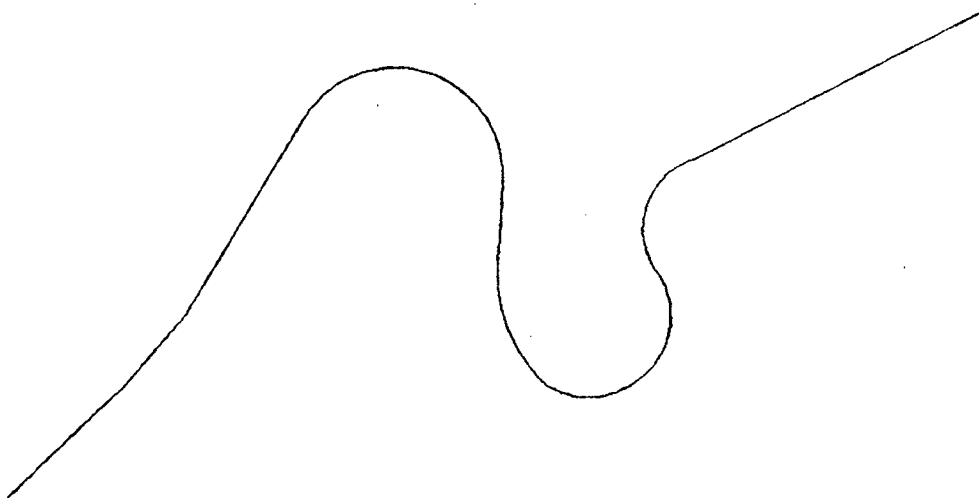
4.4.4 Cúbica não-singular (P-P-P-P, PP-P-P, PPP-P)

Fig. 4.3 - Cúbica não singular real possuindo um único ramo.

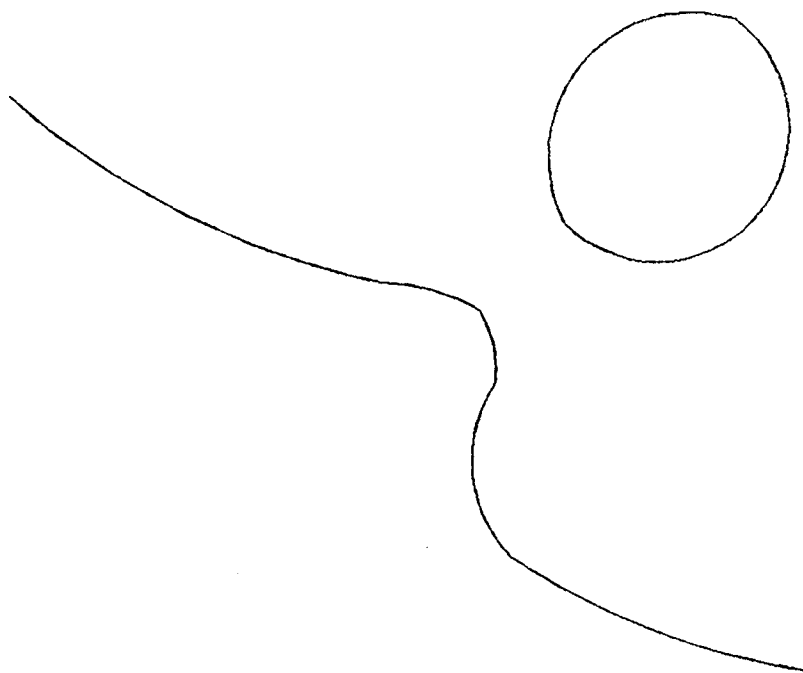


Fig. 4.4 - Cúbica não-singular real com dois ramos (aberto e fechado).

Uma cúbica não-singular não possui nós e seus pontos mais característicos são os pontos de inflexão. No corpo dos complexos são nove ao todo, incluindo pontos no infinito (estes tornam-se regulares, de certo modo, ao utilizar-se o espaço projetivo). Além disso na cúbica complexa não existe a diferenciação entre ramos aberto e fechado que ocorre nos reais (Fig. 4.3 e . No CP^2 a cúbica não-singular é homeomorfa a um toro e, por esta razão, é parametrizável pela função elíptica de Weierstrass $\wp(\omega)$. No entanto o retorno para os reais não é direto e está sujeito a várias dificuldades. No processo de parametrização tem-se dois problemas que não estão bem explicitados na literatura. O primeiro é o cálculo dos parâmetros (períodos ω_1 e ω_2) que definem a função de Weierstrass. O segundo é o retorno para os reais. A título de ilustração da seqüência a ser feita para a parametrização desta cúbica tem-se:

1) Cálculo de um ponto de inflexão qualquer. Estes são os pontos de intersecção da cúbica com o seu Hessiano. Seja a curva cúbica C dada por $f(x,y,z)=0$ no espaço projetivo o seu Hessiano $H(x,y,z)$ é dado pelo determinante:

$$H(x,y,z) = \begin{vmatrix} \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial x^2} & \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial x\partial y} & \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial x\partial z} \\ \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial x\partial y} & \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial y^2} & \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial y\partial z} \\ \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial x\partial z} & \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial y\partial z} & \frac{\partial f(x,y,z)}{\partial z^2} \end{vmatrix} = 0 \quad (4.15)$$

Note-se que como a cúbica é de ordem três seu Hessiano também o será³ e a intersecção destas duas cúbicas são nove pontos no campo complexo (Teorema de Bézout [KERWIN,1992]).

2) Colocar o ponto de inflexão escolhido em $(0,1,0)$ por mudança de coordenadas (translação).

³Derivadas de polinômios homogêneos são polinômios homogêneos de grau $n-1$

3) Nova mudança de coordenadas (rotação) colocando a tangente inflexional em $z=0$.

Após isto consegue-se colocar (por escalamento) a cúbica na seguinte forma:

$$y^2 = 4(x-e_1)(x-e_2)(x-e_3) \quad (4.16)$$

onde e_1 , e_2 e e_3 constantes distintas entre si. (Obs. Pode-se provar que se dois destes valores coincidirem recai-se numa cúbica nodal)

A forma acima é associada a uma propriedade da função elíptica de Weierstrass [KERWIN, 1992] que leva à seguinte parametrização:

$$\begin{cases} x = \wp(\omega) \\ y = \wp'(\omega) \\ z = 1 \end{cases} \quad (4.17)$$

No entanto a função de Weierstrass, por ser elíptica, depende de dois outros parâmetros complexos (ω_1 e ω_2) que são associados às constantes e_1 , e_2 e e_3 . O cálculo direto de ω_1 e ω_2 não é trivial e se constitui no primeiro problema da parametrização. A melhor solução encontrada foi o uso das funções elípticas de Jacobi sn , cn e dn devido a seguinte relação [ABRAMOVITZ & STEGUN, 1965]:

$$\begin{cases} \wp(\omega) = e_3 + \frac{e_1 - e_3}{\text{sn}^2(\omega^* | m)} \\ \wp'(\omega) = 2(e_1 - e_3)^{3/2} \frac{\text{cn}(\omega^* | m) \text{dn}(\omega^* | m)}{\text{sn}^3(\omega^* | m)} \end{cases} \quad (4.18)$$

onde:

$$\begin{aligned} m &= \frac{e_2 - e_3}{e_1 - e_3} \\ \omega^* &= (e_1 - e_3)^{1/2} \omega \end{aligned} \quad (4.19)$$

As funções de Jacobi são definidas por :

$$\begin{aligned}
 \operatorname{sn}(u|m) &= \frac{\Delta}{m^{1/2}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{q^{(n+1)/2}}{1 - q^{2n+1}} \operatorname{sen}[(2n+1)v] \\
 \operatorname{cn}(u|m) &= \frac{\Delta}{m^{1/2}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{q^{(n+1)/2}}{1 + q^{2n+1}} \cos[(2n+1)v] \\
 \operatorname{dn}(u|m) &= \frac{\pi}{2K} + \frac{\pi}{2K} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{q^n}{1 + q^{2n}} \cos(2nv)
 \end{aligned} \tag{4.20}$$

onde tem-se:

$$\begin{aligned}
 q = \exp\left(\frac{-\pi K'}{K}\right) & \left\| \begin{aligned} K &= \int_0^1 \frac{ds}{\sqrt{(1-s^2)(1-m^2s^2)}} \\ K' &= \int_0^{1/m} \frac{ds}{\sqrt{(1-s^2)(1-m^2s^2)}} \end{aligned} \right. \\
 v = \frac{\pi u}{2K} &
 \end{aligned} \tag{4.21}$$

Após esta parametrização feita no corpo dos complexos resta o retorno aos reais. Este retorno localmente existe porém não globalmente, *i.e.*, de forma a ter-se um parâmetro único que determine todos os pontos na cúbica real de forma ordenada. Por outro lado a quebra da cúbica em vários segmentos sujeitos a soluções locais parece, a princípio, uma solução demasiado complicada. O método de parametrização adotado por [WONDRACEK, 1984] parece ser o mais adequado, até o momento, para a solução do ordenamento de pontos na cúbica não-singular. Esta parte do retorno aos reais merece um estudo maior que pode vir a gerar um maior conhecimento sobre as propriedades, inclusive cinemáticas, associadas às curvas de pontos de círculo e de centro.

Capítulo 5

Cinco Posições Multiplamente Separadas (5PMS)

5.1 Teoria PMS para cinco posições

O caso de 5PMS pode ser visto como o cálculo do lugar geométrico que satisfaça duas cúbicas, uma para as posições 0,1,2,3 e outra para as posições 0,1,2,4 por exemplo. Pelo teorema de Bézout na sua forma fraca [KERWIN,1992] duas cúbicas planas se encontram em no máximo nove pontos complexos. [TESAR,1968b] nos mostra que entre estas intersecções estão os pólos e dois pontos no infinito. Além disso as coordenadas u dos possíveis pontos de Burmester reais (*i.e.* os pontos que são o lugar geométrico para 5PMS) são raízes de uma equação quártica da seguinte forma:

$$E_1 u^4 + E_2 u^3 + E_3 u^2 + E_4 u + E_5 = 0 \quad (5.1)$$

onde os coeficientes são dados por:

$$\begin{aligned} E_1 &= (c-h)^2 - f(c-h)(a-f) + h(a-f)^2, \\ E_2 &= (h-e)[2(p-d) + f(b-g)] + (a-f)[f(p-d) + g(h-c) + p(a-f) + 2h(b-g)], \\ E_3 &= (d-p)^2 + 2(h-c)(q-e) + (b-g)[f(p-d) + g(h-c) + h(b-g)] + (a-f)[f(q-e) + g(p-d) + q(a-f) + 2p(b-g)], \\ E_4 &= (b-g)[f(q-e) + g(p-d) + 2q(a-f) + p(b-g)] + (q-e)[2(p-d) + g(a-f)], \\ E_5 &= (e-q)^2 + g(q-e)(b-g) + q(b-g)^2 \end{aligned} \quad (5.2)$$

onde:

$$\begin{aligned} a &= \frac{D_3 + C_4}{D_4}, b = \frac{B_4 - D_1}{D_4} \left\| \begin{aligned} f &= \frac{C_3 - D_4}{D_3}, g = \frac{B_3 + D_2}{D_3} \\ h &= -\frac{C_4}{D_3}, p = \frac{C_2 - B_4}{D_3} \\ q &= \frac{B_2}{D_3} \end{aligned} \right. \quad (5.3) \\ c &= \frac{C_3}{D_4}, d = \frac{B_3 - C_1}{D_4} \\ e &= -\frac{B_1}{D_4} \end{aligned}$$

onde os termos faltantes dependem única e exclusivamente dos coeficientes generalizados de curvatura como segue:

$$\begin{aligned}
 B_i &= \frac{1}{\Delta} \sum_{t=1}^4 [(-1)^t A_{0t} \Delta_{it}^i], \\
 C_i &= \frac{1}{\Delta} \sum_{t=1}^4 [(-1)^t A_{1t} \Delta_{it}^i], \\
 D_i &= \frac{1}{\Delta} \sum_{t=1}^4 [(-1)^t A_{2t} \Delta_{it}^i],
 \end{aligned}
 \left| \begin{array}{l}
 \Delta = \det \begin{vmatrix} A_{31} & A_{41} & A_{51} & A_{61} \\ A_{32} & A_{42} & A_{52} & A_{62} \\ A_{33} & A_{43} & A_{53} & A_{63} \\ A_{34} & A_{44} & A_{54} & A_{64} \end{vmatrix}, \\
 \Delta_{it} = \text{submatriz de } \Delta \text{ sem linha } t \text{ e coluna } i
 \end{array} \right. \quad (5.4)$$

As equações acima são para $i=1,2,3,4$. Note-se que temos uma quártica (equação de quarto grau) em x com coeficientes reais. Pelo Teorema Fundamental da Álgebra sabe-se que tal equação tem quatro soluções no corpo dos complexos e que se existirem raízes complexas estas virão aos pares conjugados. Não teremos solução caso todas as raízes forem complexas. Se só duas forem reais teremos somente um par de possíveis pivôs móveis implicando em um único mecanismo. Se todas as quatro raízes forem reais teremos seis possíveis mecanismos (combinação de 4 tomados 2 a 2).

Para o cálculo das raízes podem-se utilizar vários métodos. O método utilizado foi o de Müller devido a sua precisão e rápida convergência. As rotinas em programa Fortran foram desenvolvidas pelo Prof. JJ de Espíndola e gentilmente cedidas por este. Para o cálculo das coordenadas v correspondentes dos pontos de Burmester utiliza-se:

$$v_n = \frac{(h-c)(u_n)^2 + (p-d)u_n + (q-e)}{(a-f)u_n + (b-g)} \quad (5.5)$$

onde u_n para $n=1,2,3,4$ ou $n=1,2$ são as raízes da equação (5.1). Para o cálculo dos pivôs fixos correspondentes tem-se as equações:

$$\begin{aligned}
 U_n &= -(B_3 + C_3 u_n + D_3 v_n) \\
 V_n &= -(B_4 + C_4 u_n + D_4 v_n)
 \end{aligned} \quad (5.6)$$

5.2 Problemas relativos à síntese com SPMS

Como foi visto acima, a síntese de mecanismos utilizando a Teoria PMS para cinco posições gera um número máximo de seis mecanismos articulados. Estes mecanismos todos

estão sujeitos tanto ao problema da inversão geométrica quanto ao problema da ordem. Devido ao número discreto de mecanismos gerados é mais conveniente a seleção *a priori* daqueles mecanismos que se adequem ao projeto. É inclusive possível que todos os mecanismos gerados sejam inviáveis. Neste caso, se as posições de projeto estiverem fixamente determinadas, não haverá solução para o problema. Qualquer flexibilidade na escolha de alguma posição pode gerar vários novos conjuntos de mecanismos que poderão vir a ser soluções para o problema.

Capítulo 6

Os Programas Interativos da Síntese de Mecanismos

6.1 Duas Posições Multiplamente Separadas

O programa de duas posições multiplamente separadas, devido à grande liberdade que concede ao projetista, pede a intervenção deste a cada escolha de pivô. Para os pivôs móveis todo o plano é passível de escolha. Para os pivôs fixos, fixado seu correspondente pivô móvel, somente segmentos de reta irão satisfazer os requisitos cinemáticos e atender simultaneamente aos limites nos tamanhos das barras e à região de solução. Desta forma a seqüência de projeto será a seguinte:

1) Entrada, via arquivo de dados, dos invariantes do movimento e das restrições de projeto tais como região de solução e tamanhos mínimo e máximo de barras.

2) Escolha do pivô móvel da barra de saída, via *mouse*, em toda a região de solução.

ESCOLHA DO PIVO FIXO

DANIEL

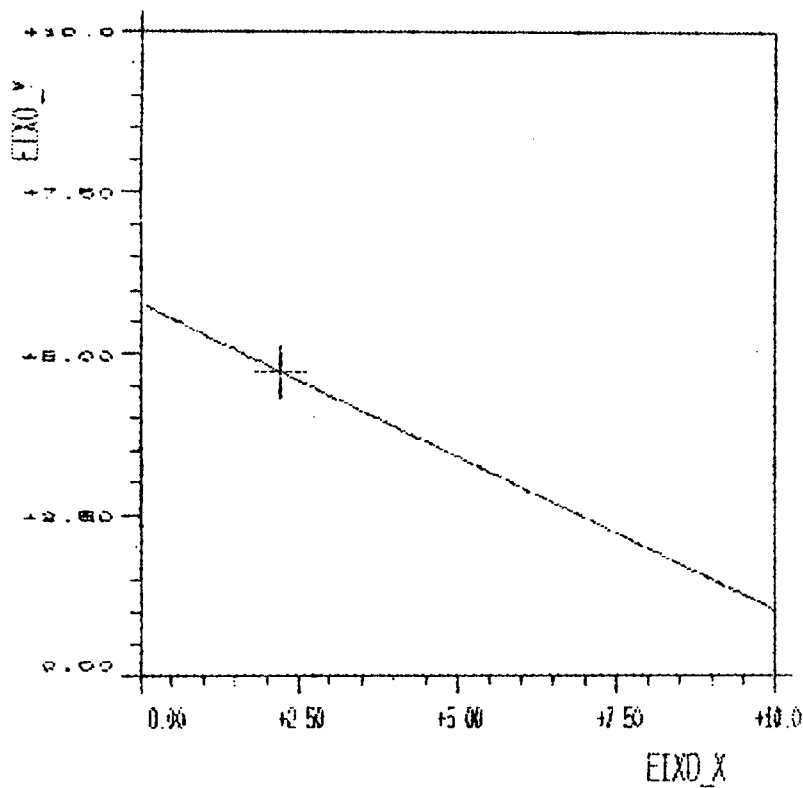


Fig. 6.1 - Escolha do pivô fixo da barra de saída tendo-se já escolhido seu respectivo pivô móvel.

3) Escolha do pivô fixo da barra de saída, via *mouse*, nos segmentos de reta que são o lugar geométrico do pivô fixo com tamanhos dentro dos limites especificados (Fig. 6.1).

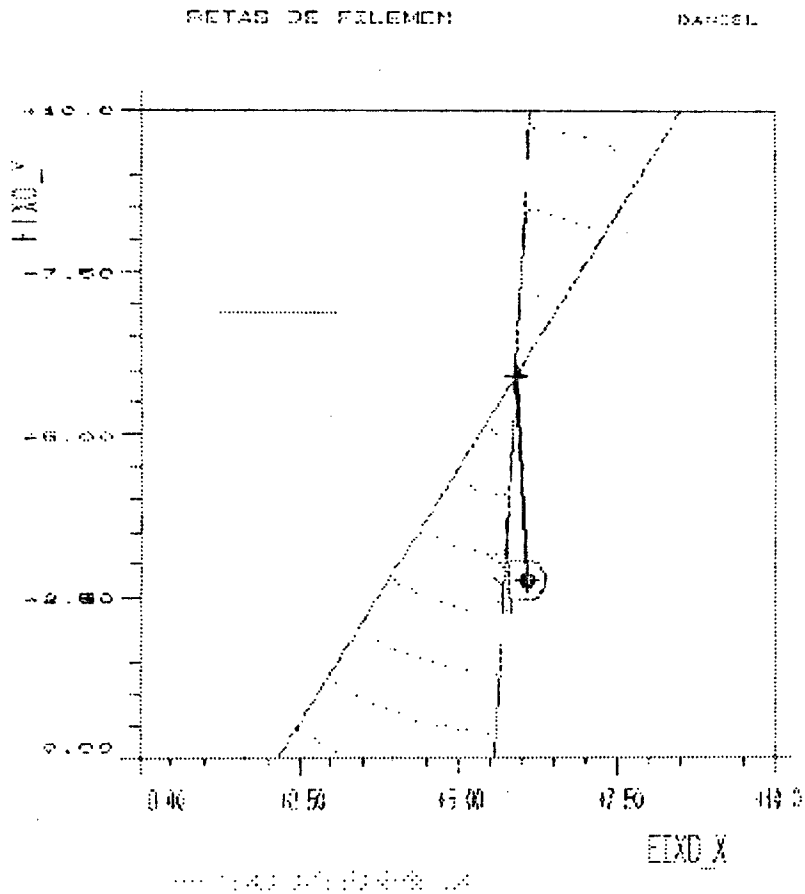


Fig. 6.2 - Escolha do pivô móvel da barra de entrada via mouse para 2PMS

4) Escolha do pivô móvel da barra de entrada, via *mouse*, na região não vetada de Filemon (Fig. 6.2).

ESCOLHA DO PIVO FIXO

DANIEL

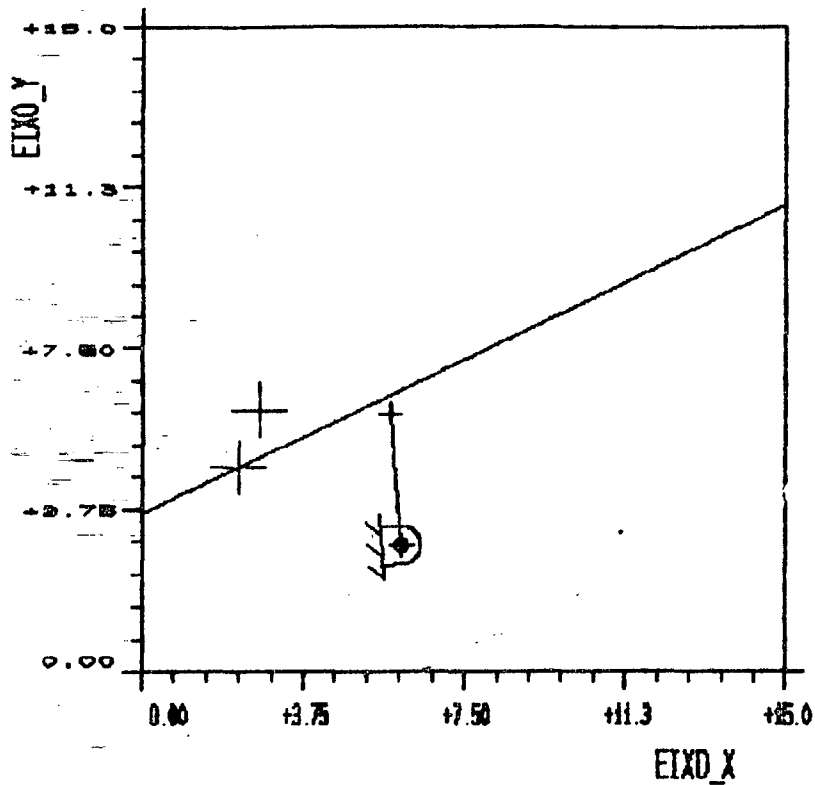


Fig. 6.3 - Escolha do pivô fixo da barra de entrada via mouse para 2PMS

5) Escolha do pivô fixo da barra de entrada, via *mouse*, nos segmentos de reta que são o lugar geométrico do pivô fixo com tamanhos dentro dos limites especificados (Fig. 6.3).

MECANISMO GERADO

DANIEL

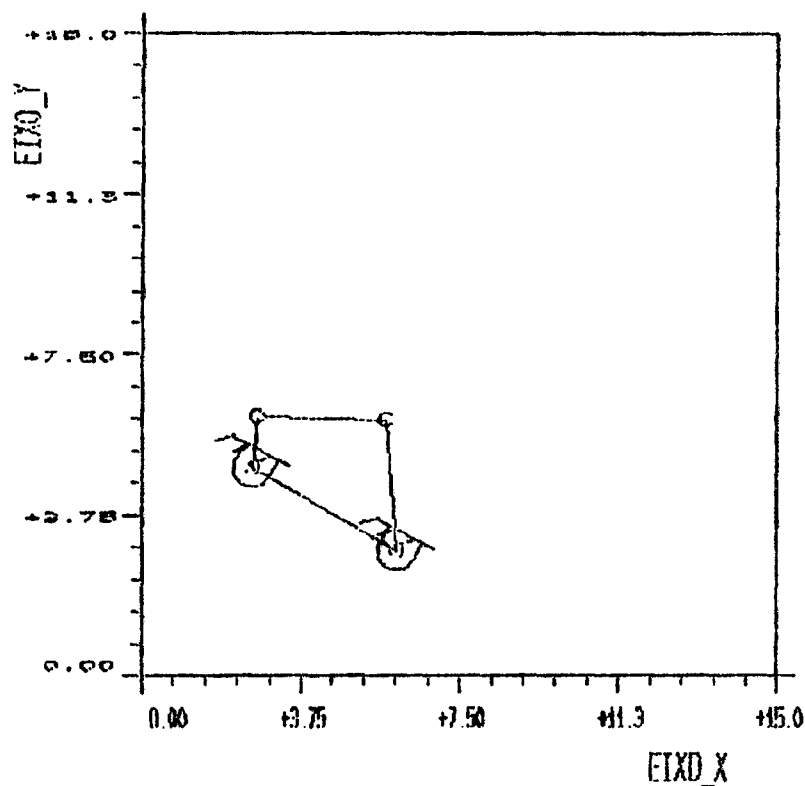


Fig. 6.4 - Mecanismo escolhido via Teoria PMS para duas posições.

6) O mecanismo escolhido será mostrado na tela (Fig. 6.4).

6.2 Três Posições Multiplamente Separadas

Nos casos de três posições multiplamente separadas não há a possibilidade de escolha independente dos pivôs fixos pois esta está completamente vinculada à seleção dos pivôs móveis (e vice-versa caso se esteja trabalhando no plano fixo ao invés do plano móvel). A seguir descrevem-se os passos de escolha para o caso de 3PFS ou P-P-P (o mais complexo) destacando-se as etapas nos outros dois casos (PP-P e PPP).

1) Entrada, via arquivo de dados, dos invariantes do movimento e das restrições de projeto.

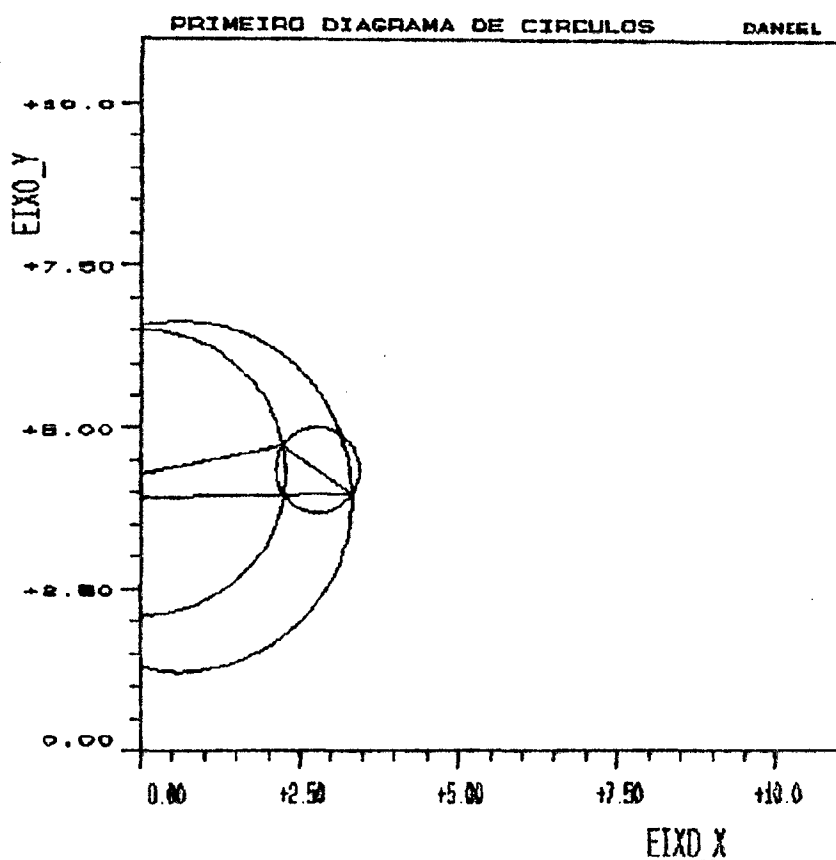


Fig. 6.5 - Primeiro diagrama de círculos para 3PMS

2) Primeiro diagrama de círculos mostrado. Este diagrama veta as regiões que sofrem inversão geométrica. Para vetar as regiões vem-se do exterior (pontos no infinito são sempre permissíveis) para o interior alternando-se regiões vetadas com não vetadas (Fig. 6.6). Escolhe-se primariamente um ponto para o pivô móvel da barra de saída (via *mouse*). este ponto será mostrado na telaseguinte (segundo diagrama de círculos) caso se deseje ratificar a escolha. Este diagrama não existe nos casos em que há deslocamentos infinitesimais, *i.e.* PP-P e PPP.

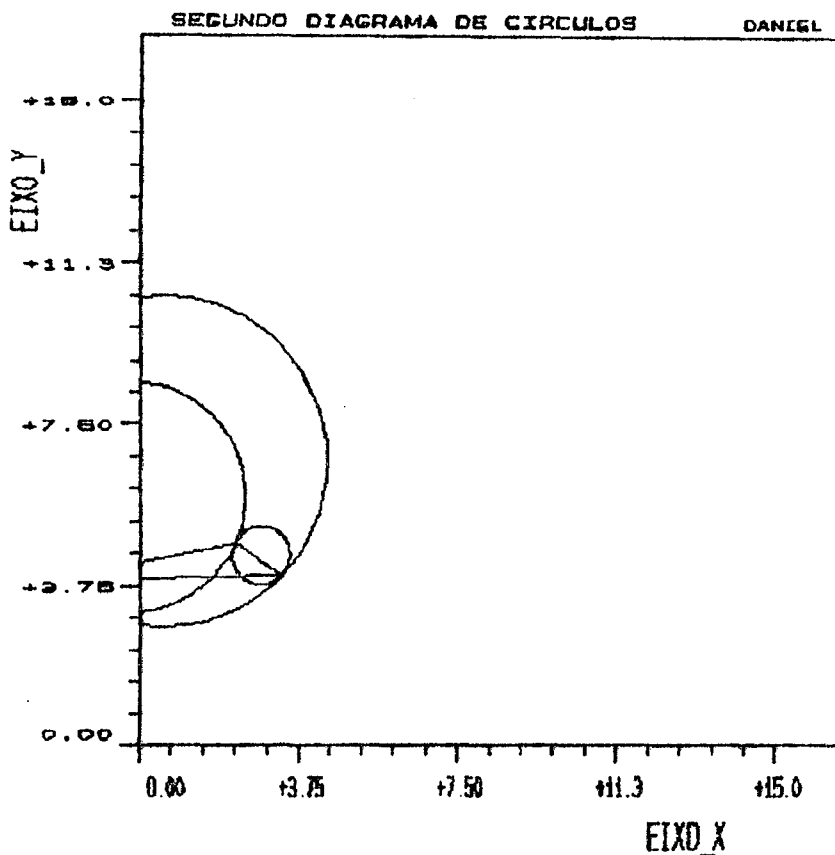


Fig. 6.6 - Segundo diagrama de círculos para 3PMS

3) Segundo diagrama de círculos mostrado. Este diagrama indica as regiões nas quais a escolha de um mecanismo manivela-balancim é impossível (para utilização mais abrangente deste diagrama na síntese do tipo ver capítulo 3). A região vetada para um manivela-balancim é aquela interior do círculo maior e exterior do círculos menores que lhe tangenciam internamente (Fig. 6.7). Caso a amplitude da rotação for maior que π^1 há inversão das regiões, as anteriormente permissíveis se tornam vetadas e vice-versa, que sofrem inversão geométrica². Isto será notificado por uma legenda ao pé do gráfico. No final ter-se-á escolha efetiva do pivô móvel da barra de saída

¹1.e existem duas posições i e j quaisquer tais que $|\gamma_j - \gamma_i|$ é maior que π , mantida a convenção de todos ângulos pertencerem à faixa $[-\pi, \pi]$

²Isto justifica a dificuldade (comentada no capítulo 3) de se sintetizar mecanismos manivela-balancim com faixa de rotação do acoplador maior que π , já que a maior parte do plano móvel fica vetada desta forma.

(via *mouse*). Este diagrama não existe nos casos em que há deslocamentos infinitesimais, *i.e.* PP-P e PPP.

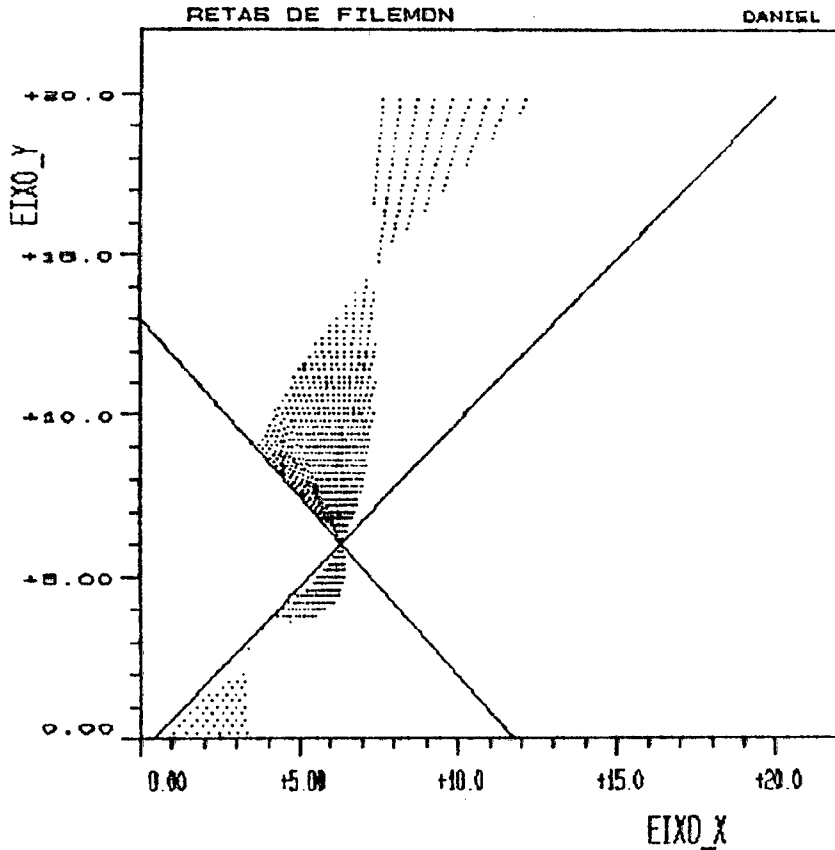


Fig. 6.7 - Escolha do pivô móvel da barra de entrada, via *mouse*, na região não vetada de Filemon.

4) Escolha do pivô móvel da barra de entrada, via *mouse*, na região não vetada de Filemon (Fig. 6.8). Por cor tem-se os vários tipos de mecanismos analisados um a um (*e.g.* a cor verde indica um mecanismo manivela-balancim. Dentre os pontos mostrados na figura alguns seriam verdes e implicariam na síntese de manivela-balancim).

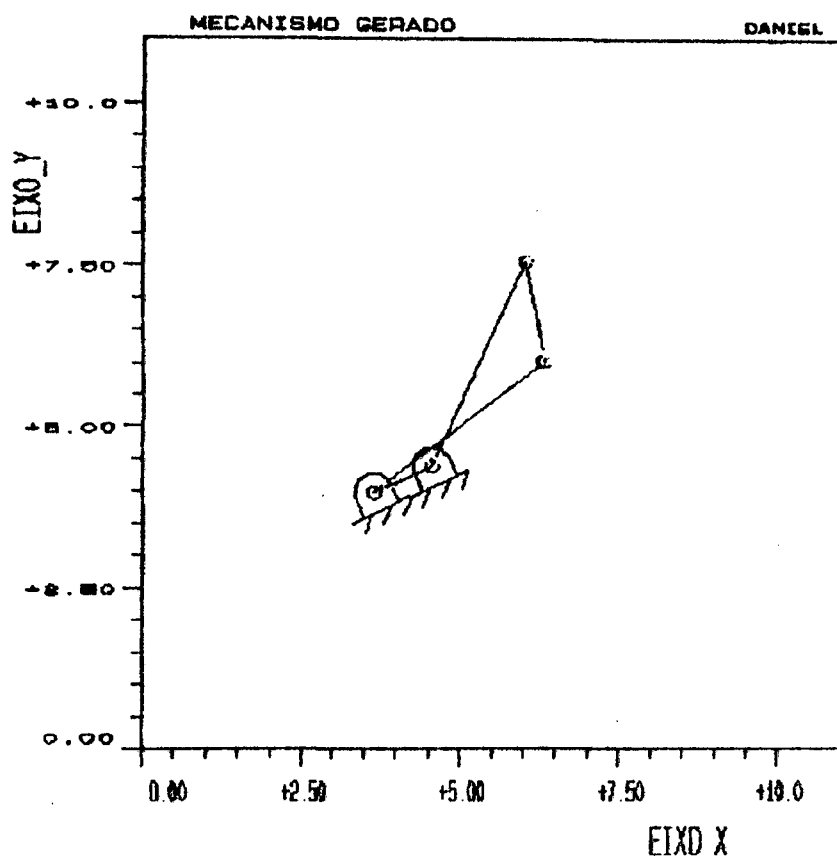


Fig. 6.8 - Mecanismo escolhido para 3PMS

5) O mecanismo escolhido será mostrado na tela (Fig. 6.8).

6.3 Quatro Posições Multiplamente Separadas

Nos casos de quatro posições multiplamente separadas, como no caso de 3PMS, não há a possibilidade de escolha independente dos pivôs fixos. Ademais nem todo o plano móvel é passível de escolha para os pivôs móveis. O lugar geométrico fica restrito a uma cúbica implícita nas coordenadas cartesianas (u,v) . esta cúbica possui razoável complexidade podendo tomar três formas (Figs. 4.2, 4.3 e 4.4):

a) cúbica bicursal não-singular *i.e.* com dois ramos independentes.

b) cúbica unicursal nodal na qual há um ramo só porém com um ponto duplo. o aspecto desta curva assemelha-se a um laço.

c) cúbica unicursal não-singular na qual só há um ramo sem pontos duplos.

Foi estudado um procedimento de parametrização para gerar todos os tipos de cúbicas de forma ordenada e precisa que ainda não teve solução definitiva. A fim de não perder a continuidade do processo reformulou-se o programa de Wondracek [WONDRACEK,1984] visando gerar os pontos da cúbica de maneira ordenada evidenciando-se as regiões vetadas para os problemas da ordem e da inversão geométrica.

1) Entrada, via arquivo de dados , dos invariantes do movimento e das restrições de projeto.

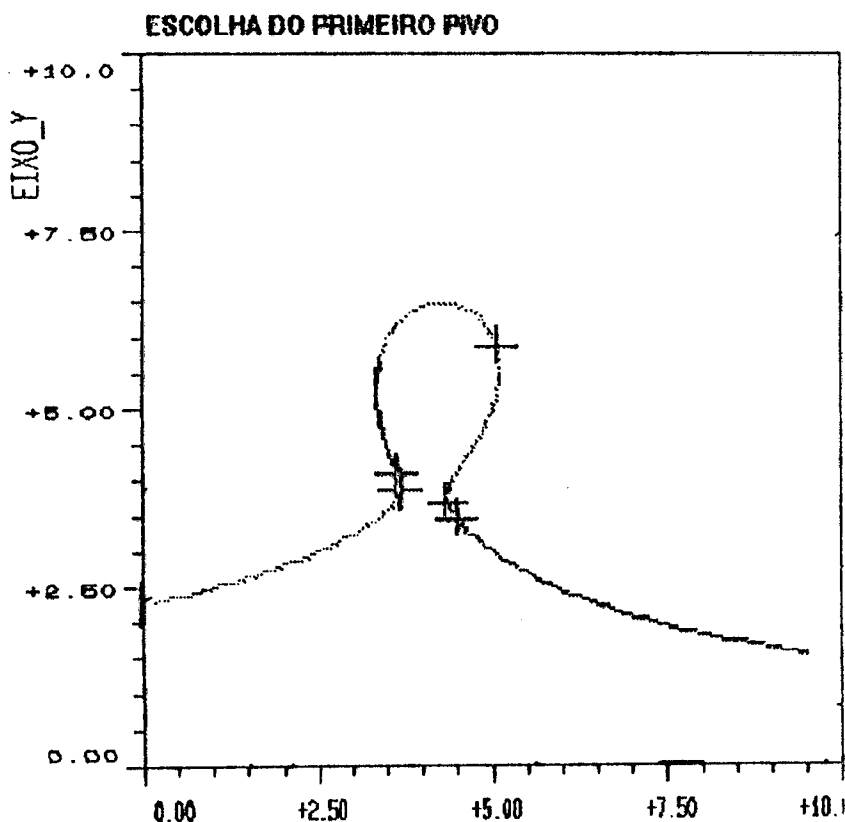


Fig. 6.9 - Escolha do pivô móvel da barra de saída para 4PFS. Região mais escura é a normalizável.

2) Cúbica de pontos de círculo mostrada (Fig. 6.9). Nela, por diferenciação de cor (explicitada na legenda do gráfico), marcam-se as regiões vetadas devido à inversão geométrica para o primeiro pivô (pivô móvel da barra de saída). Das regiões permissíveis destacam-se aquelas cuja ordem de rotação é 1234³ caso se deseje sintetizar um mecanismo tipo dupla-manivela. Escolhe-se o pivô móvel da barra de saída via *mouse*.

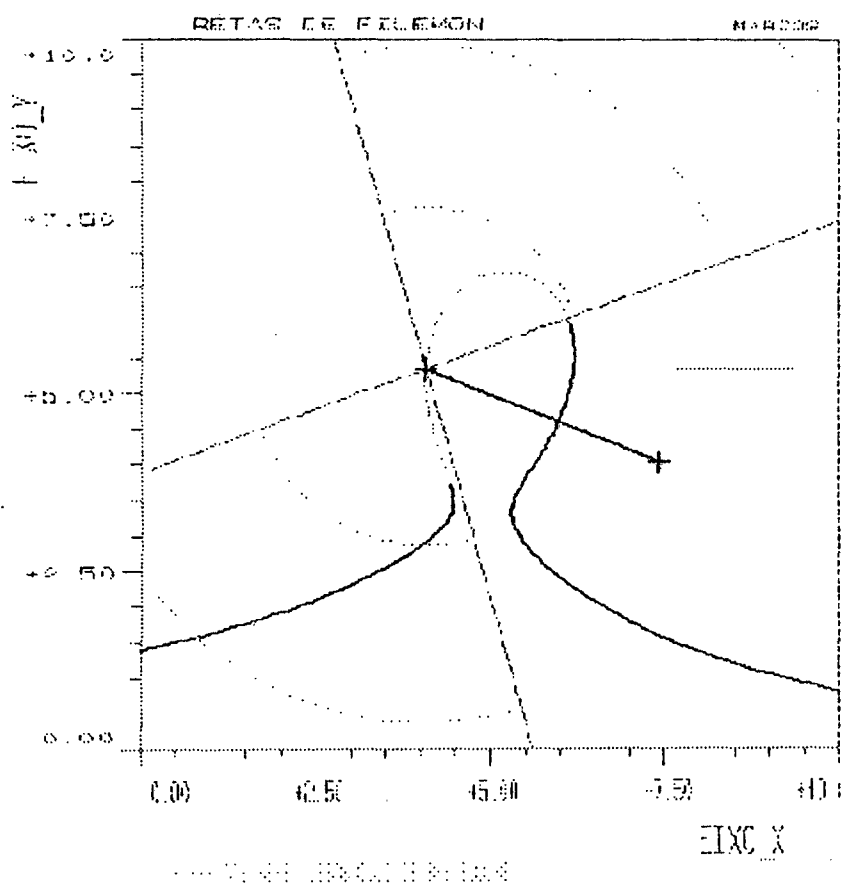


Fig. 6.10 - Escolha do pivô móvel da barra de entrada na região não vetada de Filemon via 4PFS.

3) Novamente a cúbica de pontos de círculo é mostrada (Fig. 6.10). Por diferenciação de cor (explicitada na legenda do gráfico) marcam-se as regiões cuja ordem de rotação é 1234. Estas

³A ordem de rotação da seqüência 1234 é igual a 4321 pois o sentido de rotação não é tomado em conta neste caso.

regiões devem ser as escolhidas para pivôs que pertencerão a uma manivela⁴. Escolhe-se então o pivô móvel da barra de entrada, via *mouse*, na região não vetada de Filemon em um ponto adequado da cúbica.

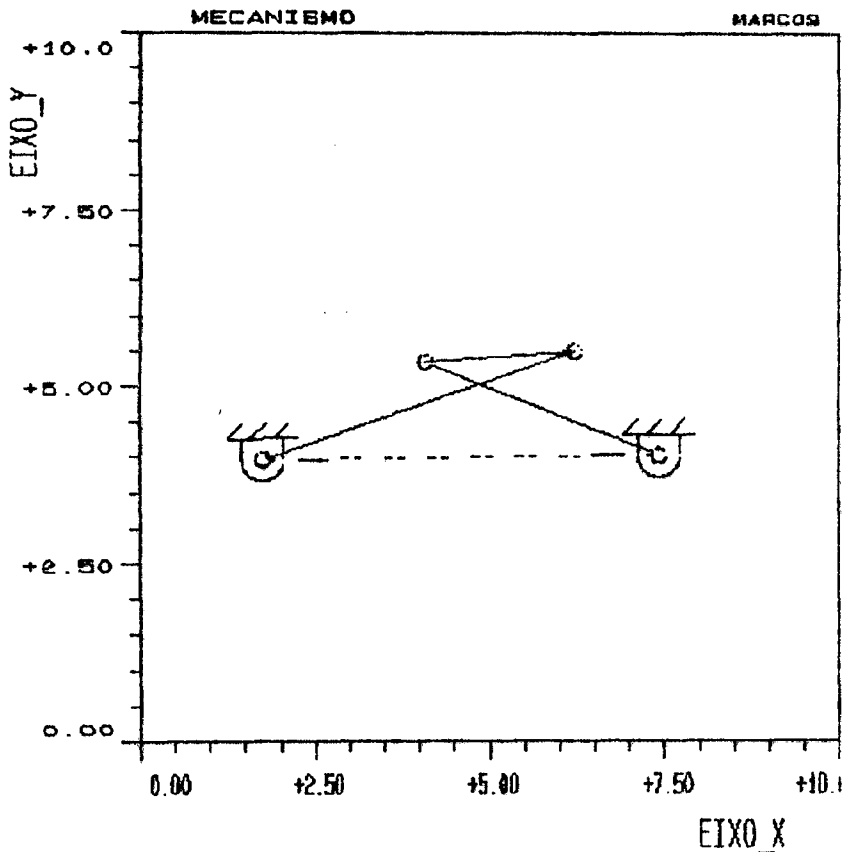


Fig. 6.11 - Mecanismo escolhido para 4PFS

4) O mecanismo escolhido será mostrado na tela.

⁴Porém isto não garante que a barra de entrada seja efetivamente uma manivela. É uma condição necessária mas não suficiente.

6.4 Cinco Posições Multiplamente Separadas

Este programa baseia-se na Teoria PMS para cinco posições do plano móvel [TESAR, 1968]. todas as passagens de valores são feitas via parâmetros de subrotinas (em Fortran). Devido ao grande número de restrições não existe a intervenção do projetista na alocação dos pivôs. Ao impor-se os cinco conjuntos de invariantes fica automaticamente determinada a solução do problema, que consistirá em no máximo seis mecanismos. Os problemas da inversão geométrica e da ordem continuam existindo. Porém neste caso é mais conveniente a seleção a posteriori dos mecanismos possíveis. Qualquer tentativa de direcionamento de escolha *a priori* do tipo de mecanismo requerido fica descartada.

- 1) Entrada, via arquivo de dados , dos invariantes do movimento.

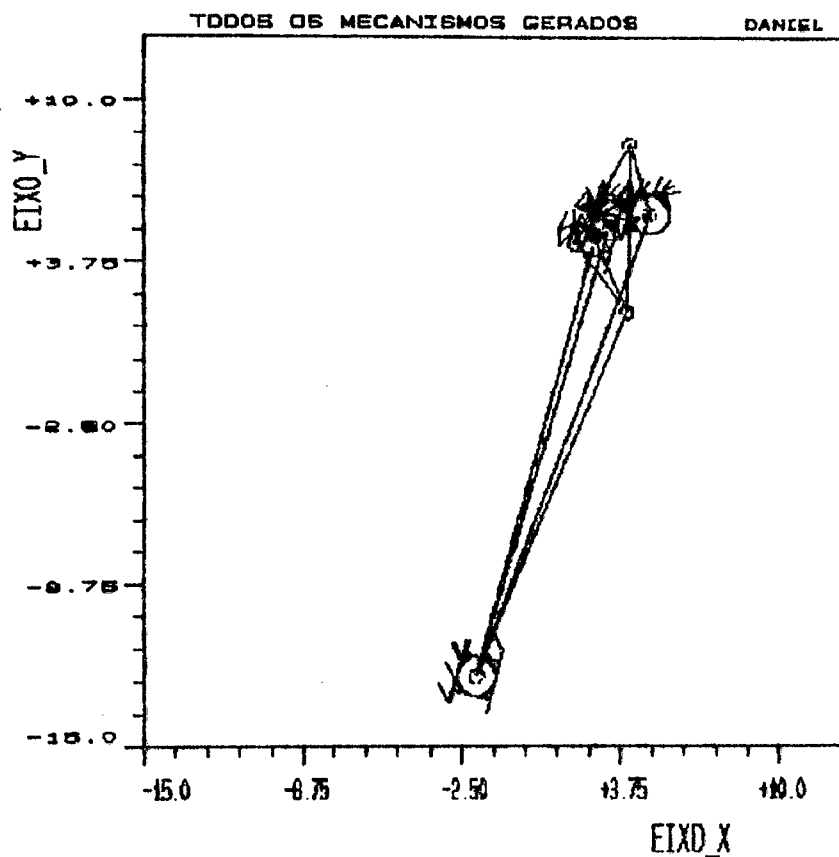


Fig. 6.12 - Todos os mecanismos gerados pela síntese com SPMS.

2) Os mecanismos gerados pela síntese são mostrados todos juntos com a opção de se visualizar individualmente cada mecanismo (Fig. 6.12).

Capítulo 7

Aplicação da Teoria PMS

Serão aplicados os vários casos de teoria PMS a um problema específico e solucionado o problema através dos programas de síntese desenvolvidos ao longo do trabalho.

7.1 Enunciado do problema

Deseja-se projetar um mecanismo articulado que conduza uma porta de garagem através das posições de projeto caracterizadas na Fig. 7.1 [WONDRACEK,1984]. São mostradas cinco posições de projeto que serão utilizadas integralmente para a síntese via 5PMS. Nos casos de 2, 3 e 4PMS escolher-se-á o número adequado, respectivamente, de posições para o trabalho de síntese. Optou-se por posições finitamente separadas (PFS) com o intuito de evidenciar as técnicas para 2, 3 e 4 PFS que foram discutidas nos capítulos 2, 3 e 4 respectivamente. Os gráficos do processo de escolha do mecanismo para cada caso estão mostrados no capítulo 6 que descreve os programas interativos da síntese.

Na síntese de mecanismos articulados dois fatores pesam como restrições externas: a região de solução na qual o mecanismo trabalhará e o ângulo de transmissão [BEYER,1967] que, como o próprio nome indica, está associado à capacidade de transmissão entrada/saída do movimento. O segundo fator não foi considerado primordial neste projeto devido às perdas de potência mecânica no processo serem tomadas como insignificantes em relação à satisfação dos requisitos cinemáticos.

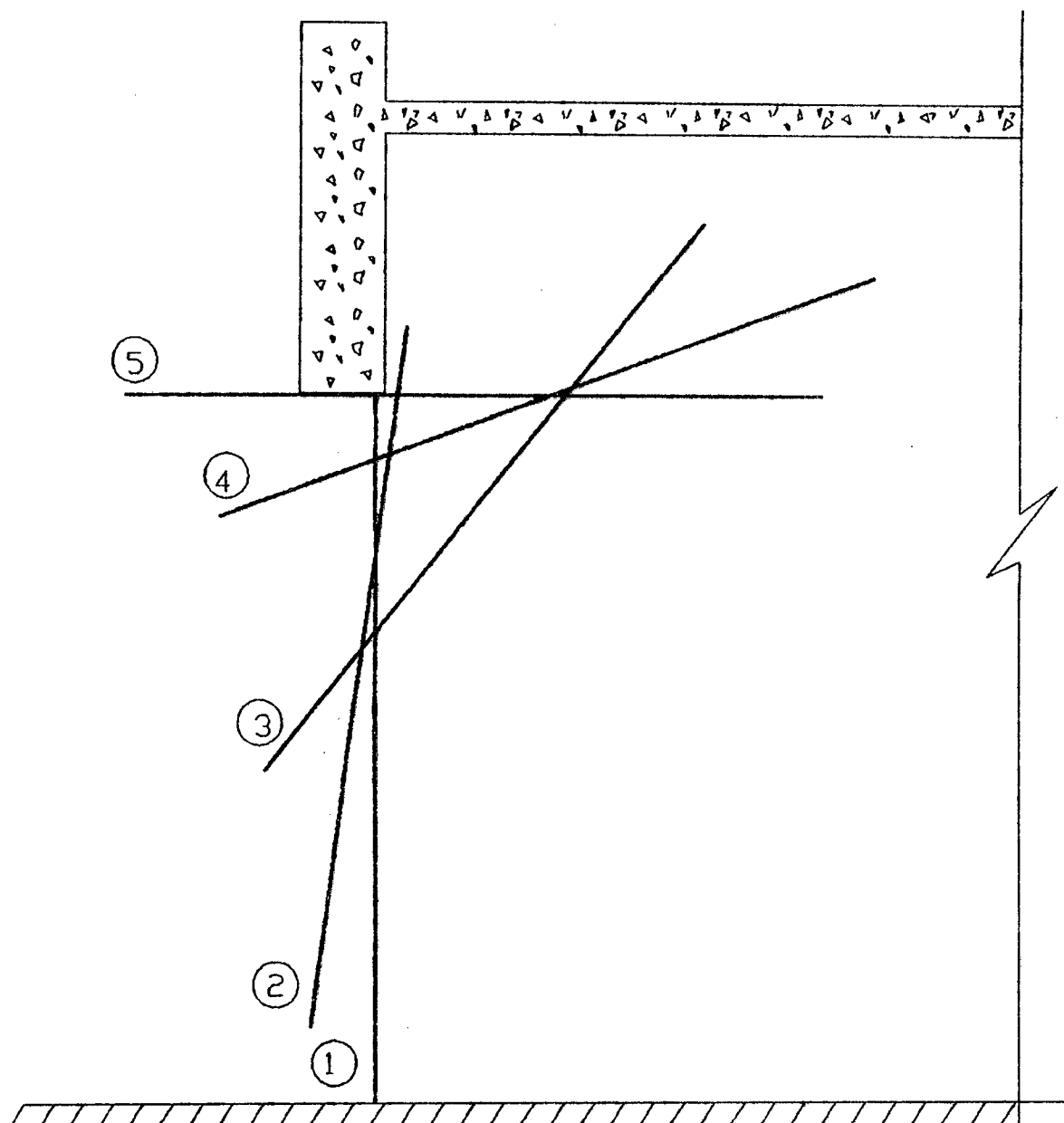


Fig. 7.1 - As cinco posições de projeto para a síntese de um mecanismo quatro barras.

Como mudanças de escala não afetam o projeto cinemático em si, utilizou-se um escalamento de 1/320. Todos os valores numéricos relacionados abaixo estarão já convertidos para esta escala.

Desta forma temos as seguintes posições de projeto:

	x	y	γ
Posição 1	0.0	0.0	90.0
Posição 2	-0.65	0.75	82.0
Posição 3	-1.10	3.25	51.0
Posição 4	-1.55	5.75	20.0
Posição 5	-2.5	6.95	0.0

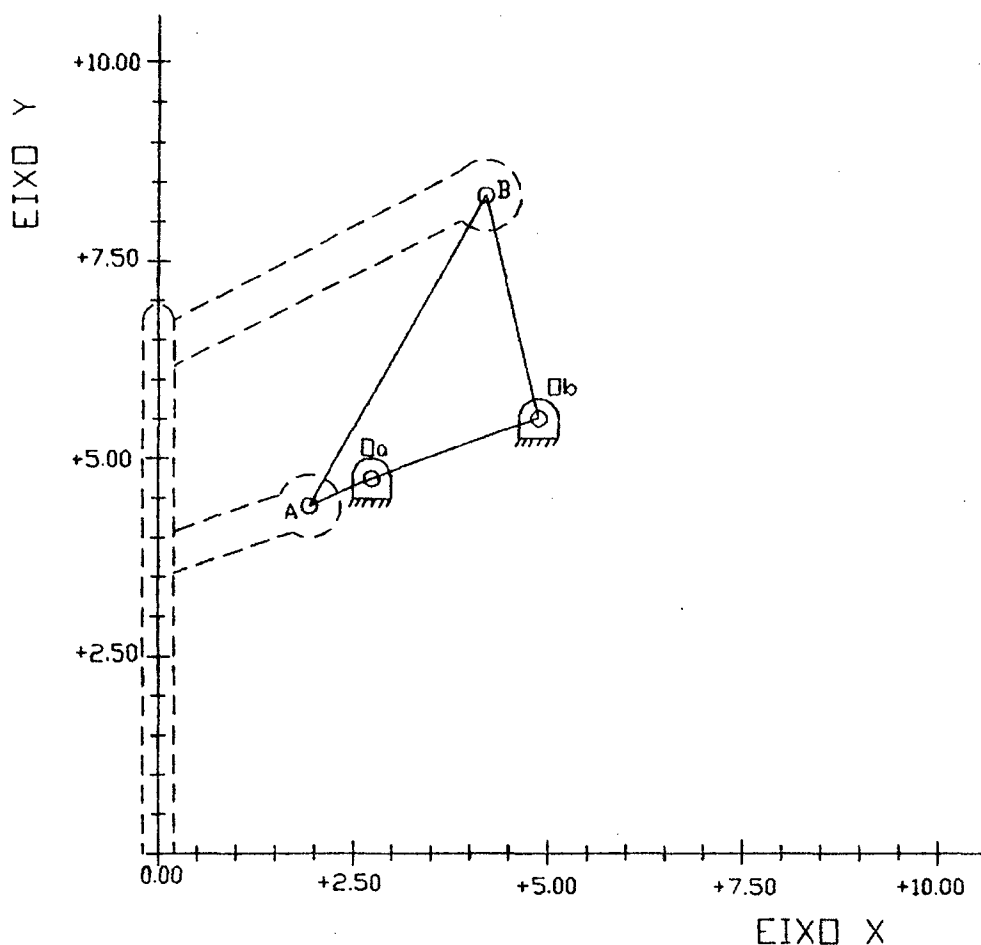
Tab. 7.1 - As posições de projeto para o problema da porta de garagem.

restritas à seguinte região de solução (Tab. 7.2):

	Valor mínimo	Valor máximo
x	0.0	8.0
y	0.0	8.0

Tab. 7.2 - Região de solução para o problema da porta de garagem

7.2 Solução para 5PMS



Mecanismo sintetizado via Teoria PMS para cinco posições

Fig. 7.2 -

O mecanismo da Fig. 7.2 ainda deve ser analisado quanto ao problema da ordem e da inversão geométrica. Caso não satisfaça um destes quesitos ter-se-á de escolher um dos outros cinco mecanismos gerados por este processo. Pela sua forma pode-se notar que nem todas as posições são satisfeitas com esta configuração implicando em inversão geométrica.

7.3 Solução para 4PMS

Para 4PMS tomar-se-á as posições 1,2,4 e 5 dentre as cinco posições mostradas na Tab. 7.1. O mecanismo escolhido foi:

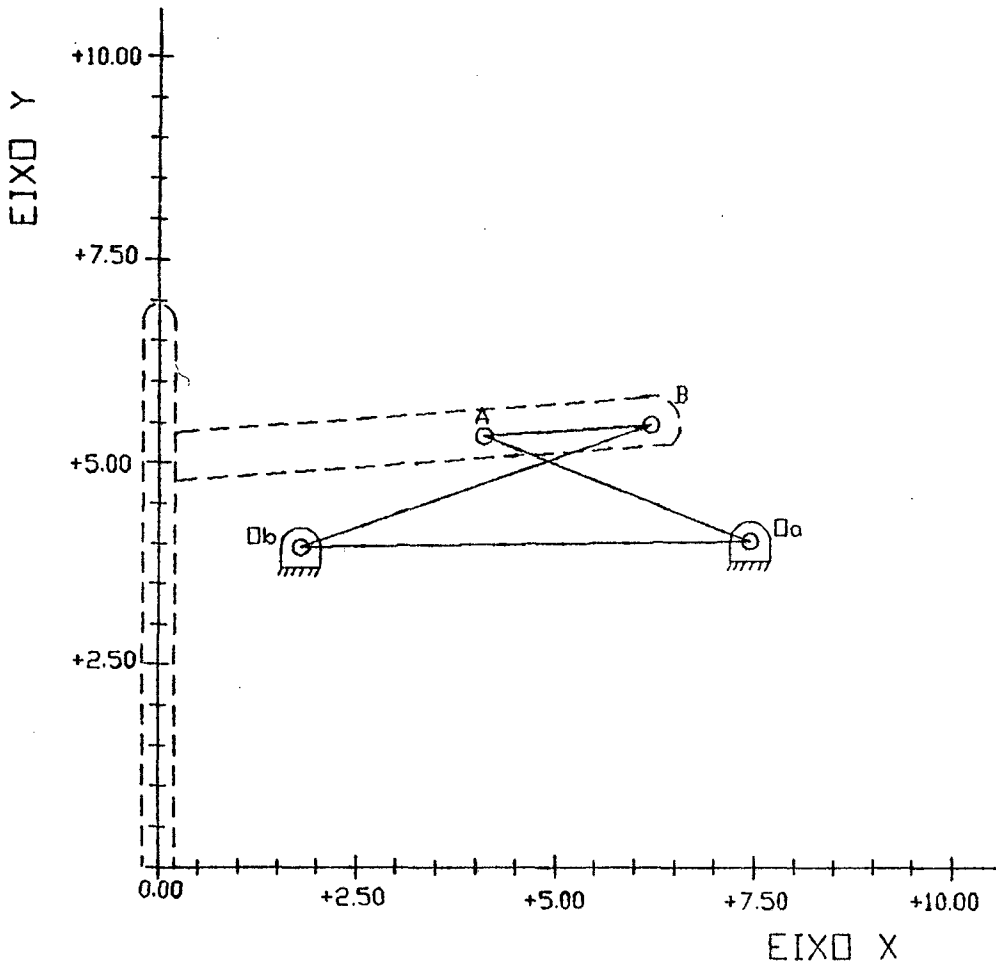


Fig. 7.3 - Mecanismo sintetizado via Teoria PMS para quatro posições

Para 4PMS já se consegue a garantia de que um mecanismo manivela-balancim ou um dupla-manivela serão sintetizados sem o problema da inversão geométrica e da ordem. No entanto para sintetizar-se um mecanismo de um certo tipo desejado tem-se de fazer uma busca ponto a ponto (tentativa e erro). O lugar geométrico para a escolha dos pivôs (móveis no caso) é ainda restrito (unidimensional). A análise posterior deve ser quanto as características dinâmicas e a disposição física do mecanismo no projeto. No mecanismo escolhido, apesar da ordem de rotação ser 1234, não se garantiu a rotação completa da barra.

7.4

Solução para 3PMS

Para 3PMS tomar-se-ão as posições 1, 4 e 5 dentre as cinco posições mostradas na Tab. 7.1. O mecanismo escolhido foi:

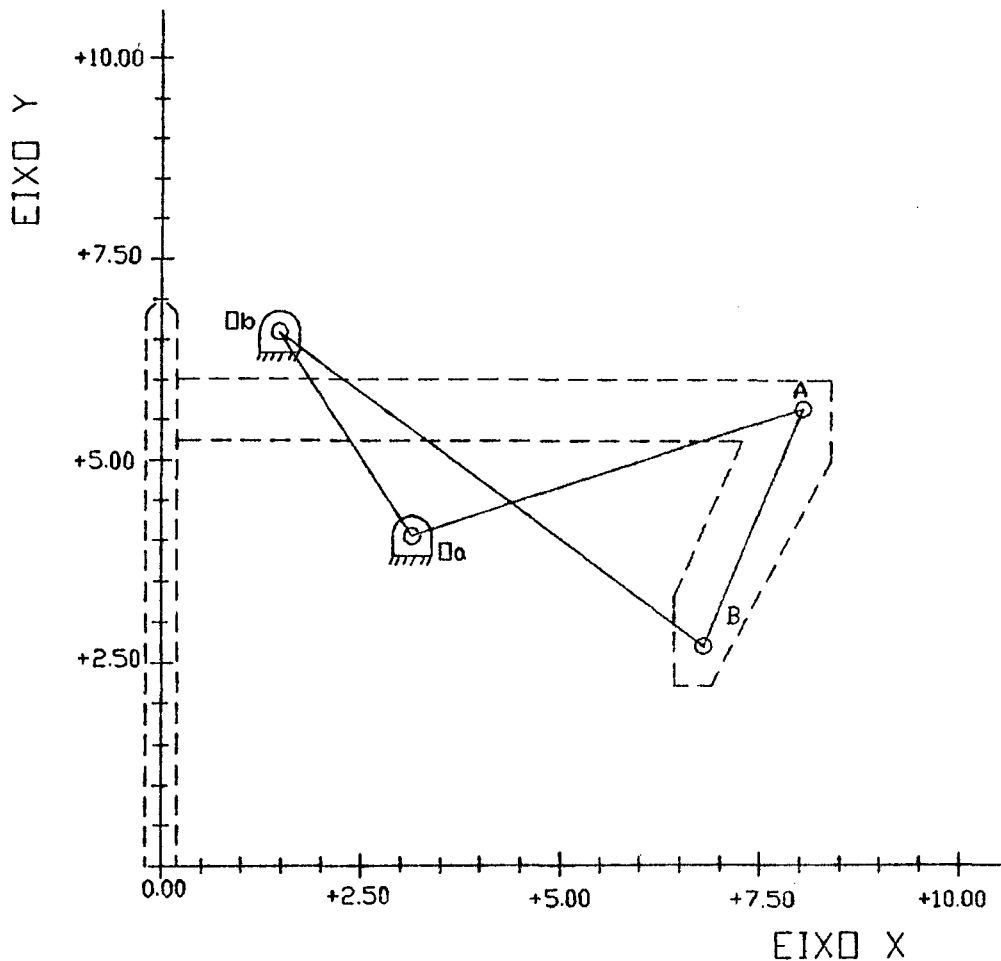


Fig. 7.4 - Mecanismo sintetizado via Teoria PMS para três posições

Para 3PMS, da mesma forma que para 4PMS, consegue-se a garantia de que um mecanismo manivela-balancim ou um dupla manivela serão sintetizados sem o problema da inversão geométrica. Não existe o problema da ordem sendo, no máximo, necessário uma inversão de sentido da rotação de entrada. A síntese do tipo fica facilitada utilizando os conceitos desenvolvidos no capítulo 3. Convém frisar que as técnicas colocadas naquele

capítulo não garantem um tipo de mecanismo desejado e sim delimitam regiões onde a síntese de tais mecanismos se torna impossível. O lugar geométrico para a escolha dos pivôs agora se estende ao plano todo. A necessidade de análise *a posteriori* das características dinâmicas e à disposição física do mecanismo no projeto permanecem.

7.5 Solução para 2PMS

Para 2PMS tomar-se-ão as posições 1 e 5 dentre as cinco posições mostradas na Tab.

7.1. O mecanismo escolhido foi:

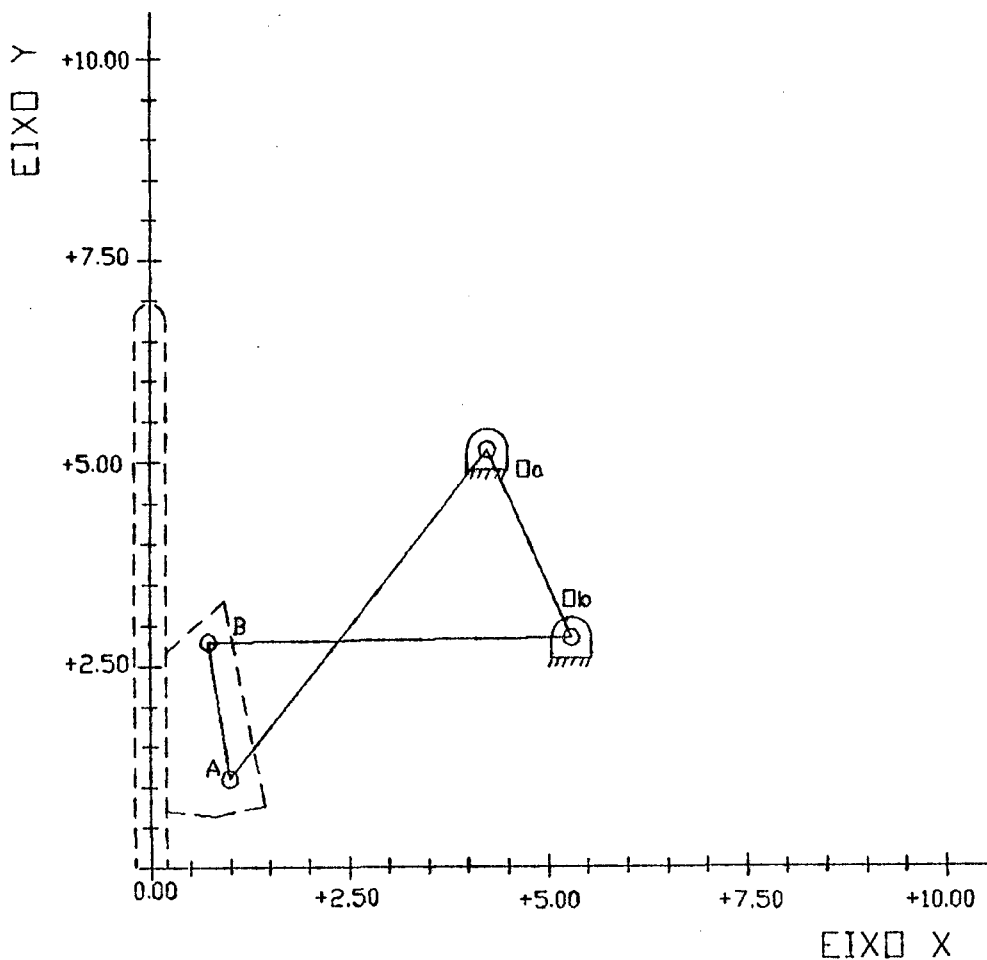


Fig. 7.5 - Mecanismo sintetizado via Teoria PMS para duas posições

Em 2PMS, da mesma forma que para 4PMS, consegue-se a garantia de que um mecanismo manivela-balancim ou um dupla manivela serão sintetizados sem o problema da inversão geométrica. Não existe o problema da ordem sendo, no máximo, necessário uma inversão de sentido da rotação de entrada. A síntese do tipo fica facilitada utilizando os conceitos desenvolvidos no capítulo 3. Convém frisar que as técnicas colocadas naquele capítulo não garantem um tipo de mecanismo desejado e sim delimitam regiões onde a síntese de tais mecanismos se torna impossível. O lugar geométrico para a escolha dos pivôs agora se estende ao plano todo. A necessidade de análise *a posteriori* das características dinâmicas e à disposição física do mecanismo no projeto permanecem.

Capítulo 8

Conclusão

8.1 Inferências sobre o trabalho

1) Foi desenvolvido um método para prevenção do problema da inversão geométrica para 2PFS. Apesar da simplicidade do problema ele ainda exhibe o problema da inversão geométrica. As técnicas de [FILEMON,1971] não contemplam situações em que a escolha da barra de saída veta completamente o plano móvel para a escolha do pivô móvel da barra de entrada. O método proposto se adequa tanto para a síntese analítica (desenvolvida neste trabalho) quanto para a síntese gráfica, mais utilizada neste caso.

2) Para 3PFS é feita uma análise dos deslocamentos angulares [WALDRON & STRONG,1979] nos pivôs e critérios para a síntese de mecanismos, quanto ao tipo, são expostos.

3) Toda a Teoria PMS é apresentada de forma concatenada e acrescida de adendos analítico-geométricos necessários para a síntese de mecanismos articulados.

4) É formulado um método de parametrização da cúbica de pontos de círculo para alguns casos (PPPP e PP-PP). Para os casos restantes (que implicam em cúbicas não singulares) desenvolve-se a teoria das curvas algébricas planas de terceiro grau e indica-se possíveis caminhos para a parametrização.

5) Foram desenvolvidos programas gráfico-interativos para síntese de mecanismos de forma a interagir com o projetista. Foi utilizado nos programas uma metodologia estruturada de forma a possibilitar a reutilização dos programas no futuro.

6) Todos os programas foram desenvolvidos para microcomputadores visando facilitar a interface com o projetista.

8.2 Recomendações

1) Na teoria de curvas algébricas planas há campo para novas pesquisas relativas a propriedades cinemáticas da cúbica de pontos de círculo.

2) O retorno aos reais, no caso da parametrização das cúbicas, pode ser estudado com maior profundidade. É possível que existam condições globais que envolvam os conceitos trabalhados.

3) Na impressão das regiões por cor, quando da escolha do pivô móvel da barra de entrada em 3PFS, percebeu-se regiões por tipo de mecanismo bem delimitados em forma de arcos de circunferência e retas. Um estudo mais aprofundado sobre este mapa do plano móvel pode indicar novos métodos geométricos de síntese do tipo. Uma relação R^2 (pivô móvel da barra de saída) \rightarrow R^2 (pivô móvel da barra de entrada) pode vir a ser feita.

4) A análise dinâmica pode ser feita de forma integrada ao processo de síntese cinemática. Após escolhidas as dimensões do mecanismo pode-se prever efeito de vibrações durante o seu funcionamento, redimensionar massas e anexar componentes elásticos ou dissipativos ao sistema.

5) A linguagem Fortran não possui características adequadas para o processo numérico da síntese. A falta de alocação dinâmica de memória implica em sérios problemas de *overflow* de memória e pilha de armazenamento no caso de compiladores para microcomputador. Seria interessante a passagem do programa para a linguagem C utilizando estas características.

6) A interface gráfica GKS é bastante pobre de recursos. Sua interação com o usuário é limitada. O ambiente gráfico mais adequado no momento para a programação em microcomputador é o ambiente Windows.

7) A metodologia estruturada de programação vem, nos últimos anos, tendo problemas ao tratar com sistemas complexos. O sistema atual já possui considerável complexidade. Caso se planeje trabalhar com reutilização de código em sistemas de maior porte (p. ex. integrando

dinâmica, síntese do tipo, parametrização de cúbicas, etc...) tem-se de pensar em voltar o projeto para uma metodologia orientada para objetos.

8) Na seleção dos mecanismos via Teoria PMS para cinco posições pode-se anexar um método de avaliação direta do problema da inversão geométrica e da ordem, de forma que as soluções espúrias sejam *a priori* descartadas. Este método se torna ainda mais efetivo se utilizado conjuntamente com o método misto de síntese de mecanismos [ZANINI et al., 1993].

Capítulo 9

Bibliografia

- ABRAMOVITZ, Milton & STEGUN, Irene** (Editores). , *Handbook of Mathematical Functions with Formulas, Graphs and Mathematical Tables.*, Nova Iorque: Dover , 1965.
- BEYER, R. ,** *The Kinematic Synthesis of Mechanisms.* Nova Iorque: McGraw-Hill, 1963.
- BOTTEMA, O. & ROTH, B.** *Theoretical Kinematics.* North-Holland series in applied mathematics and mechanics v 24, North-Holland Publishing Company, Holanda.
- BURMESTER, I.** *Lehrbuch Der Kinematik.* Leipzig, Alemanha, 1888.
- CARMICHAEL, M. W. J.** *Linkage Design Using Multiply Separated Positions Theory.* M.Sc dissertation, U.M.I.S.T., Inglaterra, 1972.
- FILEMON, E.** *In Addition to the Burmester Theory.* In: *Proceedings of the Third World Congress for Theory of Machines and Mechanisms.* Kupari, Yugoslavia, setembro 1971.
- _____, *Useful Ranges of Centerpoint Curves for Design of Crank-and-Rocker Linkage.* *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 7, 1972, pp. 47-53.
- HARTENBERG, R. S. and DENAVIT, J.** *Kinematic Synthesis of Linkages.* Nova Iorque: McGraw-Hill, 1964.
- HILLE, Einar. ,** *Analytic Function Theory.* 2.a edição, 2 vol, Nova Iorque: Chelsea, 1959.
- KERWIN, F.,** 1992, *Complex Algebraic Curves.* London Mathematical Society. Students Text n 23, Cambridge University Press, Londres , Inglaterra.

- MEIRELES, Welington José. Síntese Analítica de Mecanismos Articulados Planos de Quatro Barras para Três e Quatro Posições Multiplamente Separadas, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFSC, 1986.
- PRENTIS, J. M., "The Pole Triangle, Burmester Theory and Order and Branching Problems-I: The Order Problem, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 26, No. 1, pp. 19-30, 1991.
- PRENTIS, J. M., The Pole Triangle, Burmester Theory and Order and Branching Problems-II: The Branching Problem, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 26, No. 1, pp. 31-39, 1991.
- PRIMROSE, E. J. F. Plane Algebraic Curves. Nova Iorque : St. Martin's, 1955, pp 71-82.
- RISO, B. G. Síntese de Mecanismos com a Utilização da Teoria das Posições Multiplamente Separadas, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1980.
- TESAR, D., & ESCHENBACH, P. W. Four Multiply Separated Positions in Coplanar Motion, *Journal of Engineering for Industry*, 231-4, May 1967.
- TESAR, D., The Generalized Concept of Four Multiply Separated Positions in Coplanar Motion, *Journal of Mechanisms*, Vol. 3, pp. 11-23, 1968.
- TESAR, D., The Generalized Concept of Three Multiply Separated Positions in Coplanar Motion, *Journal of Mechanisms*, Vol. 2, pp. 461-74, 1967.
- TESAR, D. & SPARKS, J. W. The Generalized Concept of Five Multiply Separated Positions in Coplanar Motion, *Journal of Mechanisms*, Vol. 3(1), pp. 25-33, 1968

VALLE, P. G. Desenvolvimento de uma Sistemática de Especificação para Posições Infinitesimalmente Separadas. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1983.

WALDRON, K. J., The Order Problem of Burmester Linkage Synthesis, *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 97 No. 4, 1975, pp. 1405-6.

_____. Elimination of the Branch Problem in Graphical Burmester Mechanism Synthesis for Four Finitely Separated Position, ASME, *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 98 No. 1, 1976, pp. 176-182.

_____. Graphical Solution of The Branch and Order Problem of Linkage Synthesis for Multiply Separated Position, ASME, *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 99, no. 3, 1977, pp. 591-7.

_____. Location fo Burmester Synthesis Solution with Fully Rotatables CRanks, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 13, 1978, pp. 125-137.

WALDRON, K. J., & STRONG, R. T., Joint Displacements in Linkages Synthesis Solution, ASME, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 101, no. 2, 1979, pp. 477-487.

_____. Improved Solution fo the Branch and Order Problems of Burmester Linkages Synthesis, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 13. 1978, pp. 199-207.

WONDRACEK, U. Síntese Analítica de Mecanismos Articulados de Quatro Barras Utilizando 4PFS Incluindo a Solução dos Problemas da Inversão Geométrica e da Ordem, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1984.

ZANINI, J.C., 1975, Investigations of Methods of Linkage Synthesis, Ph.D. Thesis, Victoria University of Manchester,

ZANINI, J.C. AND JAIMES. I.G., Mechanism Synthesis by the Combination of Analytical and Numerical Techniques. In Proceedings of Sixth IFToMM Congress of Theory of Machines and Mechanisms, New Delhi, India, 15-20 dezembro, 1983.

ZANINI, J.C., MARTINS, D. and SPRICIGO, M.J. Aplicação de Métodos Numéricos, Analíticos e Mistos na Síntese de Mecanismos Articulados - Primeiro Congreso Ibero-Americano de Ingeniería Mecánica - Madri - Espanha -1993.

ZANINI, J.C. & WONDRACEK, U. Analytical Solution of Branch and Order Problems of Linkage Synthesis - In Congress of Theory of Machines and Mechanisms, Nova Delhi, Índia.

APÊNDICES

- A-Entrada de dados dos programas
- B- Fluxogramas básicos dos programas
- C- Comentários sobre cada rotina utilizada nos programas

apêndice A
Entrada de dados dos programas

Entrada de dados dos programas interativos

A entrada de dados de todos os programas são divididas em três partes:

- 1) ntp = número total de posições multiplamente separadas (formato I2)
- 2) Especificação do caso a ser sintetizado
- 3) Região de solução: x_{\min}, x_{\max} (formato 2F9.5)
 y_{\min}, y_{\max} (formato 2F9.5)

Especificação do caso a ser sintetizado

Para cada conjunto de posições associado a uma posição finitamente separada (*i.e.* P-, PP-, PPP-, PPPP-, PPPPP) teremos a seguinte especificação.

Caso P-

1ª linha - Entrar com a palavra "fni" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para a posição finitamente separada.

2ª linha - Entrar com:

alfa, beta e gama (formato 3F9.5) invariantes para a posição finitamente separada.

Caso PP-

1ª linha - Entrar com a palavra "fni" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para a posição finitamente separada.

2ª linha - Entrar com:

alfa, beta e gama (formato 3F9.5) invariantes para a posição finitamente separada.

3ª linha - Entrar com a palavra "in2" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para duas posições infinitesimalmente separadas.

4ª linha - Entrar com:

$Up1, Vp1, Ue, Ve$ (formato 4F9.5) parâmetros para os invariantes 2PIS.

(Ue, Ve) = coordenadas do ponto E

$(Up1, Vp1)$ = coordenadas do pólo (centro instantâneo de rotação) entre as duas posições.

Caso PPP-

1ª linha - Entrar com a palavra "ini" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para a posição finitamente separada.

2ª linha - Entrar com:

alfa, beta e gama (formato 3F9.5) invariantes para a posição finitamente separada.

3ª linha - Entrar com a palavra "in3" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para três posições infinitesimalmente separadas.

4ª linha - Entrar com:

$Up1, Vp1, Ue, Ve, Uoe, Voe, Uf, Vf, rm3$ (formato 9F8.5) parâmetros para os invariantes 3PIS.

(Ue, Ve) = coordenadas do ponto E

$(Up1, Vp1)$ = coordenadas do pólo (centro instantâneo de rotação) entre as duas posições.

(Uoe, Voe) = coordenadas do ponto Oe.

(Uf, Vf) = coordenadas do ponto F.

$m3$ = fator que posiciona Of em Pf (ver [VALLE,1983])

Caso PPPP-

1ª linha - Entrar com a palavra "fmi" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para a posição finitamente separada.

2ª linha - Entrar com:

alfa, beta e gama (formato 3F9.5) invariantes para a posição finitamente separada.

3ª linha - Entrar com a palavra "inf4" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para quatro posições infinitesimalmente separadas.

4ª linha - Entrar com:

$Up1, Vp1, Ue, Ve, Uoc, Voc, Uf, Vf, m3$ (formato 9F8.5) parâmetros para os invariantes 4PIS.

(Ue, Ve) = coordenadas do ponto E

($Up1, Vp1$) = coordenadas do pólo (centro instantâneo de rotação) entre as duas posições.

(Uoc, Voc) = coordenadas do ponto Oe.

(Uf, Vf) = coordenadas do ponto F.

$m3$ = fator que posiciona Of em Pf (ver [VALLE,1983])

Caso PPPPP

1ª linha - Entrar com a palavra "fmi" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para a posição finitamente separada.

2ª linha - Entrar com:

alfa, beta e gama (formato 3F9.5) invariantes para a posição finitamente separada.

3ª linha - Entrar com a palavra "inf5" (formato A4) indicando que a linha seguinte dará os invariantes para duas posições infinitesimalmente separadas.

4ª linha - Entrar com:

Up1,Vp1,Ue,Ve,Uoe,Voe,Uf,Vf,rm3 (formato 9F8.5) parâmetros para os invariantes 5PIS.

(Ue,Ve) = coordenadas do ponto E

(Up1,Vp1) = coordenadas do pólo (centro instantâneo de rotação) entre as duas posições.

(Uoe,Voe) = coordenadas do ponto Oe.

(Uf,Vf) = coordenadas do ponto F.

rm3 = fator que posiciona Of em Pf (ver [VALLE,1983])

EXEMPLOS

Caso PP-P

3			
fini			
0.	0.	90.	
inf2			
-3.0	4.3	2.	-2.
fini			
-2.65	-4.0	0..	
0.	8.		
0.	8.		

Caso P-P-PPP

3

ini

0.	0.	90.
----	----	-----

ini

20.3	41.0	50.0
------	------	------

ini

2.	4.	0.
----	----	----

ini3

2.	-2.	-3.0	4.3.	9.0	-2.0	6.0	2.5	0.5
----	-----	------	------	-----	------	-----	-----	-----

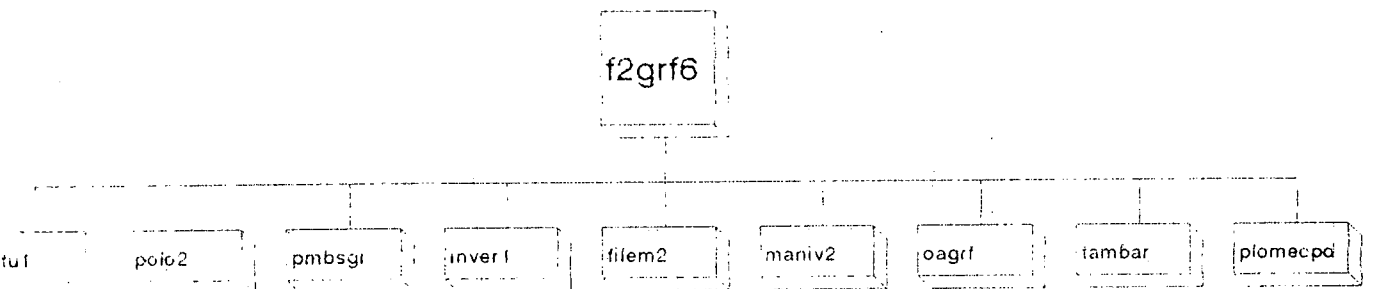
0.	8.
----	----

0.	8.
----	----

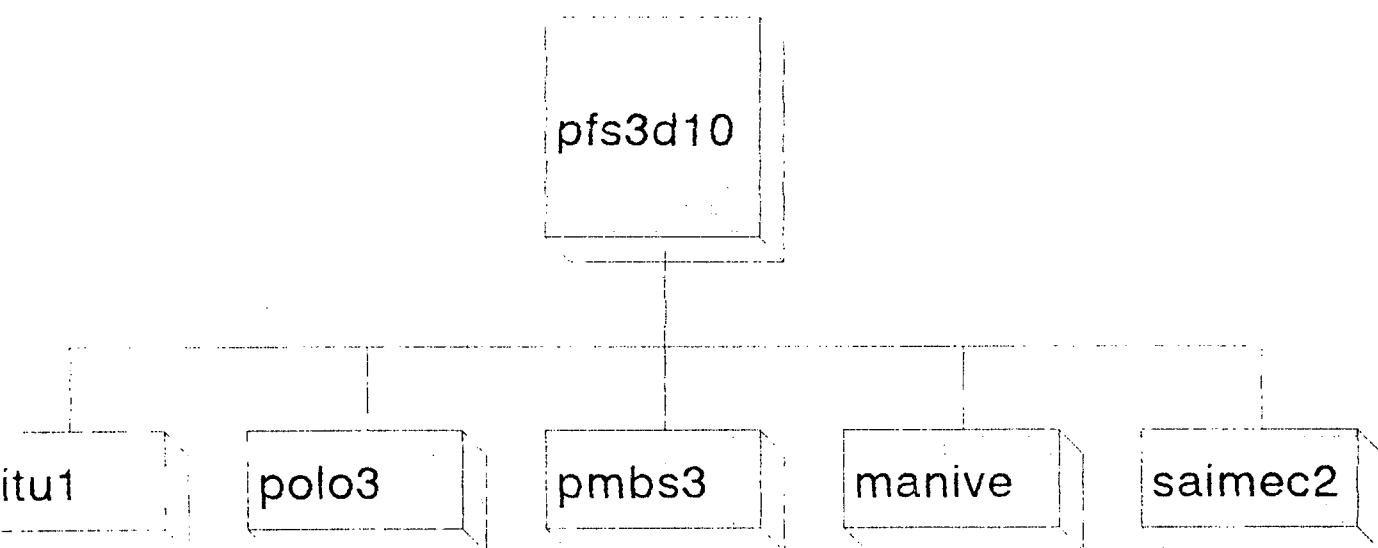
Observação: Para maiores detalhes de como especificar as posições de projeto ver [ZANINI,1975] e [VALLE,1983].

apêndice B
Fluxogramas básicos dos programas

ntese para duas posicoes multiplamente separadas

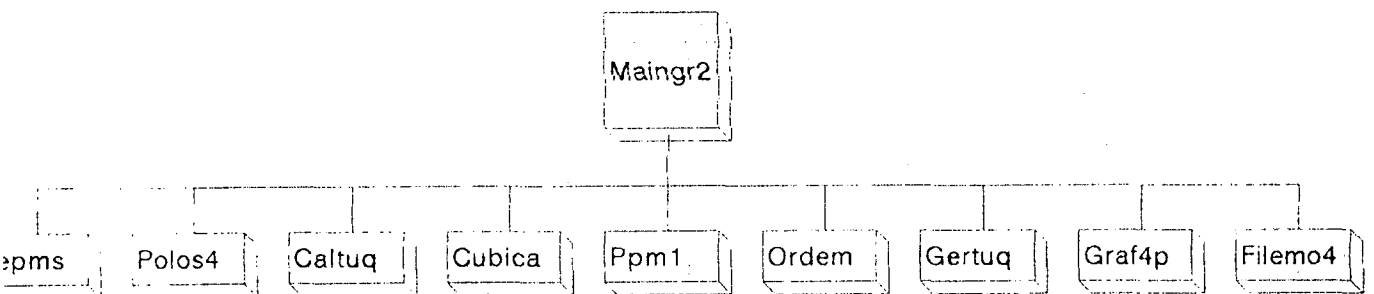


ntese para tres posicoes multiplamente separadas



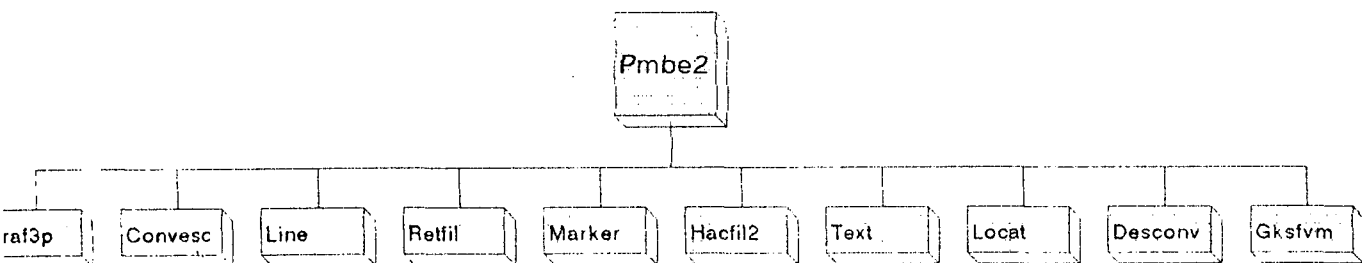
Síntese para quatro posições multiplamente separadas

Escolhe o pivo movel da barra de saída



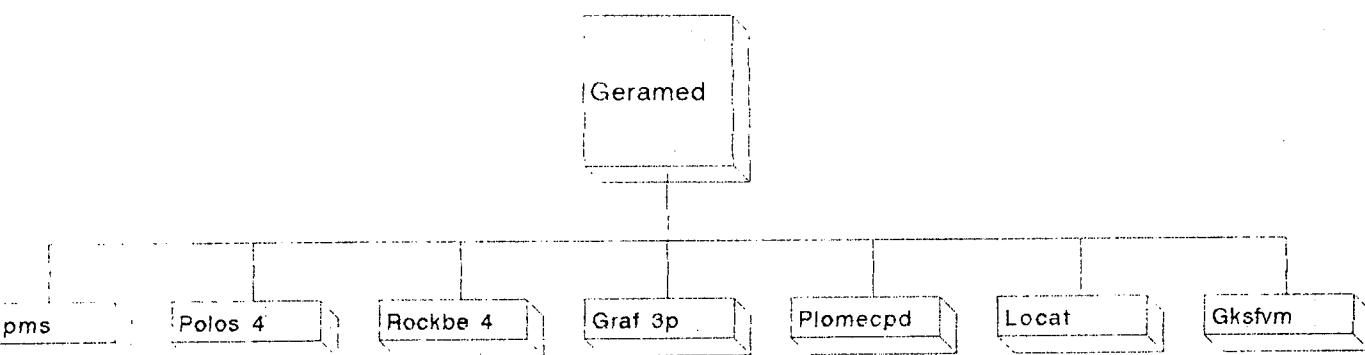
Síntese para quatro posições multiplamente separadas

Escolhe o pivo móvel da barra de entrada

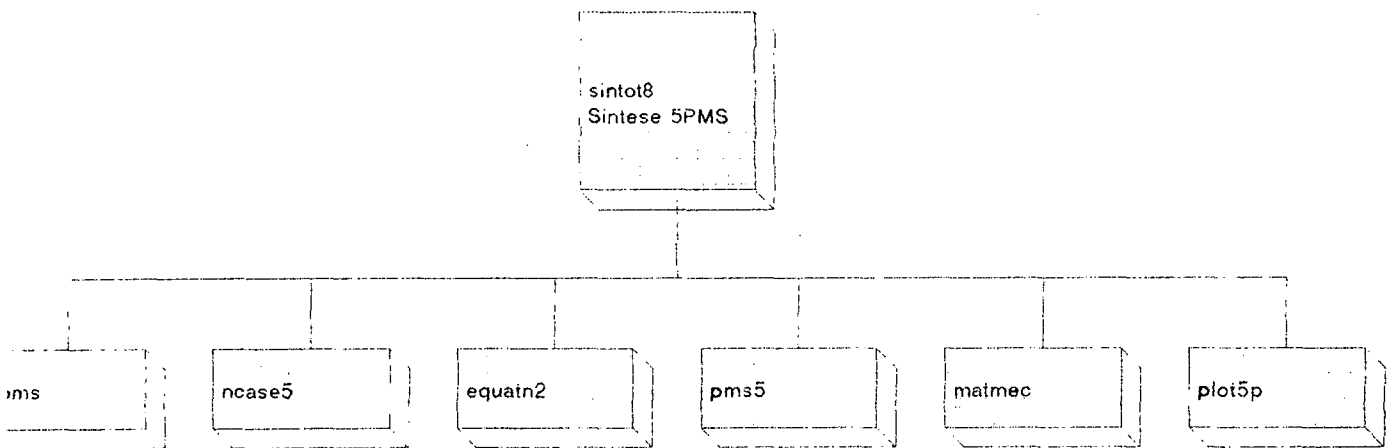


Síntese para quatro posições múltiplamente separadas

Exibe na tela o mecanismo escolhido



Síntese para cinco posições múltiplamente separadas



apêndice C

Comentários sobre cada rotina utilizada nos programas

program F2GRF6

Este programa calcula o primeiro pivo movel
bem como o segundo por um processo interativo
para 2PMS com destaque para os metodos de 2PFS.
A escolha do segundo pivo fixo e'
atraves de pontos localizados na tela, utilizando a
rotina LOCAT (nao-padrao GKS).
Esta versao faz as passagens todas por parametros eli-
minando os commons completamente.

subroutine LEIPI1(npfs,in,iout,xmin,xmax,ymin,ymax,alfa,beta,gama,
gme,gma,bme,bma)

Le o numero de posicoes, as posicoes de projeto e a regio de
solucao (xmin, xmax, ymin, ymax) diretamente do arquivo
POLOBE.DAT

subroutine PMBSGE(xli,xls,yli,yls,xqq,yqq)

Processo interativo! Mostra na tela as regioes de solucao do
problema e via LOCAT acha o ponto que mais se adequa para o
pivo movel da barra de saida na posicao 1 (B1).

subroutine POLO2(alfa,beta,gama,Up2,Vp2,teta12)

Faz calculo dos polos para 2pfs posicoes de projeto. Armazena as
coordenadas do polo P12 nas posicoes Up2 e Vp2.
A faixa de rotacao do acoplador e' dada por teta12

subroutine ROTACA (Up2,Vp2,teta12,xa1,ya1,xa2,ya2)

efetua uma rotacao do plano movel de teta12 radianos
dada a posicao 1 do pivo movel (xa1,ya1) obter-se-a' sua
posicao 2 (xa2,ya2)

SUBROUTINE MR34(npfs,xa,ya,xoa,yoa,xb1,yb1,xob,yob,gama1,gamas)

Esta rotina calcula os angulos de trasmissao minimo e maximo de
um mecanismo dado. QUANDO O TIPO FOR 3 OU 4 !!!!

As entradas sao:

ns e' o numero de posicoes finitamente separadas

npfs),ya(npfs) sao as posicoes do pivo movel da barra de entrada
nas varias posicoes finitamente separadas

u,yoa e' a posicao do pivo fixo da barra de entrada

o,yob e' a posicao do pivo fixo da barra de saida

l,yb1 e' a posicao do pivo movel da barra de saida na posicao 1

As saidas sao:

mai e o angulo de transmissao inferior

mas e o angulo de transmissao superior

chama : TAMBAR, DISTAB, MUDCOO

subroutine LEPIFIX(iterm,xmin,xmax,xa1,ya1,xoa,yoa,r,Up2,Vp2)

dada a coordenada x do pivo fixo da barra de entrada xoa e'
encontrado o ponto (xoa,yoa) . para o caso de 2pfs .

Esta rotina e' chamada na FILEMO e na PROCUR.

A entrada do polo esta' sendo via common mas pode ser modifi-
cada caso as rotinas que a chamam ja' possuam este valor

Falta acertar esta rotina.

chama : ROTACA, MEDIAT

subroutine FILEM2 (xcl,ycl,xoc,yoc,r,alfa,beta,gama,fimai,fimen)

Esta subrotina resolve o problema de filemon

Entradas :

xcl,ycl PMBS na posicao 1

xoc,yoc PFBS

r Tamanho da barra de saida

alfa,beta,gama Inva antes do movimento

Saidas :

fimai, fimem angulos cuja diferenca da a regio de Filemon

subroutine MANIGR(fimaid, fimem, xbid, ybid, xobd, yobd, xa1, ya1)
Gera toda a base grafica para a escolha do pivo movel da barra de entrada. A base e' a seguinte:
- Escalas x e y
- Retas de Filemon com as regioes vetadas hachuradas.
- Barra de saida com os pivos fixo (Ob) e movel (B).
- Bissetriz da regio utilizavel em linha tracejada.

subroutine TAMBAR (xa, ya, xoa, yoa, xb, yb, xob, yob, a, b, c, d)
esta subrotina dimensiona as barras do mecanismo resultante, determina o angulo de transmissao maximo e minimo e estabelece as coordenadas dos pivos
A distancia C ja' e' calculada na rotina INVER

subroutine GRASHO (a, b, c, d, bme, bma, mr)
Esta subrotina classifica o mecanismo de acordo com o criterio de Grashof

subroutine CRIALT (gme, gma, gamai, gamas, ipassa, crital)
analisa a qualidade de transmissao de movimento do mecanismo

subroutine INVER1(xmin, xmax, ymin, ymax, Up2, Vp2, bme, bma, xbl, ybl, xob, yob, c)
Calcula xlim e ylim e chama PIVFIX ou PIVFIY que oferece a opcao de escolha para o projetista divide o eixo dos pivos fixos em duas semi-retas uma das quais e' vetada devido a inversao geom.
Chama : ROTACA, PTOMED, MEDIAT, PIVFIX, PIVFIY, DISTAB

subroutine PTOMED (x1, y1, x2, y2, xam, yam)
Esta subrotina calcula o ponto medio entre dois pontos dados

subroutine MEDIAT (x1, y1, x2, y2, mper, bper)
Esta subrotina acha os coeficientes angulares e lineares da mediatriz de dois pontos dados (x1, y1) e (x2, y2)

subroutine DISTAB (xa, ya, xb, yb, d)
Esta rotina calcula a distancia (d) entre dois pontos A e B

subroutine TSTPIV (teta12, xa1, ya1, bme, bma, gme, gma, xmin, xmax, ymin, ymax, gam1, gam2, iok)
Esta rotina testa se o pnto escolhido para o pivo movel de entrada satisfaz os requisitos de projeto.
As entradas sao as seguintes :
teta12 - Angulo de rotacao do plano movel entre as duas posicoes.
xa1, ya1 - Posicao do pivo de entrada na posicao 1 de projeto.
xb1, yb1 - Posicao do pivo de saida na posicao 1 de projeto.
Este foi o primeiro a ser escolhido.
bme, bma - Limites nos tamanhos das barras para o mecanismo.
gme, gma - Limites nos angulos de transmissao nas posicoes de projeto.
xmin, xmax, ymin, ymax - limites da regio de solucao.
As saidas sao as seguintes :
gam1, gam2 - Angulos de transmissao nas posicoes de projeto.
iok - Inteiro que aprova(1) ou desaprova(0) a escolha do ponto como pivo movel da barra de entrada.

subroutine ObGRF (Up2, Vp2, rmb12, xbl, ybl, bme, bma, xmin, xmax, ymin, ymax, xob, yob, impfix)

Esta rotina gera a tela para a escolha do pivo fixo da barra de saída (Ob) de forma grafica.

Tambem sera' usada como parte do processo de escolha do pivo fixo da barra de entrada. Para completar neste caso tem-se somente que completar plotando as barras e pivos ja' calculados ate' o momento.

As entradas sao as seguintes :

As entradas sao as seguintes :

rmbl2 - Inclinaçao da reta bl2 que e' o lugar geometrico dos pontos passiveis de ser o pivo fixo. (Passa pelo polo)

Up2.Vp2 - Posicao do polo.

xb1.yb1 - Posicao do pivo escolhido na posicao 1 de projeto.

bme.bma - Limites nos tamanhos das barras para o mecanismo.

xmin,xmax,ymin,ymax - limites da regio de soluçao.

As saidas sao as seguintes :

xob.yob - Posicao do pivo escolhido como pivo fixo. E' saida do LOCAT diretamente.

impfix - Impossivel de se calcular o pivo fixo(impfix=0)
Do contrario temos alguma regio a ser escolhida.

subroutine PLORET1(rm,px,py,x,y,vvx,vvy,vx,vy,xli,yli,xls,yls,xqq,yqq)

Esta rotina plota na tela a regio possivel de ser escolhido o pivo fixo satisfazendo os comprimentos das barras. Este caso e aquele em que esta regio e formada por dois segmentos de reta.

subroutine PLORET2(rm,px,py,x,y,vx,vy,xli,yli,xls,yls,xqq,yqq)

Esta rotina plota na tela a regio possivel de ser escolhido o pivo fixo satisfazendo os comprimentos das barras. Este caso e aquele em que esta regio e formada por um segmento de reta.

subroutine REGSOL (xmin,xmax,ymin,ymax,x,y,inregi)

Esta rotina analisa a pertinencia de um ponto em relaçao a regio de soluçao. inregi = 0 se o ponto estiver fora da regio
inregi = +1 se o ponto estiver dentro da regio

subroutine BMEBMA (bme,bma,b,ibar)

ta rotina analisa se o tamanho da barra esta' dentro dos limites.
ibar = 0 se a barra NAO atende ao tamanho.
ibar = 1 se a barra atende ao tamanho.

subroutine GMEGMA (gam1,gam2,gme,gma,igam)

ta rotina analisa se os angulos de transmissao estao dentro dos limites impostos (gme,gma).
igam = 0 se NAO atendem aos limites.
igam = 1 se atendem aos limites.

subroutine MUDCOO (xori,yori,giro,xold,yold,xnew,ynew)

adas:
ori,yori : Posicao da origem do sistema OLD em relaçao ao sistema NEW.
ro : Rotaçao do sistema NEW para coincidir com o sistema OLD.

subroutine ROCKER (xc1,yc1,x,y,xoc,yoc,r)

esta subrotina determina a posicao do centro (pivo fixo) pelo metodo do ponto cardinal

Os vetores X e Y determinam as posicoes de A1,A2 e A3.
Xcg e Ycg sao as coordenadas do ponto cardinal

subroutine ANGRET(xo,yo,xo1,yo1,xo2,yo2,teta)
Calcula o angulo entre 2 retas dadas por 3 pontos
um dos quais e' o ponto de interseccao

subroutine ordenxy (nt2,vetorx,vetory)

nome da subrotina : ordenxy

esta subrotina ordena em ordem crescente um vetorx qualquer,
acompanhado de um vetory correspondente (coordenadas)
entrada

torx vetor a ser ordenado.
tory coordenada correspondente
2 indica que a ordenacao finalizara pelo vetor vetorx(nt2).

saida

orx vetor ordenado em ordem crescente.
ory vetor coordenado de x

subroutine CENTRO (x1,y1,x2,y2,x3,y3,xo,yo,r)

esta subrotina determina o centro e o raio de uma
circunferencia que passa por tres pontos conhecidos

subroutine IMAGEM (x1,y1,x2,y2,x3,y3,x,y)

esta subrotina determina a imagem de um ponto (x3,y3) em relacao a
eta definida por (x1,y1) e (x2,y2).

subroutine RETCIR(xo,yo,m,x1,y1,r1,xo1,yo1,xo2,yo2,ITIPO)

Entradas :

xo,yo : ponto pertencente a reta
m : inclinacao da reta (numero real!)
x1,y1 : centro da circunferencia
r1 : raio da circunferencia

Saidas :

xo1,yo1 : ponto de interseccao da reta com a circunferencia
xo2,yo2 : ponto de interseccao da reta com a circunferencia
itipo : Se = 0 nao ha' interseccoes
 : Se = 0 ha' interseccoes (pelo menos uma)

subroutine GRAU2(A,B,C,x1,x2,itipo)

Calcula as raizes de uma equacao de segundo grau associada a
seccao de dois circulos e afirma o tipo de tangencia

subroutine SCALA2(xo,yo,xo1,yo1,xo2,yo2,esc)

Calcula o produto escalar entre dois vetores.

subroutine RETFIL(xmin,xmax,ymin,ymax,m,xb1,yb1,xext1,yext1,
#xext2,yext2)

Esta rotina calcula as interseccoes de uma reta com a regio de
solucao.

A reta e' determinada por sua inclinacao m e por um ponto
(xb1,yb1).

A regio de solucao e' dada pelos limites xmin,ymin,xmax,ymax
que sao fornecidos via argumento.

Com estas interseccoes pode-se tracar as retas de Filemon e pre
encher as regioes vetadas. E' util tambem como parte integran

da subrotina PROCUR.

Entradas:

xmin,xmax,ymin,ymax	Regiao de solucao
xbl,.ybl	Pivo Movel da barra de saida
angulo	Um dos angulos de Filemon (fimai ou fimen)

Saidas :

xext1,yext1,xext2,yext2 Pontos de interseccao da reta

end

subroutine HACFIL(xmin,xmax,ymin,ymax,xbl,ybl,fimen,fimai)

Esta rotina plota na tela a regio vetada de Filemon de forma hachurada.

Chama RETFIL duas vezes e ordena os pontos caracteristicos por angulos.

A regio de solucao e' dada pelos limites xmin,ymin,xmax,ymax que sao fornecidos via argumento.

Com estas interseccoes pode-se tracar as retas de Filemon e preencher as regioes vetadas.

29 Set 1993. Data de Fabricacao.

Entradas:

xmin,xmax,ymin,ymax	Regiao de solucao
xbl,.ybl	Pivo Movel da barra de saida
fimen,fimai	Angulos de Filemon

Saidas :

Grafica na tela

subroutine PLOMECPD

Rotina responsavel pela plotagem do mecanismo articulado escolhido pelo projetista.

program PFS3D10

Este programa calcula o primeiro pivo movel
bem como o segundo por um processo interativo
para 3PMS com destaque para os metodos de 3PFS.
Esta-se aplicando saidas graficas via padrao GKS

subroutine MANIVE(iterm,Up,Vp,alfa,beta,xa1,ya1,
xb1,yb1,xob,yob,xmin,xmax,ymin,ymax,bme,bma)

Gerencia toda a busca do pivo movel da barra de saida
Varre a regioo utilizavel segundo a percentagem dada por
peruti comecando por sua bissetriz, alternando inclinacoes
'a direita e 'a esquerda (mmed1 e mmed2). Chama PROCUR.
Chama FILEMO, GKSINI, PROCUR, GKSFIM, MARGEM, PLOMEC.

subroutine INTRET (m1,b1,m2,b2,xint,yint)

Esta subrotina acha o ponto de interseccao de duas retas dadas
atraves de seus coeficientes angulares e lineares.

subroutine IMAGEM (x1,y1,x2,y2,x3,y3,x,y)

Esta subrotina determina a imagem de um ponto em relacao a uma reta

subroutine CENTRO (x1,y1,x2,y2,x3,y3,xo,yo,r)

Esta subrotina determina o centro e o raio de uma
circunferencia que passa por tres pontos conhecidos

subroutine PTOMED (x1,y1,x2,y2,xam,yam)

Esta subrotina calcula o ponto medio entre dois pontos dados

subroutine DIAC2GR (escx,escy,xmin,ymin,Up1,Vp1,Up,Vp)

Esta rotina plota na tela o segundo diagrama de circulos.
Tambem sai o triangulo de polos.

subroutine DIAC1GR(escx,escy,xmin,ymin,Up1,Vp1)

Esta subrotina calcula todos os centros e raios da circunferencia
de polos-imagem e das circunferencias do diagrama circular.
Com isto plota na tela este resultado juntamente com o triangulo
de polos.
O calculo do criterio fica com a rotina DC1TST.

subroutine PLOMEC(escx,escy,xmin,ymin,xaot,yaot,xbot,ybot,xoat,
#yoat,xobot,yobot)

Esta rotina plota o mecanismo escolhido na tela

subroutine TRIPOL(escx,escy,xmin,ymin)

Faz desenho do triangulo de polos para 3 posicoes

subroutine CIRCLE(escx,escy,xmin,ymin,xo,yo,r)

Esta rotina plota um circulo na tela de centro (xo,yo) e raio r
A resolucao desta rotina e' dependente do n aqui definido.
Um n maior significa um melhor circulo e maior memoria alocada.

subroutine POLO3(iout,alfa,beta,gama,Up,Vp,Up1,Vp1)

Faz calculo dos polos para npfs posicoes de projeto. Armazena as
coordenadas do polo Pij nas posicoes U(i,j) e V(i,j)

subroutine PMBS3(iterm,Up,Vp,Up1,Vp1,xmin,ymin,xmax,ymax,
xb1,yb1,xob,yob)

Organiza toda a escolha do pivo movel da barra de saida.

subroutine SAIMEC2(iout,Up,Vp,xa1,ya1,xb1,yb1,
xmin,xmax,ymin,ymax,bme,bma)

subroutine LEITU1(in,xmin,xmax,ymin,ymax,alfa,beta,gama,
bme,bma,gama1,gama2)

Le o numero de posicoes, as posicoes de projeto e a regio de solucao (xmin, xmax, ymin, ymax) diretamente do arquivo fn DADOS A1. Tambem le os tamanhos minimo (BMenor) e maximo (BMAior) das barras.

subroutine LEITU3 (iterm,xmin,xmax,ymin,ymax,xal,yal)

Le, para a barra de saida, as coordenadas do pivo movel a cada vez que estas nao satisfacem o diagrama circular

13 Dez 1991 Esta rotina plota em destaque o ponto escolhido usando a rotina MARKER.

subroutine TAMBAR3(Up,Vp,xal,yal,xb1,yb1,xoa,yoa,xob,yob,
a,b,c,d,bme,bma,itaman)

esta subrotina dimensiona as barras do mecanismo resultante, determina o angulo de transmissao maximo e minimo e estabelece as coordenadas dos pivos

subroutine RETFIL(xmin,xmax,ymin,ymax,m,xal,yal,xext1,yext1,
#xext2,yext2)

Esta rotina calcula as interseccoes de uma reta com a regio de solucao.

A reta e' determinada por sua inclinacao m e por um ponto (xal,yal).

A regio de solucao e' dada pelos limites xmin,ymin,xmax,ymax que sao fornecidos via argumento.

Com estas interseccoes pode-se tracar as retas de Filemon e preencher as regioes vetadas. E' util tambem como parte integranda da subrotina PROCUR.

23 Jan 1992. Data de Fabricacao.

subroutine GRASHO (a,b,c,d,bme,bma,mr)

Esta subrotina classifica o mecanismo de acordo com o criterio de Grashof

subroutine PIMAG3 (Up,Vp,Up1,Vp1)

Esta rotina calcula os polos-imagem dados os polos de um projeto de tres posicoes finitamente separadas.

subroutine FILEMO (xb1,yb1,Up,Vp,alfa,beta,fimai,fimen)

Da como saida os angulos da regio utilizavel de Filemon.

subroutine ROCKER (xc1,yc1,Up,Vp,x,y,xoc,yoc,r)

Esta subrotina determina a posicao do centro (pivo fixo) pelo metodo do ponto cardinal

Os vetores X e Y determinam as posicoes de A1,A2 e A3.

Xcg e' Ycg sao as coordenadas do ponto cardinal

subroutine REGSOL (xmin,xmax,ymin,ymax,x,y,inregi)

Esta rotina analisa a pertinencia de um ponto em relacao a regio de solucao. inregi = -1 se o ponto estiver fora da regio
inregi = +1 se o ponto estiver dentro da regio

subroutine PERTCI (x,y,xc,yc,r,iesta)

iesta = 1 esta' na circunferencia

iesta = -1 nao esta' na circunferencia

subroutine MEDIAT (x1,y1,x2,y2,mper,bper)

Esta subrotina acha os coeficientes angulares e lineares da mediatriz de dois pontos dados (x1,y1) e (x2,y2)

program MAINGR

este programa gera a cubica para escolha do pivo movel da barra de saida destacando as regioes com problema de inversao geometrica e as com ordem 1234. Serve para escolha via mouse deste pivo.

subroutine GRAF4P(jloul2,jota,indice,xa,ya,xo,yo,xpil,ypil,
'lim1,l1,lim2,l2,xmind,xmaxd,ymind,ymaxd,lim3,l3,lim4,
'l4,xb1,yb1)

LOCALIZACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS

esta rotina coloca os pontos P',Q',T',U' em vetores alinhados

Entrada:

jloul2 : Se = 1 so' tem ramo aberto. Se = 2 tem ramo fechado.

jota : E' o numero de pontos T e U reais.

indice(jota,2) E uma matriz que para cada valor de jota represen
ta um dos pontos T e U reais e os valores que
temos na linha sao os indices de T (=U).

xa,ya: Coordenadas dos pontos no ramo aberto da curva.

xo,yo: Coordenadas dos pontos no ramo fechado da curva.

TODOS OS VALORES ABAIXO SAO SIMPLES PRECISAO.

xpil,ypil: Coordenadas dos pontos P' de forma alinhada em vetor

xql,yql: Coordenadas dos pontos Q' de forma alinhada em vetor

xtl,ytl: Coordenadas dos pontos T' de forma alinhada em vetor

xul,yul: Coordenadas dos pontos U' de forma alinhada em vetor

ballxl: Coordenadas do ponto de Ball em forma alinhada.

ballyl

kontu Numero de pontos T' = numero de pontos U' existentes

subroutine PONTOS(x,y,n,escx,escy,xmin,ymin,itypo,tam,icor)

Esta rotina plota uma polyline com cor e tipo especificados.

subroutine DESCONV(escx,escy,xmin,ymin,npont,xo,yo,xn,yn)

Converte para a escala do grafico, utilizando escalas diferen-
tes para x e y. ENTRADA : NPONT : numero de pontos

xo,yo : vetor a ser convertido.

SAIDA xn,yn : vetor apos conversao.

SUBROUTINE TUQ (N1,N2,N3,N4,N5,N6,N7,N8,xpi,ypi,xq,yq,xt,yt,xu,yu,
'jota,indice)

ESTA SUBROTINA CALCULA OS PONTOS DE INTERSECAO Q', T, U

Entrada:

n1,n2,n3,n4 Lado P(n1,n2),P(n3,n4) do quadrilatero de polos

n5,n6,n7,n8 Lado P(n5,n6),P(n7,n8) do quadrilatero de polos

xpi,ypi Coordenadas dos polos imagem se nao me engano

Saida:

xq,yq: Coordenadas dos pontos Q' !Estas tres nao saem

xt,yt: Coordenadas dos pontos T' ! diretamente devido

xu,yu: Coordenadas dos pontos U' ! a sua forma

jota : E' o numero de pontos T e U reais.

indice(jota,2) E uma matriz que para cada valor de jota represen
ta um dos pontos T e U reais e os valores que
temos na linha sao os indices de T (=U).

SUBROUTINE CUBICA(xpi,ypi,j,jota,indice,xt,yt,xu,yu,xq,yq,

'xx,yy,deltay,JA1,IPOS1,JPOS1,JA2,IPOS2,JPOS2,

'alfa,jrefl,xball,yball,jelem,vx,vy,xa,ya,xo,yo)

ESTA SUBROTINA CALCULA OS COEFICIENTES DA CUBICA

Entrada:

xpi,ypi: Coordenadas dos polos imagem se nao me engano

xball,yball: Coordenadas do ponto de Ball

xq,yq: Coordenadas dos pontos Q'

xt,yt: Coordenadas dos pontos T'

xu,yu: Coordenadas dos pontos U'

jota : E' o numero de pontos T e U reais.

indice(jota,2) E uma matriz que para cada valor de jota represen

ta um dos pontos T e U reais e os valores que temos na linha sao os indices de T (=U).

deltay: Variacao em y nas coordenadas. (distanciamento dos pontos de uma certa forma)

Saida:

xx,yy,alfa: Invariantes da mudanca de coordenadas que coloca a assintota no eixo x. Nao confundir este alfa com as especificacoes de projeto.

jrefl Saida utilizada pela PPM1.

xa,ya: Coordenadas dos pontos no ramo aberto da curva.

xo,yo: Coordenadas dos pontos no ramo fechado da curva.

SUBROUTINE VETIN(B2,C2,D2,E2,F2,G2,H2,deltay,vx,vy,jelem,j,xa,ya,JA1,IPOS1,JPOS1,JA2,IPOS2,JPOS2,xo,yo,xmin,ymin)

Esta subrotina determina o vetor inicial dos pontos da cubica

Entrada:

b2,c2,d2,e2 Variaveis auxiliares provenientes da CUBICA

f2,g2,h2

vx,vy Vetor V gerado pela CUBICA

deltay Delta em y lido.

jelem Variaveis que saem da CUBICA.

Saida:

j Saida que vai para ppm1 e ordem p. ex

xa,ya,xo,yo Pontos na curva ja' adaptados

SUBROUTINE VETFL (X,Y,J,III,IPOS,JPOS,JA,M,vx,vy,jelem,deltay)

Esta subrotina inclui ordenadamente os polos, ponto de ball

Q, T, U, NO VETOR INICIAL

Entrada:

iii,m Variaveis auxiliares provenientes da VETIN

Nao sei realmente seu significado e nao preciso.

vx,vy Vetor V gerado pela CUBICA

deltay Delta em y lido.

jelem Variaveis que saem da CUBICA.

Saida:

x,y,j Pontos na curva ja' adaptados. Uma vez e' chamada para a curva aberta outra para a fechada.

ipos,jpos,ja Indices caracteristicos de cada ramo da curva

SUBROUTINE ORDEM(p,j,ja1,ipos1,jpos1,ja2,ipos2,jpos2,iii,iv,13,lim3,lim4,xo,yo)

Esta subrotina estabelece os limites dos intervalos, cuja ordem seja 1234

Entrada:

iii,iv,j,ja1 Variaveis auxiliares provenientes da VETIN

jpos1,jpos2 Nao sei realmente seu significado e nao preciso.

vx,vy Vetor V gerado pela CUBICA

deltay Delta em y lido.

jelem Variaveis que saem da CUBICA.

xo,yo Coordenadas dos pontos no ramo fechado da curva

p E' o nosso gama. So' nao vou mudar aqui dentro para nao complicar o processo. No main e' chamado como gama.

Saida:

lim3(6) Posicao dos limites dos segmentos no ramo aberto que possuem ordem 1234.

13 Numero de regioes com ordem 1234. Ver exemplo de recuperacao destes valores abaixo.

J=0

DO 65 I=1,L3,2

J=J+1

II=I+1

WRITE(W,59) J,LIM3(I).LIM3(II)

65 CONTINUE

lim4(6) Posicao dos limites dos segmentos no ramo fechado
que possuem ordem 1234.
Nota no ramo fechado so' ha' um segmento possivel.
Provavelmente a dimensao de lim4 e' 2

SUBROUTINE INDIC (JA,M,N)

Esta subrotina redefine os indices dos polos a partir das suas
posicoes no vetor vx e vy
Tenho que colocar mn(12) em todos os elementos que
chamam esta rotina

Entrada :

mn: Vetor proveniente de CUBICA

SUBROUTINE MUDAR (MV,LVETOR,LORDEM,M,N)

Esta subrotina faz a mudanca da ordem na curva e faz a
verificacao da ordem

SUBROUTINE INVER (JA,IPOS,JPOS,III,LIM,L1)

Esta subrotina determina os extremos dos segmentos da curva
cubica, onde o angulo maximo entre acoplador e contra-manivela
e' menor que 180 graus

Entrada:

ipos,jpos Variaveis provenientes da VETIN
iii,ja

Saida:

lim: Posicoes que limitam segmentos com angulo < 180 graus
l1: Numero de segmentos que tem angulo < 180 graus
Abaixo temos um exemplo da recuperacao dos limites destes
segmentos.

J=0

DO 58 I=1,L1,2

J=J+1

II=I+1

WRITE(W,59) J,LIM1(I),LIM1(II)

9 FORMAT(57X,I1,9X,I3,7X,I3)

8 CONTINUE

SUBROUTINE PPM1(xi,xf,yi,yf,j,jota,jrefl,jelem,alfa,xx,yy,indice,
lim1,JA1,IPOS1,JPOS1,l1,lim2,JA2,IPOS2,JPOS2,l2,xq)

Esta subrotina determina os pontos solucoes sem inversao
geometrica dentro da regio de solucao

Entrada:

j,xx,yy Variaveis auxiliares provenientes da VETIN
Nao sei realmente seu significado e nao preciso.

jota : E' o numero de pontos T e U reais.

indice(jot,2) E uma matriz que para cada valor de jot represen
jot =1,jota ta um dos pontos T e U reais e os valores que
temos na linha sao os indices de T (=U).

xi,xf,yi,yf Limites da regio de solucao.

jelem Variaveis que saem da CUBICA.

jrefl

subroutine CALTUQ(xpi,ypi,xq,yq,xt,yt,xu,yu,jota,indice)

Esta subrotina calcula os pontos de intersecao Q', T, U

Entrada:

n1,n2,n3,n4 Lado P(n1,n2),P(n3,n4) do quadrilatero de polos

n5,n6,n7,n8 Lado P(n5,n6),P(n7,n8) do quadrilatero de polos

xpi,ypi Coordenadas dos polos imagem

Saida:

xq,yq: Coordenadas dos pontos Q'

xt,yt: Coordenadas dos pontos T'

xu,yu: Coordenadas dos pontos U'

jota : E' o numero de pontos T e U reais.

indice(jot,2) E uma matriz que para cada valor de jot represen
jot =1,jota ta um dos pontos T e U reais e os valores que
temos na linha sao os indices de T (=U).

subroutine CALCMN(N1,N2,N3,N4,N5,N6,N7,N8,m,n)

Esta subrotina calcula os indices relativos a um quadrilatero
de polos dado.

Entrada:

n1,n2,n3,n4 Lado P(n1,n2),P(n3,n4) do quadrilatero de polos
n5,n6,n7,n8 Lado P(n5,n6),P(n7,n8) do quadrilatero de polos

Saida:

m,n: Indices do quadrilatero de polos.

SUBROUTINE POLOS4(alfa,beta,gama,yp,yp,xpi,ypi,xball,yball)

Esta subrotina calcula as coordenadas dos polos e do ponto de Ball

subroutine GERTUQ(jota,indice,vx,vy,xpil,ypil,xql,yql,xtl,ytl,
xul,yul,ballxl,ballyl,kontu)

Esta rotina coloca os pontos P',Q',T',U' em vetores alinhados

Entrada:

jota : E' o numero de pontos T e U reais.

indice(jota,2) E uma matriz que para cada valor de jota represen
ta um dos pontos T e U reais e os valores que
temos na linha sao os indices de T (=U).

vx(25),vy(25) Coordenadas dos pontos caracteristicos gerado pela
CUBICA. Sao os pontos P',Q',T',U' e o de Ball.

Saida:

xpil,ypil: Coordenadas dos pontos P' de forma alinhada em vetor

xql,yql: Coordenadas dos pontos Q' de forma alinhada em vetor

xtl,ytl: Coordenadas dos pontos T' de forma alinhada em vetor

xul,yul: Coordenadas dos pontos U' de forma alinhada em vetor

ballxl: Coordenadas do ponto de Ball em forma alinhada.

ballyl

kontu Numero de pontos T' = numero de pontos U' existentes

program PMBE2

Programa que pede a escolha do pivo de entrada para 4PFS

subroutine DESCONV(escx,escy,xmin,ymin,npont,xo,yo,xn,yn)

Converte para a escala do grafico, utilizando escalas diferentes para x e y. ENTRADA : NPONT : numero de pontos

xo,yo : vetor a ser convertido.

SAIDA xn,yn : vetor apos conversao.

subroutine HACFIL2(xb1,yb1,xext1,yext1,xext2,yext2,

#teta,angle,escx,escy,xmin,ymin)

Hachura o intervalo vetado pelas retas de filemon

subroutine CIRFIL(escx,escy,xmin,ymin,icor,angle,teta,xo,yo,r)

Esta rotina plota um circulo na tela de centro (xo,yo) e raio r

A resolucao desta rotina e' dependente do n aqui definido.

Um n maior significa um melhor circulo e maior memoria alocada.

subroutine RETFIL(xmin,xmax,ymin,ymax,m,xb1,yb1,xext1,yext1,

#xext2,yext2)

Esta rotina calcula as interseccoes de uma reta com a regio de solucao.

A reta e' determinada por sua inclinacao m e por um ponto

(xb1,yb1).

A regio de solucao e' dada pelos limites xmin,ymin,xmax,ymax que sao fornecidos via argumento.

Com estas interseccoes pode-se tracar as retas de Filemon e preencher as regioes vetadas. E' util tambem como parte integrante da subrotina PROCUR.

Entradas:

xmin,xmax,ymin,ymax

Regiao de solucao

xb1,,yb1

Pivo Movel da barra de saida

angulo

Um dos angulos de Filemon (fimai ou

Saidas :

xext1,yext1,xext2,yext2

Pontos de interseccao da reta

program GERAMEC

Este programa le os dados referentes ao mecanismo escolhido e o imprime na tela.

subroutine CENTRO (x1,y1,x2,y2,x3,y3,xo,yo,r)

Esta subrotina determina o centro e o raio de uma circunferencia que passa por tres pontos conhecidos

subroutine IMAGEM (x1,y1,x2,y2,x3,y3,x,y)

Esta subrotina determina a imagem de um ponto em relacao a uma reta

subroutine DESCONV(escx,escy,xmin,ymin,npont,xo,yo,xn,yn)

Converte para a escala do grafico, utilizando escalas diferentes para x e y. ENTRADA : NPONT : numero de pontos

xo,yo : vetor a ser convertido.

SAIDA xn,yn : vetor apos conversao.

subroutine ROCKBE4 (xc1,yc1,yp,yp,xoc,yoc,r)

Esta subrotina determina a posicao do centro (pivo fixo) pelo metodo do ponto cardinal

Os vetores X e Y determinam as posicoes de A1,A2 e A3.

Para este caso de 4PFS nao geramos ainda a 4a. posicao.

Xcg e Ycg sao as coordenadas do ponto cardinal

subroutine POLOS4(alfa,beta,gama,xp,yp,xpi,ypi,xball,yball)

Esta subrotina calcula as coordenadas dos polos e do ponto de ball

program SINTOT8

Esta versao 8 faz a mudanca de coordenada para retornar ao plano fixo os valores dos pivos moveis. (2/8/93)

Esta versao 6 adapta os jfin e kinf para o padrao dado pelo TESAR nos seus trabalhos.(22/7/93 quinta)

Aqui temos uma adaptacao para teste de 5PMS.

E' basicamente uma repeticao do antigo SINTOT junto com o MATCUB. Pequenas alteracoes serao feitas. Foi totalmente convertida para dupla precisao.

Na rotina COFAT nao se pode ter total liberdade.

Por isto ela esta limitada a matrizes 5x5.

Caso se venha a utilizar este programa como parte de outro maior as especificacoes abaixo sao importantes

Nao se pode esquecer de retirar a LEPMS antes.

Esta rotina le as caracteristicas associadas as posicoes PIS ou PFS. Como entrada temos

in = numero da unidade de entrada (IN)

a,b,gama = vetores com os invariantes do movimento (OUT)

jfin,kinf = vetores com as caracteristicas das posicoes (OUT)

a0,b0 = coordenadas da posicao finitamente separada

tgm = inclinacao da tangente no ponto considerado

dlamb = distancia do ponto ao CIR do seu movimento

subroutine MATMEC(nroot,xmov,ymov,xfix,yfix,matrmec)

Gera a matriz dos mecanismos finais de forma ordenada para a saida na tela.

subroutine LEPMS(in,a,b,gama,jfin,kinf,ntp)

Aqui temos o padrao TESAR. A unica diferenca esta' no l ja' que temos que contar a partir de 1.

Esta rotina le as caracteristicas associadas as posicoes PIS ou PFS. Como entrada temos

in = numero da unidade de entrada (IN)

a,b,gama = vetores com os invariantes do movimento (OUT)

jfin,kinf = vetores com as caracteristicas das posicoes (OUT)

a0,b0 = coordenadas da posicao finitamente separada

tgm = inclinacao da tangente no ponto considerado

dlamb = distancia do ponto ao CIR do seu movimento

subroutine MUDCOO (xori,yori,giro,xold,yold,xnew,ynew)

Entradas:

xori,yori : Posicao da origem do sistema OLD em relacao ao sistema NEW.

giro : Rotacao do sistema NEW para coincidir com o sistema OLD.

subroutine CGCUR(ntp,a,b,gama,jfin,kinf,a01,a11,a21,a31,a41,a51,a61)

Esta rotina calcula os coeficientes generalizados de curvatura para ntp posicoes multiplamente separadas. Como entrada temos

ntp = numero total de posicoes

jfin = contador de posicoes finitamente separadas

kinf = contador de posicoes infinitesimalmente separadas

a,b,gama = invariantes do movimento provenientes de INVAR

subroutine AAOL(j,k,l,a,b,a01)

Esta rotina calcula o coeficiente generalizado a01 de curvatura para a l posicao multiplamente separada. Como entrada temos

l = numero da posicao atual (PIS + PFS)

j = contador de posicoes finitamente separadas

k = contador de posicoes infinitesimalmente separadas
a,b,gama = invariantes do movimento provenientes de INVAR

subroutine AA12(j,k,l,a,b,gama,a1l,a2l)

Esta rotina calcula o coeficiente generalizado a0l de curvatura para a l posicao multiplamente separadas. Como entrada temos

l = numero da posicao atual (PIS + PFS)

j = contador de posicoes finitamente separadas

k = contador de posicoes infinitesimalmente separadas

a,b,gama = invariantes do movimento provenientes de INVAR

subroutine AA34(j,k,l,a,b,gama,a3l,a4l)

Esta rotina calcula os coeficientes generalizados de curvatura a3l e a4l para a l-esima posicao multiplamente separada. Como entrada temos

l = numero da posicao atual (PIS + PFS)

j = contador de posicoes finitamente separadas

k = contador de posicoes infinitesimalmente separadas

a,b,gama = invariantes do movimento provenientes de INVAR

subroutine PIS2(Ue,Ve,Up1,Vp1,a1,b1)

Esta rotina calcula os invariantes do movimento para 2PIS (a1 e b1). Como entrada temos

a0,b0 = coordenadas da posicao finitamente separada

tgm = inclinacao da tangente no ponto considerado

dlamb = distancia do ponto ao CIR do seu movimento

subroutine PIS3(gama0,Up1,Vp1,Ue,Ve,Uoe,Voe,Uf,Vf,rm3,
'a,b,ggama,b2mod)

Esta rotina calcula os invariantes do movimento para 3PIS (a1,b1),(a2,b2). Como entrada temos

a,b,gama = coordenadas das posicoes multiplamente separadas

(ue,ve) = coordenadas do ponto E

(uoe,voe) = coordenadas do ponto Oe

(uf,vf) = coordenadas do ponto F

rm3 = fator que posiciona Of em PF

ggama = angulo da tangente ao circulo de inflexao em P01

b2mod = invariante b2 apos entrar no SER

subroutine PIS4(gama0,Up1,Vp1,Ue,Ve,Uoe,Voe,Uf,Vf,rm3,
'a,b,ggama)

Esta rotina calcula os invariantes do movimento para 4PIS a(3),b(3),gama(3). Como entrada temos

gama0 = angulo da posicao finitamente separada

(ue,ve) = coordenadas do ponto E

(uoe,voe) = coordenadas do ponto Oe

(uf,vf) = coordenadas do ponto F

rm3 = fator que posiciona Of em PF

ggama = angulo da tangente ao circulo de inflexao em P01

b2mod = invariante b2 apos entrar no SER

subroutine POLAR (x,y,r,teta)

Esta rotina transforma de coordenadas cartesianas para coordenadas polares

subroutine CENTRO (x1,y1,x2,y2,x3,y3,xo,yo,r)

Esta subrotina determina o centro e o raio de uma circunferencia que passa por tres pontos conhecidos

subroutine RETA (x1,y1,x2,y2,m,b)

Esta subrotina acha os coeficientes angular (m) e linear (b) de uma reta que passa por dois pontos dados (x1,y1) e (x2,y2)

subroutine MEDIAT (x1,y1,x2,y2,mper,bper)

Esta subrotina acha os coeficientes angulares e lineares da mediatriz de dois pontos dados (x1,y1) e (x2,y2)

subroutine INTRET (m1,b1,m2,b2,xint,yint)

Esta subrotina acha o ponto de interseccao de duas retas dadas atraves de seus coeficientes angulares e lineares.

subroutine IMAGEM (x1,y1,x2,y2,x3,y3;x,y)

Esta subrotina determina a imagem de um ponto (x3,y3) em relacao a uma reta definida por dois pontos (x1,y1) e (x2,y2)

subroutine PTOMED (x1,y1,x2,y2,xam,yam)

Esta subrotina calcula o ponto medio entre dois pontos dados

subroutine DISTAB (xa,ya,xb,yb,d)

Esta subrotina calcula a distancia (d) entre dois pontos dados (xa,ya) e (xb,yb). E usada tambem para calcular modulo de vetor.

subroutine PIS5(gama0,Up1,Vp1,Ue,Ve,Uoe,Voe,Uf,Vf,rm3,
a,b,ggama)

Esta rotina calcula os invariantes do movimento para 5PIS a(4),b(4). Como entrada temos

gama0 = angulo da posicao finitamente separada

(Ue,Ve) = coordenadas do ponto E

(Uoe,Voe) = coordenadas do ponto Oe

(Uf,Vf) = coordenadas do ponto F

rm3 = fator que posiciona Of em PF

ggama = angulo da tangente ao circulo de inflexao em P01

b2mod = invariante b2 apos entrar no SER

SUBROUTINE MATRX3 (dl,det)

Esta subrotina calcula o determinante de uma matriz 3 por 3

SUBROUTINE MATRX4 (dl,det)

Esta subrotina calcula o determinante de uma matriz 4 por 4

subroutine CUBIC2(c3,c2,c1,c0,x1,x2,x3)

Esta rotina calcula as raizes complexas de uma cubica de coeficientes reais. Ci e' o coeficiente de grau i.

Referencia : Standard Mathematical Tables, Selby pag 392

subroutine QUARTC(c4,c3,c2,c1,c0,x1,x2,x3,x4)

Esta rotina calcula as raizes complexas de uma quartica de coeficientes reais. Ci e' o coeficiente de grau i.

Referencia : Standard Mathematical Tables, Selby pag 393

subroutine COFAT(n,i,j,A,cof)

Esta rotina calcula o cofator de uma matriz A(n,n) na posicao (i,j). B(n-1,n-1) e' usada intermediariamente.

subroutine BiCiDi(a01,a11,a21,a31,a41,a51,a61,Bi,Ci,Di)

Esta rotina calcula os termos Bi(5), Ci(5) e Di(5) necessarios para a sintese de 5PMS. Como entrada temos os coeficientes generalizados de curvatura Aml.

subroutine PMS5(a01,a11,a21,a31,a41,a51,a61,alf1,bet1,gaml,
xmov,ymov,Xfix,Yfix,jk)

Esta rotina calcula os pontos de Burmester para 5PMS

Como entrada temos os coeficientes generalizados de curvatura Aml.

O valor de jk agora corresponde ao numero de pontos de Burmester

SE jk = 0 entao nao existe solucao para as especificacoes.

SE jk = 2 entao existem 2 solucoes para as especificacoes.

SE $jk = 4$ entao existem 6 solucoes para as especificacoes.

SUBROUTINE EQUATN2(ncase,ap,bp,p,dl,dr,
a01,a11,a21,a31,a41,a51,a61)
esta rotina calcula os coeficientes generalizados de curvatura

subroutine NCASE5(jfin,kinf,alfa,beta,ap,bp,ncase)
Esta rotina faz a conversao para usar a EQUATN2 que faz
calcula dos cgcurs via o metodo do TESAR.

subroutine QURTC2(c4,c3,c2,c1,c0,x1,x2,x3,x4)
Esta rotina calcula as raizes complexas de uma quartica de coefi-
ciantes reais. C_i e' o coeficiente de grau i . utiliza o metodo
de Muller atraves da rotina CDPOLM

subroutine CDPOLM(kn,n,nc,rts,maxit,ep1,ep2,fnreal,cof)
Esta subrotina calcula as raizes de uma equacao polinomial com co-
eficientes complexos

$cof(1) x^n + cof(2) x^{(n-1)} + \dots + cof(n) x + cof(n+1)$

n e a ordem da equacao

nc e o numero de coeficientes da equacao, $i, e, ,nc=n+1$

rts e uma matriz de n numeros complexos e armazenara as raizes

cof e uma matriz dos nc coeficientes complexos da equacao

$maxit$ e o numero maximo de iteracoes requerida

$ep1$ e $ep2$ sao os criterios de convergencia, uma raiz e encontrada
quando $ep2$ e igual ou muito maior do que o modulo do polinomio
ou $cabs((x1-x0)/x0)$ e menor do que $ep1$, onde $x1$ e $x0$ sao dois
valores consecutivos das raizes

subroutine PLOT5P(nroot,xmov,ymov,xfix,yfix,matrmec)

Esta rotina plota os mecanismos gerados pela sintese via 5PMS
todos juntos e com opcao de plotar um a um cada mecanismo.