

CELSON RAMOS DE SOUZA

**Avaliação do Desempenho de Máquinas de Usinagem com
Estrutura Cinemática Paralela Plana**

São Paulo
2007

CELSO RAMOS DE SOUZA

**Avaliação do Desempenho de Máquinas de Usinagem com
Estrutura Cinemática Paralela Plana**

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

São Paulo
2007

CELSO RAMOS DE SOUZA

**Avaliação do Desempenho de Máquinas de Usinagem com
Estrutura Cinemática Paralela Plana**

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

Área de concentração:
Engenharia Mecânica de Projeto e
Fabricação

Orientador:
Prof. Livre Docente Tarcísio A.
Hess Coelho

São Paulo
2007

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 09 de Agosto de 2007.

Assinatura do autor

Assinatura do orientador

FICHA CATALOGRÁFICA

Souza, Celso Ramos de

Avaliação do desempenho de máquinas de usinagem com estrutura cinemática paralela plana / C.R. de Souza. -- São Paulo, 2007.

116 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1.Mecanismos 2.Cinemática paralela 3. Índices de desempenho 4.Usinagem I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a meu pai.

AGRADECIMENTOS

A Deus, em primeiro lugar, por ter permitido a realização deste sonho.

A minha família, pelo apoio incondicional e suporte nos momentos mais difíceis.

Ao professor orientador e amigo Tarcísio A. Hess Coelho pela paciência, persistência e estímulo transmitidos durante a realização deste trabalho.

Aos também professores e amigos Marcos R. P. Barretto e Agenor Toledo Fleury por críticas bem vindas em instantes cruciais e por mostrar a real importância da academia.

Aos eternos amigos “Los Cuervos” da turma de Mecatrônica de 1997.

A todos que contribuíram direta ou indiretamente para a realização e conclusão desta dissertação.

RESUMO

Este trabalho trata da avaliação do desempenho de máquinas de usinagem cujas arquiteturas se baseiem em estruturas cinemáticas paralelas planas.

Inicialmente analisa dois tipos distintos de arquiteturas paralelas, avaliando as suas mobilidades, possíveis formas de atuação, além de apresentar seus modelos teóricos cinemáticos e dinâmicos correspondentes.

A seguir, descrevem-se no texto algumas simulações realizadas em oito modelos propostos, de modo a se observar os comportamentos das arquiteturas consideradas, quando da execução de possíveis trajetórias da ferramenta em movimento plano (2D).

A seleção dos modelos e a discussão dos resultados são guiadas por índices de desempenho presentes na literatura e outros propostos ou adaptados.

O trabalho discute ainda as melhores soluções, com foco nas trajetórias pré-definidas e em critérios importantes para os mecanismos de arquitetura paralela.

Palavras-chave: Cinemática Paralela. Usinagem. Índices de Desempenho.

ABSTRACT

This dissertation concerns the performance evaluation of machine-tool with architectures based on planar parallel kinematic structures.

The text starts analyzing two distinct types of parallel architectures, their mobility, feasible schemes of actuation and presents their kinematic and dynamic models.

From this point, simulations are described to figure out some characteristics of chosen architectures, in eight different models, focused on execution of tool trajectories in plane motion (2D).

The model selection and the discussion about obtained results are guided by performance indexes from the literature and others either proposed or adapted.

The work also discusses the best solutions, for pre-defined tool trajectories and important points for mechanisms with parallel structures.

Keywords: PKM. Machine-tool. Performance Indexes.

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

LISTA DE TABELAS

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Apresentação do Trabalho	1
1.2 Motivação	2
1.3 Objetivos.....	2
1.4 Sobre a Divisão do Trabalho.....	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Definições Básicas	5
2.2 Cinemática	10
2.3 Geração de Trajetórias	12
2.4 O processo de fresamento	17
2.5 Aplicações de Cinemática Paralela em Máquinas-Ferramenta	20
2.6 Índices de Desempenho	29
3. ANÁLISE CINEMÁTICA E DINÂMICA DOS MECANISMOS	34
3.1 Mecanismo RRRRR ou 5R	34
3.1.1 Graus de Mobilidade (GM)	35
3.1.2 Equações de Posição.....	35
3.1.3 Equações de Velocidade.....	38
3.1.4 Equações de Aceleração.....	39
3.1.5 Matriz Jacobiana	40
3.1.6 Análise Dinâmica.....	42
3.1.7 Área de Trabalho	43
3.1.8 Índices de Desempenho	44
3.2 Mecanismo PRRRP	44
3.2.1 Graus de Mobilidade (GM)	45
3.2.2 Equações de Posição.....	45
3.2.3 Equações de Velocidade.....	47
3.2.4 Equações de Aceleração.....	48
3.2.5 Matriz Jacobiana	49
3.2.6 Análise Dinâmica.....	50
3.2.7 Área de Trabalho	52
3.2.8 Índices de Desempenho	52

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	54
4.1 Mecanismo RRRRR ou 5R	56
4.1.1 Área de trabalho	58
4.1.2 Tarefa 1 – “Linha reta”	64
4.1.3 Tarefa 2 – “Rampa”	70
4.1.4 Tarefa 3 – “circunferência”	73
4.1.5 Adimensionais	79
4.2 Mecanismo PRRRP	80
4.2.1 Área de trabalho	86
4.2.2 Tarefa 1 – “Linha reta”	91
4.2.3 Tarefa 2 – “Rampa”	95
4.2.4 Tarefa 3 – “circunferência”	98
4.2.5 Adimensionais	102
5. CONCLUSÕES	104
6. ANEXOS	106
6.1 Anexo A – Diagramas NS das rotinas do trabalho	106
6.1.1 Diagrama NS para encontrar a área de trabalho – mecanismo 5R	106
6.1.2 Diagrama NS para as Tarefas 1, 2 e 3 – mecanismo 5R	107
6.1.3 Diagrama NS para área de trabalho – mecanismo PRRRP	108
6.1.4 Diagrama NS para as Tarefas 1, 2 e 3 – mecanismo PRRRP	109
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	112

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 – Exemplos de mecanismos com cadeia aberta e fechada.....	6
Figura 2.2 – Exemplos das principais juntas e sua representação – Suh e Radcliffe (1978) apud Coelho (2005).....	7
Figura 2.3 – Neos-Tricept (ABB) e sua representação cinemática – Coelho (2005)...	8
Figura 2.4 – Singularidades em mecanismos paralelos.....	9
Figura 2.5 – Sistemas de referência para análise cinemática.....	11
Figura 2.6 – Exemplo de duas soluções para a mesma posição e orientação de órgão terminal.....	11
Figura 2.7 – Problemas na orientação cartesiana - Craig (1989).....	13
Figura 2.8 – Problemas na orientação cartesiana com mecanismos paralelos (a) posição neutra e assinalando pontos A e B; (b) mecanismo no ponto A; (c) singularidade no trecho AB.....	14
Figura 2.9 – Controle no espaço das juntas com realimentação via cinemática inversa - Coelho (2005).....	15
Figura 2.10 – Controle em coordenadas cartesianas com monitoração via cinemática direta – Coelho (2005).....	16
Figura 2.11 – Forças atuantes no fresamento – Ferraresi (1970).....	18
Figura 2.12 – Perfil do cavaco no fresamento tangencial – Witte (1998).....	18
Figura 2.13 – Fresamento tangencial discordante.....	19
Figura 2.14 – Variações de construções de máquinas-ferramenta utilizando o princípio da plataforma de Gough-Stewart.....	21
Figura 2.15 – Máquina V100 de fabricação Index – ou Hexapode.....	22
Figura 2.16 – Máquina Pegasus da Reichenbaher – motores lineares.....	22
Figura 2.17 – Máquina Tricept de fabricação Neos Robotics.....	23
Figura 2.18 – Máquina híbrida SPECHT da Hüller Hille.....	24
Figura 2.19 – Máquina Bobcat de fabricação Lamb Technicon.....	25
Figura 2.20 – Diagrama da máquina-protótipo Eclipse - Kim; Park e Lee [S.I.].....	26
Figura 2.21 – Ilustração da máquina cartesiana paralela - Kim e Tsai (2003).....	27
Figura 2.22 – Robô Flex-Picker ABB e sua cadeia cinemática – ABB (2006)	28

Figura 2.23 – Áreas de trabalho quanto aos adimensionais λ e μ - Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodríguez e Angeles (2001).....	29
Figura 2.24 – Classificação de mecanismo 5R em áreas através dos parâmetros (r_1 , r_2 e r_3) – Liu; Wang e Pritschow (2006b).....	30
Figura 2.25 – Áreas úteis de trabalho para o mecanismo 5R, de acordo com as áreas definidas por (r_1 , r_2 e r_3) – Liu; Wang e Pritschow (2006b).....	31
Figura 2.26 – Atlas de Índice Global de Condicionamento (GCI) – Liu; Wang e Pritschow (2006b).....	32
Figura 2.27 – Atlas com Índices Globais de Rigidez (GSI), máximos e mínimos – Liu; Wang e Pritschow (2006b)	33
Figura 3.1 – Representação do mecanismo <u>RRRRR</u>	34
Figura 3.2 – Representação de singularidades para o mecanismo 5R.....	41
Figura 3.3 – Representação para análise dinâmica do mecanismo 5R.....	42
Figura 3.4 – Representação do mecanismo <u>PRRRP</u>	44
Figura 3.5 – Representação para análise dinâmica do mecanismo <u>PRRRP</u>	51
Figura 4.1 – Tarefas para as simulações dos mecanismos propostos.....	54
Figura 4.2 – Modelos do mecanismo 5R e posição no atlas de Liu; Wang e Pritschow (2006a).....	56
Figura 4.3 – Modelos do mecanismo 5R para as simulações.....	58
Figura 4.4 – Modelos do mecanismo 5R e dimensões.....	58
Figura 4.5 - Área de trabalho para o modelo 1.....	59
Figura 4.6 - Área de trabalho para o modelo 2.....	60
Figura 4.7 - Área de trabalho para o modelo 3.....	60
Figura 4.8 - Área de trabalho para o modelo 4.....	61
Figura 4.9 - Áreas de trabalho dos modelos sobrepostos.....	61
Figura 4.10 – Tarefas dentro das áreas de trabalho sobrepostas.....	62
Figura 4.11 – Tarefa 1 dentro das áreas de trabalho sobrepostas.....	63
Figura 4.12 – Tarefa 2 dentro das áreas de trabalho sobrepostas.....	63
Figura 4.13 – Tarefa 3 dentro das áreas de trabalho sobrepostas.....	64
Figura 4.14 – Perfil de velocidade de entrada para a tarefa 1 – na ferramenta.....	65
Figura 4.15 – Composição de velocidades dos atuadores para a tarefa 1 – modelo 3	65
Figura 4.16 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 1.....	66

Figura 4.17 - Velocidades do atuador 1 para a tarefa 1.....	67
Figura 4.18 - Velocidades do atuador 2 para a tarefa 1.....	67
Figura 4.19 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 1.....	68
Figura 4.20 – Torque no atuador 1 para a tarefa 1.....	69
Figura 4.21 – Torque no atuador 2 para a tarefa 1.....	69
Figura 4.22 – Perfis de velocidades de entrada para a tarefa 2 – “rampa”.....	70
Figura 4.23 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 2.....	71
Figura 4.24 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 2.....	72
Figura 4.25 – Torque no atuador 1 para a tarefa 2.....	72
Figura 4.26 – Torque no atuador 2 para a tarefa 2.....	73
Figura 4.27 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 3.....	74
Figura 4.28 - Velocidades do atuador 1 para a tarefa 3.....	75
Figura 4.29 - Velocidades do atuador 2 para a tarefa 3.....	75
Figura 4.30 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 3.....	76
Figura 4.31 – Configuração singular para a tarefa 3 – modelo 4.....	77
Figura 4.32 – Outra configuração singular para a tarefa 3 – modelo 4.....	77
Figura 4.33 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 3 – sem o modelo 4.....	78
Figura 4.34 – Torque no atuador 1 para a tarefa 3 – sem o modelo 4.....	78
Figura 4.35 – Torque no atuador 2 para a tarefa 3 – sem o modelo 4.....	79
Figura 4.36 – Ilustração do parâmetro área útil.....	80
Figura 4.37 – Distribuição de área útil para o mecanismo <u>PRRRP</u>	81
Figura 4.38 – Distribuição de A/D^2 para o mecanismo <u>PRRRP</u>	82
Figura 4.39 – Distribuição de A/L^2 para o mecanismo <u>PRRRP</u>	82
Figura 4.40 – Adimensionais para o mecanismo <u>PRRRP</u>	84
Figura 4.41 – Modelos do mecanismo <u>PRRRP</u> para as simulações.....	86
Figura 4.42 – Modelos do mecanismo <u>PRRRP</u> e dimensões.....	86
Figura 4.43 - Área de trabalho para o modelo 5.....	87
Figura 4.44 - Área de trabalho para a modelo 6.....	87

Figura 4.45 - Área de trabalho para a modelo 7.....	88
Figura 4.46 - Área de trabalho para a modelo 8.....	88
Figura 4.47 - Áreas de trabalho dos modelos sobrepostas.....	89
Figura 4.48 – Tarefas e áreas de trabalho sobrepostas.....	89
Figura 4.49 – Tarefa 1 expressa nas áreas de trabalho sobrepostas.....	90
Figura 4.50 – Tarefa 2 expressa nas áreas de trabalho sobrepostas.....	90
Figura 4.51 – Tarefa 3 expressa nas áreas de trabalho sobrepostas.....	91
Figura 4.52 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 1.....	92
Figura 4.53 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 1.....	93
Figura 4.54 – Esforços no atuador 1 para a tarefa 1.....	94
Figura 4.55 – Esforços no atuador 2 para a tarefa 1.....	94
Figura 4.56 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 2.....	95
Figura 4.57 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 2.....	96
Figura 4.58 – Esforços no atuador 1 para a tarefa 2.....	97
Figura 4.59 – Esforços no atuador 2 para a tarefa 2.....	97
Figura 4.60 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 3.....	98
Figura 4.61 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 3.....	99
Figura 4.62 – Esforços no atuador 1 para a tarefa 3.....	100
Figura 4.63 – Esforços no atuador 2 para a tarefa 3.....	100
Figura 4.64 – Configuração singular para a tarefa 3 – modelo 5.....	101
Figura 4.65 – Outra configuração singular para a tarefa 3 – modelo 5.....	101
Figura 4.66 – Outra configuração singular para a tarefa 3 – modelo 7.....	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Equacionamento para fresamento tangencial discordante.....	19
Tabela 4.1 – Adimensionais r_1 , r_2 e r_3 para o mecanismo 5R.....	57
Tabela 4.2 – Adimensionais λ e μ dos quatro modelos para o mecanismo 5R.....	57
Tabela 4.3 – Dimensões dos quatro modelos para o mecanismo 5R.....	58
Tabela 4.4 – Parâmetros da tarefa 1 - mecanismo 5R.....	64
Tabela 4.5 – Parâmetros da tarefa 2 - mecanismo 5R.....	70
Tabela 4.6 – Parâmetros da tarefa 3 - mecanismo 5R.....	73
Tabela 4.7 – Índices de desempenho do mecanismo 5R.....	80
Tabela 4.8 – Dimensões dos quatro modelos para o mecanismo <u>PRRRP</u>	85
Tabela 4.9 – Parâmetros da tarefa 1 - mecanismo <u>PRRRP</u>	91
Tabela 4.10 – Parâmetros da tarefa 2 - mecanismo <u>PRRRP</u>	95
Tabela 4.11 – Parâmetros da tarefa 3 - mecanismo <u>PRRRP</u>	98
Tabela 4.12 – Parâmetros para análise do mecanismo <u>PRRRP</u>	103

1. INTRODUÇÃO

1.1 Apresentação do Trabalho

No campo da robótica e das máquinas de usinagem com tecnologia CNC (Comando Numérico Computacional), a arquitetura predominante é a serial, ou seja, tanto as partes móveis como os atuadores que as movimentam são dispostos em série, formando uma cadeia cinemática aberta.

Em tais construções mecânicas, a disposição em cascata tem como objetivo posicionar um órgão terminal, muitas vezes detentor de garra, eletrodo de solda ou ferramenta.

A denominação de mecanismo paralelo ou estrutura cinemática paralela é aplicada quando esta contém cadeias cinemáticas independentes atuando de forma simultânea sobre um órgão terminal, Tsai (1999) apud Coelho (2005).

Na última década, a comunidade acadêmica aproximou os mecanismos paralelos das máquinas de usinagem, despertando o desafio de inserí-los comercialmente obtendo as vantagens de velocidade, rigidez e capacidade de carga para corte e/ou orientação.

Apesar dos avanços observados nesta área, representado pelo grande número de artigos publicados, pelos protótipos construídos e pela presença de alguns equipamentos comerciais, ainda não existe uma grande aceitação do mercado por máquinas de usinagem com arquitetura paralela. Algumas explicações para o fato se devem à complexidade da sua programação e calibração, além das limitações associadas ao tamanho do espaço de trabalho.

1.2 Motivação

A maioria dos trabalhos sobre mecanismos de arquitetura paralela, seguindo a tendência acadêmica, tem como principal motivação a solução de problemas conhecidos e cruciais; neste caso, o controle (minimizando as velocidades) e a precisão (indiretamente, com redução dos contra-esforços nos atuadores).

Em controle, a adequação de sistemas convencionais aos mecanismos paralelos estudados representa um desafio e o domínio destas funções para estas aplicações é um passo tecnológico importante para a ampliação das possibilidades dos CNCs atuais.

Por outro lado, os sistemas alternativos de “arquitetura de programação aberta” podem aportar à literatura conceitos novos e diferenciados, expandindo-se o horizonte de projetos de máquinas-ferramenta.

Não menos importante, destaca-se a comprovação de resultados simulados ou teóricos através de ensaios experimentais, não abordados no escopo deste trabalho. Pois, desde o Iluminismo, esta prática é uma “mola propulsora” essencial do desenvolvimento humano.

1.3 Objetivos

O presente trabalho tem por objetivo a avaliação do desempenho de uma ferramenta posicionada por mecanismos paralelos planos visando a sua utilização em máquinas de usinagem. Tal avaliação é guiada por índices de desempenho presentes na literatura, como em Liu; Wang e Pritschow (2006a), Liu; Wang e Pritschow (2006c), Huang et al. (2004) e Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodríguez e Angeles (2001) e relacionada com a trajetória do ponto de atuação ou ferramenta.

Entende-se como análise da trajetória a total determinação da mesma. Uma vez que há diferença entre o planejamento de um caminho ou trajetória sem considerar os deslocamentos intermediários e entre a minimização do tempo ou dos esforços controlando estes pontos intermediários em uma determinada trajetória para usinagem, segundo Craig (1989) e Valero; Matta e Besa (2006).

Em uma trajetória de usinagem é necessário além do controle preciso dos pontos percorridos (posição) o alcance e manutenção da velocidade desejada na ferramenta ou órgão terminal. Para tanto, se faz necessário o controle das posições, velocidades e acelerações dos atuadores que compõem os mecanismos.

Serão propostos montagens parametricamente diferentes de dois mecanismos planos e estes serão analisados através de modelos cinemáticos e dinâmicos simplificados.

Os esforços e o perfil das velocidades nos atuadores para tarefas pré-definidas também será fruto de análise, simulações e discussão.

1.4 Sobre a Divisão do Trabalho

O capítulo 2 apresenta uma rápida revisão da literatura, onde são definidos alguns termos importantes no universo dos mecanismos paralelos, como cadeias, graus de liberdade e singularidades. São definidas, dentro da cinemática a avaliação do espaço de trabalho, das posições e velocidades e as possibilidades de ocorrência de singularidades. Há ainda um detalhamento sobre a geração de trajetórias e suas características. A seção subsequente estuda resumidamente o processo de usinagem denominado fresamento. No final do capítulo são apresentadas aplicações de máquinas-ferramenta com cinemática paralela.

No capítulo 3 são apresentados os dois tipos de mecanismos paralelos planos abordados neste trabalho. São descritas as suas características topológicas e seus modelos cinemáticos e dinâmicos.

O capítulo 4 contém as simulações realizadas em Matlab de ambos mecanismos paralelos. Finalmente no capítulo posterior estão as conclusões da dissertação e sugestões para estudos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo mostrará definições básicas dentro da cinemática paralela, visando a compreensão dos termos utilizados no decorrer do trabalho. Na seqüência haverá uma rápida explicação sobre cinemática para a arquitetura paralela e planejamento de trajetórias. O capítulo é encerrado com aplicações industriais de máquinas de usinagem com mecanismos paralelos e um breve histórico destes desenvolvimentos.

2.1 Definições Básicas

As definições da literatura explicam uma estrutura cinemática paralela como um mecanismo de cadeia fechada em que o órgão terminal encontra-se conectado à base ou referência fixa por ao menos duas cadeias cinemáticas independentes, apresentado em Coelho (2005).

Uma cadeia cinemática é um sistema onde as peças estão ligadas por juntas ou pares cinemáticos. As cadeias também são denominadas membros ou pernas.

As cadeias cinemáticas abertas são encontradas em robôs ou máquinas seriais; nestas todo o esforço para posicionamento do órgão terminal é suportado em cascata pelos atuadores e cresce quando se aproxima da base.

As estruturas com cadeias fechadas podem ser mais leves, pois há atuação conjunta dos membros gerando um movimento do órgão terminal. A figura 2.1 a seguir ilustra as definições.

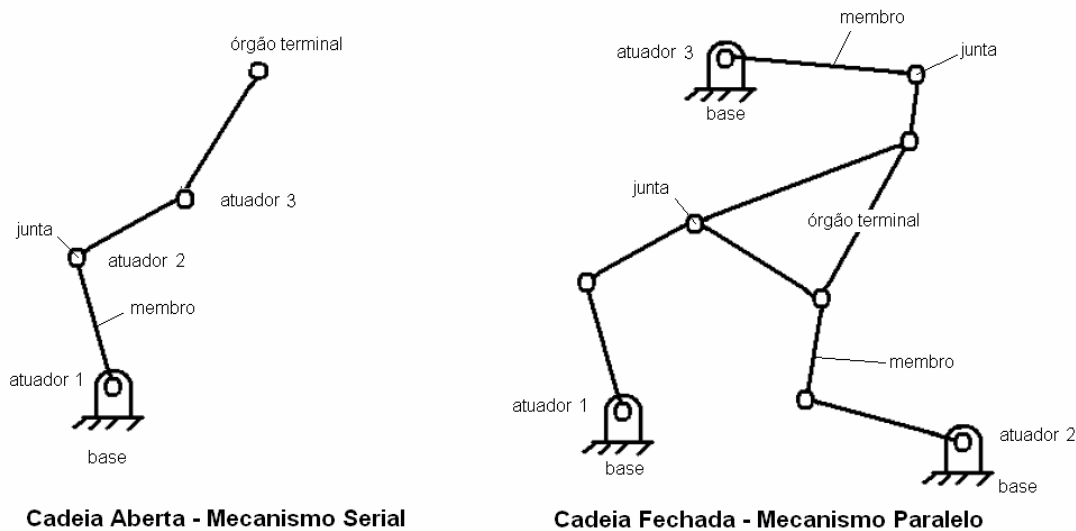


Figura 2.1 – Exemplos de mecanismos com cadeia aberta e fechada

Conforme descrito anteriormente, graus de liberdade ou DOF (do Inglês, *degrees of freedom*) representam os movimentos possíveis de um dado mecanismo ou sistema, segundo Coelho (2005). Assim sendo, o espaço tridimensional tem seis graus de liberdade (três rotações e três translações) e o plano possui três (duas translações e uma rotação).

Outra definição para grau de liberdade, em Norton (2001): número de coordenadas independentes suficientes para definir a posição e orientação de um mecanismo ou peça; ou ainda o número de entradas necessárias para criar um movimento desejado.

Grau de liberdade é também denominado mobilidade para mecanismos paralelos.

As juntas ou acoplamentos restringem determinados graus de liberdade e, para as chamadas cadeias fechadas nos mecanismos paralelos, o grau de liberdade do órgão terminal é quase sempre diferente e menor que o grau de liberdade de cada cadeia que o compõe.

Existem ainda as cadeias cinemáticas passivas, chamadas assim devido à ausência de atuação. São estruturas cinemáticas para restringir determinados movimentos.

As juntas definem a nomenclatura dos mecanismos; elas podem ser de rotação (R), prismáticas (P), esféricas (S), helicoidais (H), cilíndricas (C) ou ainda universais (U). A figura 2.2 a seguir ilustra algumas juntas existentes e suas representações.


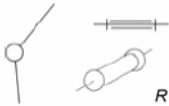
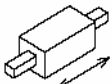
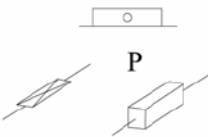
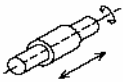
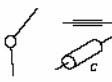
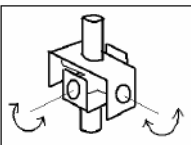
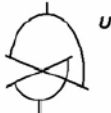

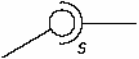
Junta	Geometria	Representação	Graus de Liberdade
1. de Rotação (R)			1
2. Prismática (P)			1
3. Cilíndrica (C)			2
4. Universal (U)			2
5. Esférica (S)			3

Figura 2.2 – Exemplos das principais juntas e sua representação – Suh e Radcliffe (1978) apud Coelho (2005)

A representação observada na tabela é usada comumente pela comunidade científica, pois ilustra o processo e movimentos possíveis. Baseado nas letras atribuídas às juntas, uma notação das cadeias presentes foi criada; presente no trabalho de Bonev (2001) apud Coelho (2005).

Nesta notação, cada cadeia é representada por uma seqüência de letras, da base para o órgão terminal; as letras representando os tipos de

juntas e o atuador presente representado em caractere grifado. Quando há mais de uma cadeia, um número é inserido indicando a repetição.

Desta forma, um mecanismo 3 RRR possui três juntas de revolução, com atuador presente na base. A definição para o Tricept apresentado na figura 2.3 é 3UPS – 1UP; pois além das três cadeias ativas, com atuador prismático, há uma quarta cadeia passiva, sem atuação.

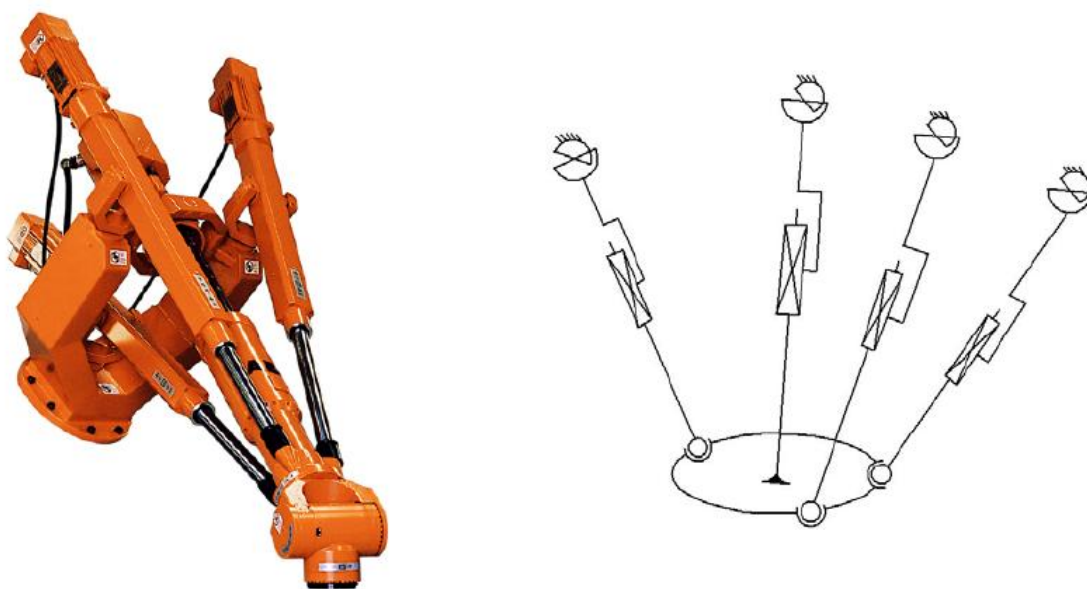


Figura 2.3 – Neos-Tricept (ABB) e sua representação cinemática – Coelho (2005)

De posse do mecanismo, os graus de liberdade podem ser determinados, conforme as relações conhecidas de Gruebler e Kutzbach, presentes em Norton (2001). Infelizmente tais equações não resolvem a totalidade dos mecanismos existentes, necessitando de experiência prévia do projetista em determinadas situações.

Singularidades são pontos inatingíveis ou não desejáveis para um mecanismo paralelo. Podem ocorrer singularidades nas fronteiras do mecanismo, também aplicáveis para robôs seriais ou em áreas internas do espaço de trabalho.

A análise das velocidades de mecanismos paralelos leva à determinação de espaços singulares; o procedimento para determinação destas configurações está no estudo das matrizes Jacobianas, definidas na equação abaixo:

$$J_x \dot{x} = J_q \dot{q}$$

O vetor \dot{x} representa as derivadas das coordenadas do órgão terminal e \dot{q} representa as derivadas das coordenadas das juntas ativas, ambas em relação ao tempo. Quando o determinante da matriz J_q torna-se nulo, o mecanismo encontra-se nas fronteiras de seus domínios e o determinante de J_x nulo aponta singularidades no interior do espaço de trabalho onde o mecanismo passa a ter comportamentos não previstos, tornando-se incontrolável.

A figura 2.4 ilustra situações singulares no interior do espaço de trabalho do mecanismo paralelo, ou seja, onde o determinante de J_x é nulo.

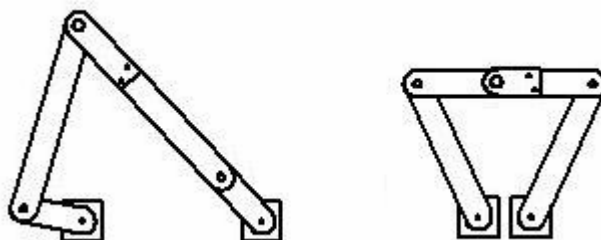


Figura 2.4 – Singularidades em mecanismos paralelos

As singularidades podem ser evitadas através da diminuição do espaço de trabalho (como a definição de espaço viável ou espaço de trabalho “dextrível” em Merlet; Gosselin e Mouly (1988), a adição de atuador ou adição de cadeia ativa (em redundância)).

Uma análise preliminar dos movimentos desejados e a seleção de trajetórias alternativas são também instrumentos usados pelo projetista para evitar singularidades.

O espaço de trabalho de um mecanismo paralelo é a área atingível pelo mecanismo. Normalmente é determinada pela geometria do mesmo ou discretização, como em Raszl (2003). No trabalho de Merlet; Gosselin e Mouly (1988) há a redefinição do espaço de trabalho como máximo espaço de trabalho; os autores apresentam também outras definições, como espaço de orientação constante e espaço de orientação total; o segundo diferencia-se do primeiro como sendo o espaço alcançável pelo mecanismo com qualquer orientação angular. Naturalmente o espaço de orientação total é menor que o espaço de orientação constante.

Na prática, limites não controláveis de atuadores e juntas diminuem o espaço de trabalho teórico.

2.2 Cinemática

A análise cinemática é essencial para determinação da posição e orientação do órgão terminal em mecanismos paralelos. Esta ferramenta é a base para todas as análises relevantes dos mecanismos.

Definida a estrutura a estudar, com base fixa, sistema de referência fixo OXYZ na base, plataforma móvel e membros. Seleciona-se um ponto (G) na plataforma móvel e estabelece-se um sistema de coordenadas deste ponto O'xyz. Qualquer translação do ponto G pode ser descrito em termos da referência fixa, expressando os valores de suas coordenadas no sistema fixo. As rotações da plataforma têm sua matriz de rotação ${}^{OXYZ}_{O'xyz}R$, expressa em co-senos diretores ou ângulos de Euler.

A figura 2.5 a seguir mostra os sistemas de referência fixo e móvel do corpo ou mecanismo para análise cinemática.

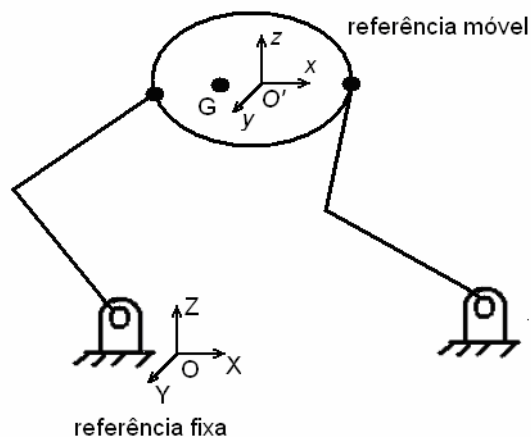


Figura 2.5 – Sistemas de referência para análise cinemática

A análise cinemática é dividida em duas partes: a direta e a inversa.

A chamada cinemática direta determina a posição e a orientação do órgão terminal através da informação dos deslocamentos impostos nos atuadores, geralmente fixos na base. Apresenta soluções de maior complexidade, porém com resultados precisos.

Já a cinemática inversa tem como parâmetros de entrada a posição e orientação do órgão terminal e determina os deslocamentos dos atuadores. Para mecanismos paralelos, geralmente apresenta soluções múltiplas, cabendo ao projetista (ou sistema inteligente) determinar a mais indicada ou viável. A figura 2.6 mostra duas soluções que resultam no mesmo posicionamento do órgão terminal.

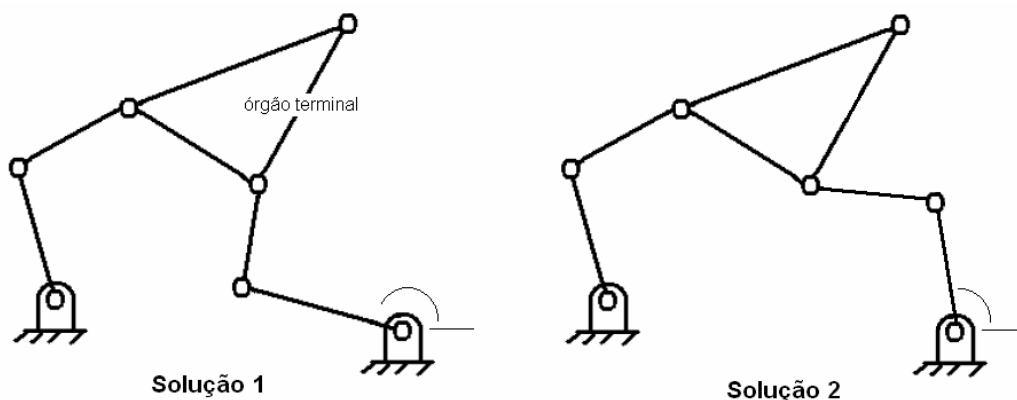


Figura 2.6 – Exemplo de duas soluções para a mesma posição e orientação de órgão terminal

2.3 Geração de Trajetórias

Conforme definição de Craig (1989), exposto também em Gupta e del Pobil (Org.) (1988), o planejamento de trajetórias é muito mais do que a simples definição de pontos inicial e final a atingir. Trajetória é o histórico dos pontos atingidos no tempo, tanto em posição quanto em velocidade e aceleração e para cada grau de liberdade do sistema.

Para mecanismos de cinemática paralela, a análise da trajetória define não só a posição, velocidade e aceleração instantâneas de um ponto na plataforma ou órgão terminal, como também a orientação da ferramenta. No caso específico deste trabalho não há relevância para a orientação da ferramenta.

A literatura apresenta dois métodos principais para a obtenção da trajetória desejada para mecanismos paralelos: orientação no espaço das juntas (*“joint space”*) e orientação via coordenadas cartesianas (*“Cartesian space”*).

Na orientação pelo espaço das juntas, todo ponto a ser alcançado pelo mecanismo é transportado para as juntas ativas via cinemática inversa. Dados os pontos e velocidades inicial e final, polinômios são definidos. Estes determinam a relação entre as velocidades e tempos desejados para o movimento da ferramenta e as velocidades e acelerações das juntas.

Há critérios de escolha do tempo total, com aceleração constante e há critérios de interpolação linear dos atuadores: onde existe aceleração positiva no início, trecho de velocidade constante e desaceleração ao final do movimento.

A expansão para múltiplos pontos e/ou pontos intermediários é possível. Nestes, basta determinar as velocidades e acelerações intermediárias ou o tempo do trecho e aplicar os polinômios, segundo Craig (1989).

A orientação via coordenadas cartesianas é a mais indicada para os problemas de usinagem. Nela, define-se uma função cartesiana padrão a seguir (normalmente uma reta), que une o ponto inicial e final do deslocamento. Determina-se o movimento transportando para as juntas, via cinemática inversa e jacobianos, a tarefa a executar.

A matemática é semelhante ao método anterior, trocando-se nas equações as juntas pelos graus de liberdades do mecanismo.

Infelizmente, embora seja o método mais utilizado, a orientação via coordenadas cartesianas possui problemas em casos específicos, como os pontos abaixo, ilustrados na figura 2.7 a seguir:

- a) pontos intermediários não-atingíveis;
- b) altos valores de velocidades e acelerações próximos de singularidades;
- c) pontos inicial e final não pertencentes à mesma solução.

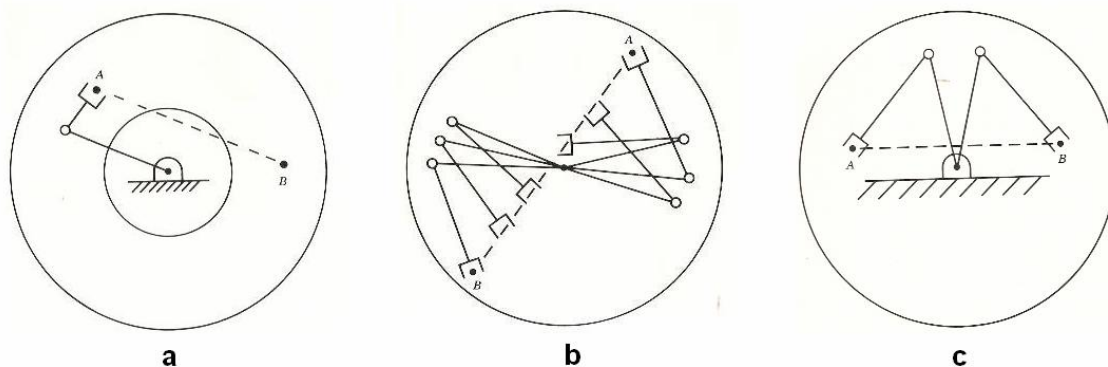


Figura 2.7 – Problemas na orientação cartesiana - Craig (1989)

Analisando da figura 2.7, percebe-se em (a) que parte da trajetória assinalada está fora da área de trabalho do mecanismo; nesta situação, deve-se dividir a trajetória entre A e B em dois segmentos de reta ou abandonar a trajetória retilínea.

O caso ilustrado na figura 2.7(b) tem um trecho de altas acelerações nas proximidades do ponto fixo na base; pois, na transição pelo ponto fixo, a junta intermediária deve percorrer uma grande distância.

A terceira ilustração da figura 2.7, marcada como (c), tem pontos na trajetória inatingíveis em determinada configuração, ou seja, é preciso que a garra execute um giro completo em torno na barra anterior para que o ponto B seja atingido.

Na figura 2.8, com o mecanismo paralelo denominado 5R, percebe-se o problema apresentado na figura 2.7(a); pois a reta que liga os pontos A e B não está contida em sua totalidade no espaço de trabalho.

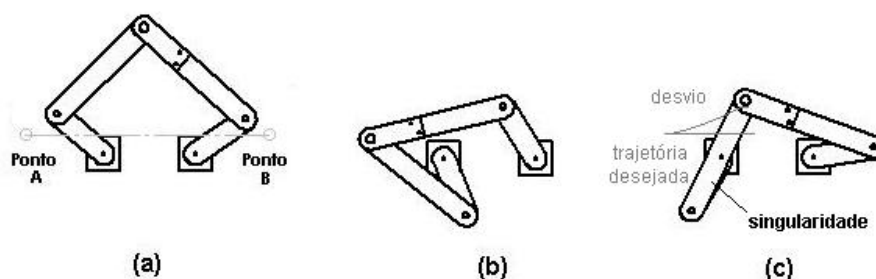


Figura 2.8 – Problemas na orientação cartesiana com mecanismos paralelos
 (a) posição neutra e assinalando pontos A e B; (b) mecanismo no ponto A;
 (c) singularidade no trecho AB

A análise da figura 2.8 mostra que no trajeto entre os pontos A e B, o mecanismo perde a capacidade de controle (ilustrado em (c)), devido a singularidade; também observa-se o desvio indesejado da trajetória.

O projetista ou programador deve conhecer as características da máquina ou mecanismos envolvidos para evitar tais situações peculiares. Além destas, limitações dinâmicas relativas ao torque e velocidade dos atuadores e restrições geométricas relativas às peças e à mecânica envolvidas, como máximo curso de guias ou juntas.

Não obstante, são análises e simulações posteriores que determinam restrições necessárias ao espaço de trabalho para que se tenha um espaço

de atuação livre dos problemas descritos e haja confiabilidade nas trajetórias a executar.

Traçando um paralelo com o controle nas duas abordagens: espaço das juntas e coordenadas cartesianas, têm-se, para a primeira, um controle mais simplificado onde os sensores realimentam a posição das juntas e a estimativa gerada pela cinemática inversa. Já para o espaço das coordenadas cartesianas a malha é mais complexa, pois depois da medição realizada nas juntas, o sistema utiliza a cinemática direta para monitorar o controle.

O diagrama de blocos do controlador para o espaço das juntas está exemplificado na figura 2.9.

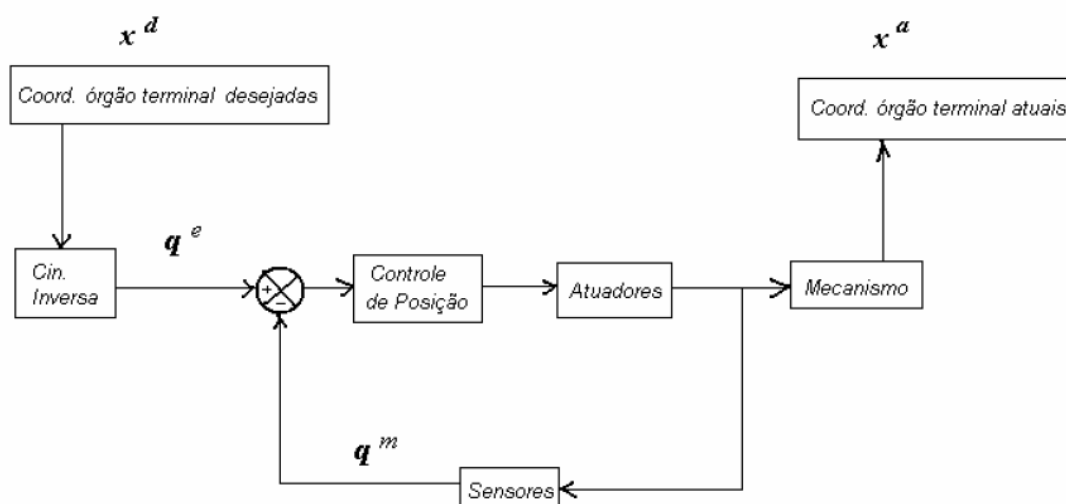


Figura 2.9 – Controle no espaço das juntas com realimentação via cinemática inversa - Coelho (2005)

A figura 2.10 mostra o controlador mais elaborado, para sistema via coordenadas cartesianas. Nota-se neste caso a realimentação através de cinemática direta.

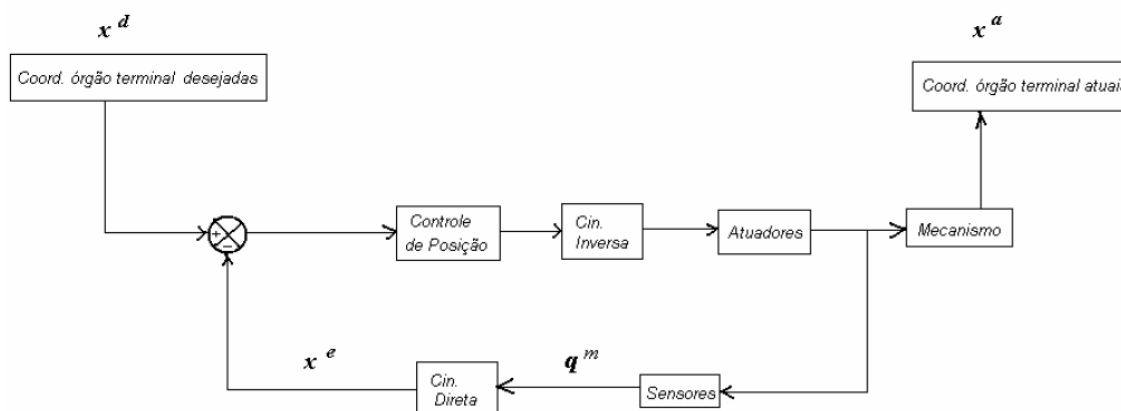


Figura 2.10 – Controle em coordenadas cartesianas com monitoração via cinemática direta – Coelho (2005)

Na prática, o controle de trajetórias em mecanismos paralelos se assemelha ao controle de robôs seriais visando evitar obstáculos; os obstáculos da cinemática paralela são representados pelas singularidades.

Em sistemas de arquitetura paralela redundante, cuja dinâmica de controle do sistema pode variar dependendo de falhas em determinados atuadores, as definições de *C-space* apresentadas por Lozano-Pérez (1986), também presente em trabalho do mesmo autor em Gupta e del Pobil (Org.), (1988) podem ser exploradas.

O chamado *C-space* (ou *Configuration space*) é o espaço de configurações possíveis para o robô ou manipulador em determinada condição. Há também a definição de espaço de obstáculos ou colisões (*C-space obstacles*) e o seu complementar, o espaço livre (*free-space*).

Outro algoritmo interessante apresentado por Ahuactzin; Gupta e Mazer em Gupta e del Pobil (Org.), (1988) é o *Manhattan Paths*. O mesmo consiste em separar a trajetória desejada em movimentos em direções únicas de \mathbb{R}^n ; ou seja, cada atuador, separadamente, executa um movimento de pequena amplitude. O primeiro move-se de Δ_1 ; em seguida, outro atuador executa um movimento de Δ_2 , sem qualquer variação em Δ_1 . Segundo os autores, esta otimização para controle de trajetórias, sobretudo em sistemas redundantes apresenta excelentes resultados.

2.4 O processo de fresamento

O processo de usinagem é descrito em Ferraresi (1970) e Witte (1998) como um processo que produz cavaco ao conferir forma à peças, a nível de dimensão ou acabamento; outra definição presente nas mesmas referências relaciona usinagem com retirada de material, através de altas tensões normais e de cisalhamento e elevadas taxas de atrito.

No processo de fresamento, a ferramenta, chamada fresa, possui arestas cortantes simétricas em torno do eixo de giro e atinge a peça em múltiplos pontos, removendo material. O formato, posição e avanço da fresa possibilitam um processo versátil e barato e estabelecem diferentes classificações: como fresamento cilíndrico (também chamado tangencial) ou frontal, definido através da posição da fresa em relação à peça e fresamento concordante ou discordante, definido pela relação entre o giro da ferramenta e o avanço da peça.

Inúmeros estudos discutem as características de cada processo. Alguns autores apresentam como vantagem do fresamento discordante o aumento da vida útil da ferramenta de corte uma vez que uma das componentes da força de usinagem, a força de apoio, auxilia na fixação da peça. Outras referências e estudos apontam o processo concordante como o mais vantajoso, pois no fresamento discordante há aumento de temperatura, de vibração e excessivo desgaste da ferramenta. Neste trabalho não serão discutidos os aspectos referentes às classificações do fresamento.

A figura 2.11 a seguir ilustra as forças atuantes na operação de fresamento cilíndrico e o plano de trabalho.

Destaca-se que a norma NBR6162 – “Movimentos e relações geométricas na usinagem dos metais”, possui simbologia mais detalhada e atualizada para o processo.

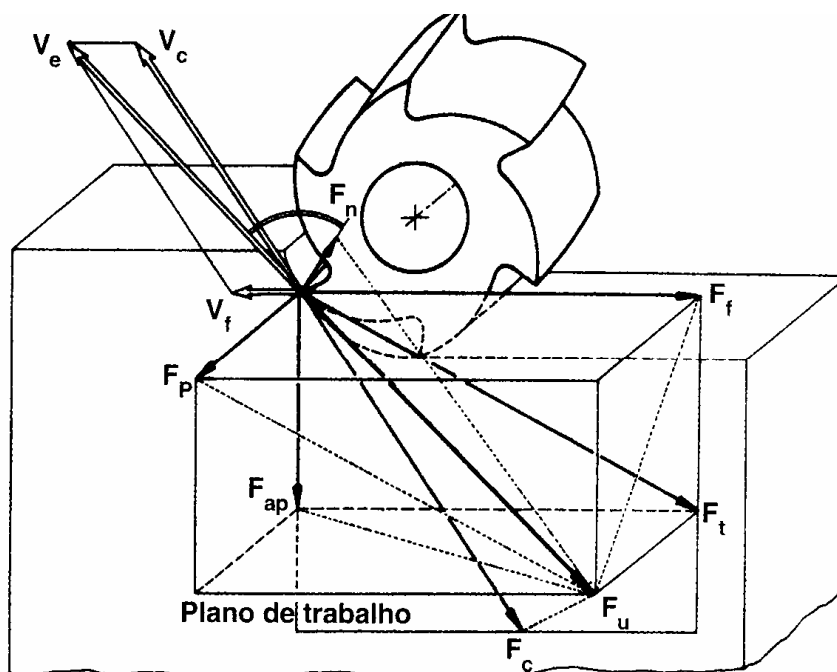


Figura 2.11 – Forças atuantes no fresamento – Ferraresi (1970)

A figura 2.12 mostra características da formação de cavaco e parâmetros importantes para o cálculo dos esforços de usinagem.

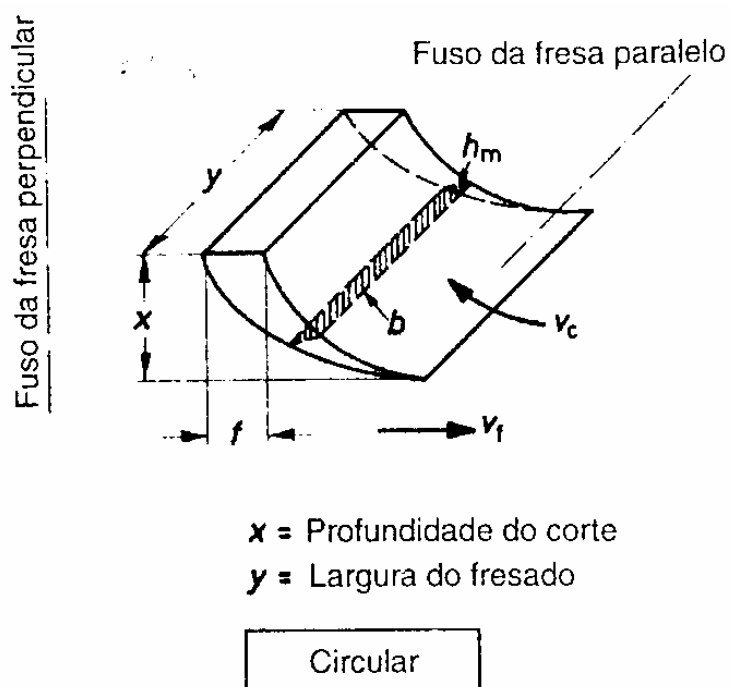


Figura 2.12 – Perfil do cavaco no fresamento tangencial – Witte (1998)

A figura 2.13 apresenta o processo de fresamento discordante e outros parâmetros para o cálculo dos esforços na ferramenta.

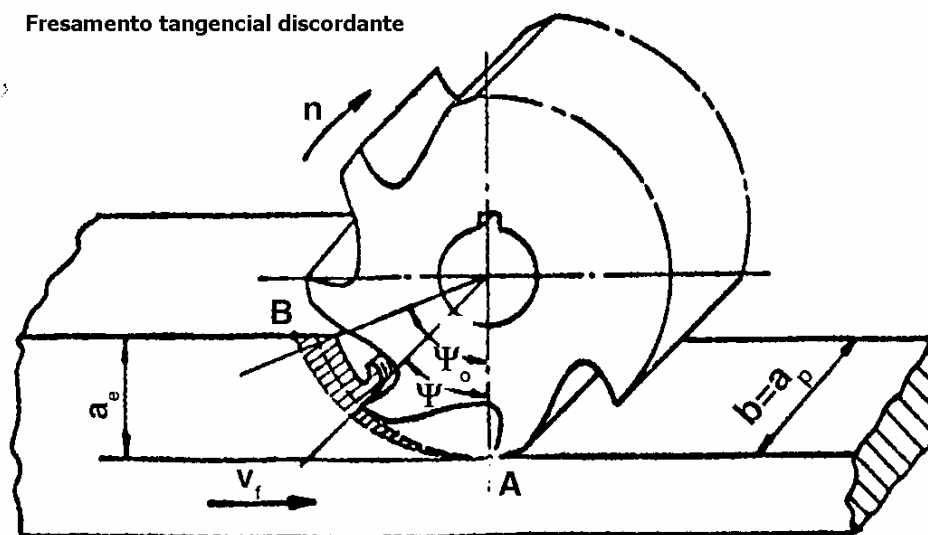


Figura 2.13 – Fresamento tangencial discordante

O equacionamento resumido para este processo está na tabela 2.1 a seguir.

Tabela 2.1 – Equacionamento para fresamento tangencial discordante

Parâmetro	Fórmula
Ângulo de entrada ou de penetração	$\cos(\varphi_s) = 1 - ae/(D/2)$
Número de dentes ativos	$Z_e = Z \cdot \varphi_s / 360^\circ$
Espessura média do cavaco – [mm]	$h_m = (57,3 / \varphi_s) \cdot f_z \cdot \sin(\lambda) \cdot (1 - \cos \varphi_s)$
Força de corte medida por dente – [N]	$F_{mcz} = b \cdot h_m \cdot K_c$
Força de corte específica (Kienzle) – [N/mm ²]	$K_c = K_{c1} \cdot (h_m)^{-c}$
Força de corte – [N]	$F_c = F_{mcz} \cdot Z_e$
Força de avanço (aproximada) – [N]	$F_a = 0,49 \cdot F_c$
Velocidade de corte – [m/min]	$V_c = \pi \cdot D \cdot n / 1000$
Velocidade de avanço – [m/min]	$V_f = f_z \cdot z \cdot n$
Potência de corte – [W]	$P_c = F_c \cdot v_c / 60000$
Potência de avanço – [W]	$P_a = F_a \cdot v_f / 60000$

Através da análise da tabela 2.1, nota-se que a escolha da ferramenta tem grande importância no processo. Além da influência direta exercida pelo diâmetro e número de dentes, parâmetros como sentido de usinagem, máxima profundidade de corte, ângulo de ataque, máxima velocidade de corte e posicionamento da ferramenta em relação à peça podem representar restrições importantes à usinagem.

Na tabela, além de parâmetros dimensionais definidos pelo processo, tais como avanço, profundidade de corte, velocidade de corte, etc., outros importantes parâmetros advindos da interface ferramenta-peça e retirados de tabelas levantadas empiricamente são considerados, como na equação de Kienzle, onde os valores de K_{c1} e do adimensional c provém de tabelas.

O foco principal deste trabalho impedirá a definição de parâmetros de processo, um maior detalhamento da operação de fresamento e o cálculo dos esforços de usinagem relativos. A norma NBR6162 representa uma fonte de consulta importante no tocante aos termos rapidamente abordados nesta seção. O capítulo 4 apresentará as considerações e aproximações adotadas para o trabalho.

2.5 Aplicações de Cinemática Paralela em Máquinas-Ferramenta

Dentre os mecanismos paralelos, um dos mais explorados e completos é a chamada plataforma de Gough-Stewart. Esta possui seis graus de liberdade (DOF do Inglês) e foi utilizada em máquina-ferramenta pela primeira vez pela empresa Gidings & Lewis, Inc. (atual MAG) em 1995 (patente americana de número US5,388,935). O nome dado à máquina foi Variax.

A plataforma de Stewart é formada por seis atuadores de translação e, como principal característica apresenta a decomposição das forças atuantes na ferramenta em esforços puros no sentido dos deslocamentos (ou atuadores).

Muitas são as publicações que tratam desta construção, como Inoue; Tsusaka e Fukuizumi (1986); de Sapiro (1998) e Wolf e Shoham (2003).

A figura 2.14 mostra máquinas-ferramenta construídas com base na plataforma de Gough-Stewart.

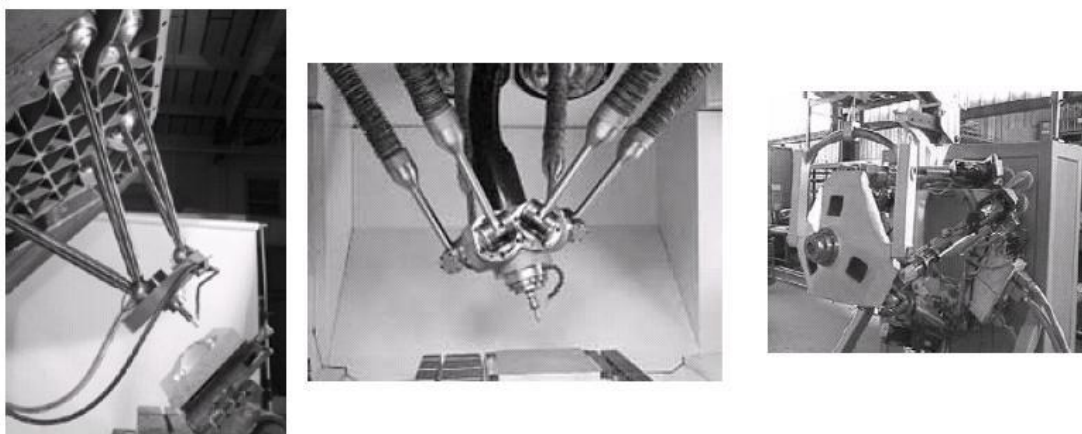


Figura 2.14 – Variações de construções de máquinas-ferramenta utilizando o princípio da plataforma de Gough-Stewart

Após estudos e protótipos preliminares, outras máquinas foram lançadas ao mercado com características construtivas semelhantes à máquina Variax. Dentre elas destacam-se a Hexapode ou Index V100; a Pegasus de fabricação Reichenbaher, que utiliza tecnologia de motores lineares; a Quickstep HS500 da empresa Krause (atual MAG); a SKM 400 de fabricação Heckert e a Ecospeed da DS Technologie. Estas máquinas estão em apresentação disponível em Siemens (2006).

As figuras 2.15 e 2.16 mostram a máquina V100 da empresa Index e a máquina Pegasus, suas principais características construtivas e diagrama cinemático ilustrativo.



Figura 2.15 – Máquina V100 de fabricação Index – ou Hexapode

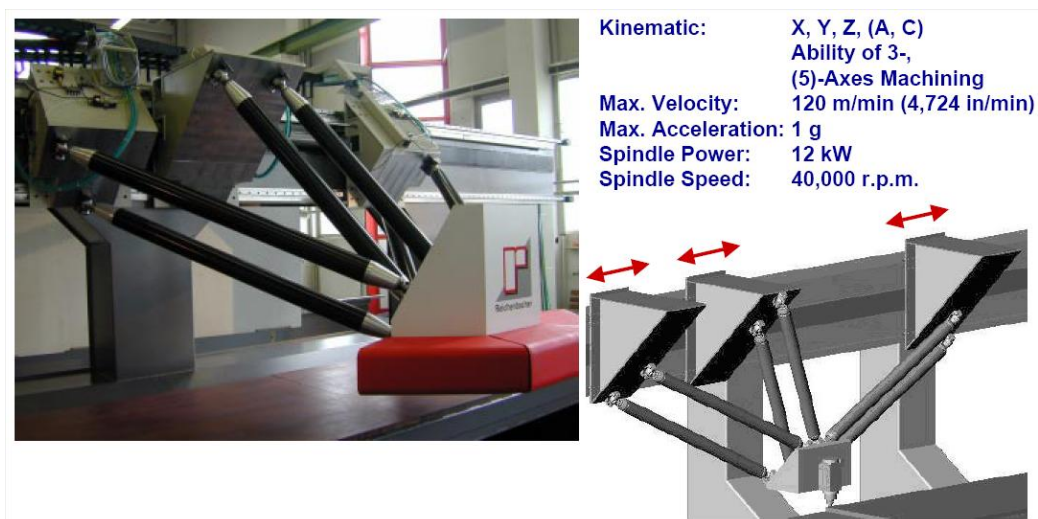


Figura 2.16 – Máquina Pegasus da Reichenbacher – motores lineares

Visando aproveitar as vantagens de precisão e velocidade das cadeias fechadas e o espaço de trabalho, destreza e orientação facilitada das cadeias abertas ou máquinas convencionais, surgiram máquinas híbridas, onde o movimento ou orientação da ferramenta ou mesa passou a ser executado em cadeia aberta.

Dentre os destaques estão a Tricept de fabricação Neos Robotics e o TriCenter DMT 100 de fabricação Deckel Maho; nestes, há inserção de

cabeçote “serial” para orientação de ferramenta e melhor aproveitamento da cinemática paralela presente.

A figura 2.17 apresenta a máquina Tricept, suas características e diagrama de movimentos possíveis.

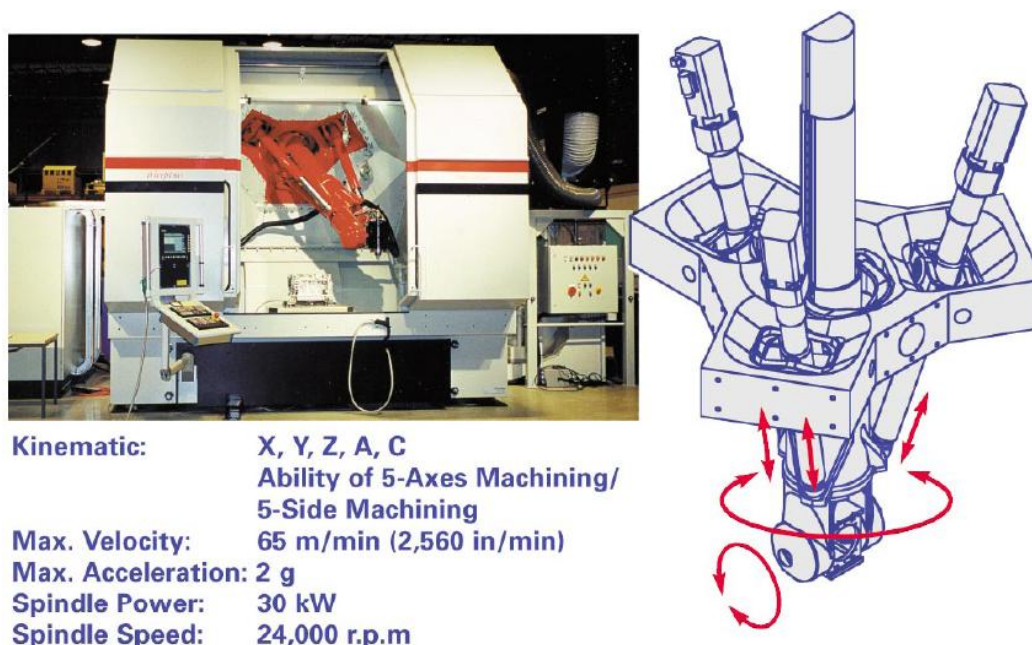


Figura 2.17 – Máquina Tricept de fabricação Neos Robotics

Entretanto, a complexa cinemática direta da plataforma de Stewart, o pequeno espaço de trabalho e a existência de componentes complicados para montagem e manutenção como juntas esféricas fez com que se explorassem mecanismos com graus de mobilidade inferiores a seis.

Por exemplo, nos trabalhos de Joshi e Tsai (2003), Merlet (1997), Dash et al. (2005), Merlet; Gosselin e Mouly (1988), Palmqvist (2003), Xi; Xu e Xiong (2006) e Bonev; Zlatanov e Gosselin (2003) o número de graus de liberdade é reduzido; mas, em contrapartida, tanto o espaço de trabalho, quanto a eficiência dos mecanismos (singularidades, destreza, etc.) são aprimorados.

Na mesma linha, Raszl (2003) explora a possibilidade de construção de máquina-ferramenta com cinemática paralela em simplificação plana de

movimento espacial. E em du Plesis e Snyman (2006) os autores reconfiguram a plataforma de Stewart tornando-a plana.

Ou seja, a comunidade científica percebeu que, para determinadas aplicações, mecanismos paralelos planos poderiam ser utilizados em conjunto com movimentos de peça ou ferramenta em cadeias abertas. Esta mudança conseguiu reduzir as limitações construtivas impostas pelas juntas universais e esféricas.

Nesta categoria, encaixam-se as máquinas comerciais SPECHT da Hüller Hille e a Bobcat da Lamb Technicon, ambas com posicionamento plano (XY) executado via cinemática paralela. A primeira tem o movimento da mesa independente da transformação, aproximando a peça da ferramenta e a segunda tem o movimento do cabeçote da ferramenta (eixo Z) em cadeia aberta. Ambas as máquinas estão presentes em Siemens (2006).

As figuras 2.18 e 2.19 apresentam as máquinas descritas no parágrafo anterior, suas características e seus movimentos.

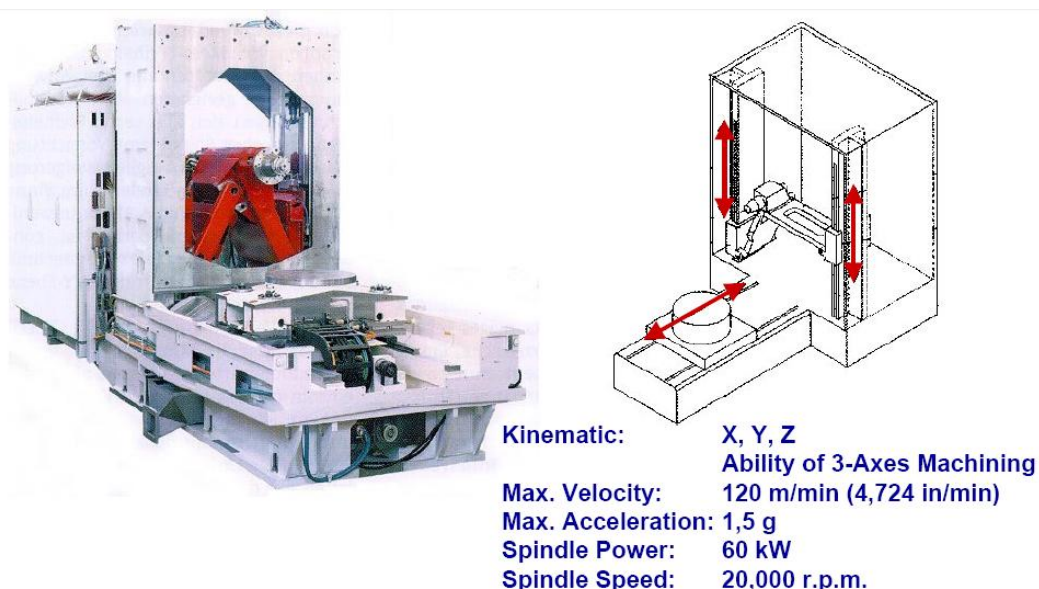
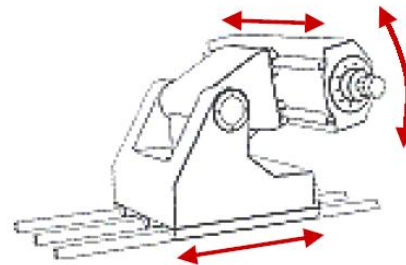


Figura 2.18 – Máquina híbrida SPECHT da Hüller Hille



Kinematic:	X, Y, Z Ability of 3-Axes Machining
Max. Velocity:	80 m/min (3,150 in/min)
Max. Acceleration:	1,5 (2) g
Spindle Power:	20 kW
Spindle Speed:	25,000 r.p.m.

Figura 2.19 – Máquina Bobcat de fabricação Lamb Technicon

Dentre os mecanismos planos, há atenção acadêmica especial para o chamado 5R ou RRRRR. As referências Liu; Wang e Pritschow (2006a), Liu; Wang e Pritschow (2006b), Huang et al., (2004), Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodríguez e Angeles (2001) e Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodríguez e Rendón-Sánchez (2000) exploram seu espaço de trabalho, singularidades, cinemática, configurações e até índices de desempenho voltados para variáveis de projeto como capacidade de carga e velocidade de posicionamento.

Há certa ausência nestes trabalhos de análises dinâmicas para conhecimento de forças envolvidas nos processos de posicionamento e usinagem. Em Snyman e Smit (2002) os autores maximizam o desempenho da máquina plana minimizando os esforços nos três atuadores de translação. Outros autores também tratam do assunto alinhando a análise ao projeto da máquina, como Chang; Chen e Chang (2002) ou especificando o material, como Palmqvist (2003).

Extrapolando as limitações das máquinas-ferramenta convencionais, o desafio da usinagem em cinco faces com única fixação é tratado na

referência Kim; Park e Lee [S.I.], onde os autores apresentam a máquina Eclipse.

A figura 2.20 abaixo representa o diagrama cinemático do protótipo Eclipse e mostra os referenciais fixo e móvel, as juntas e os movimentos das mesmas.

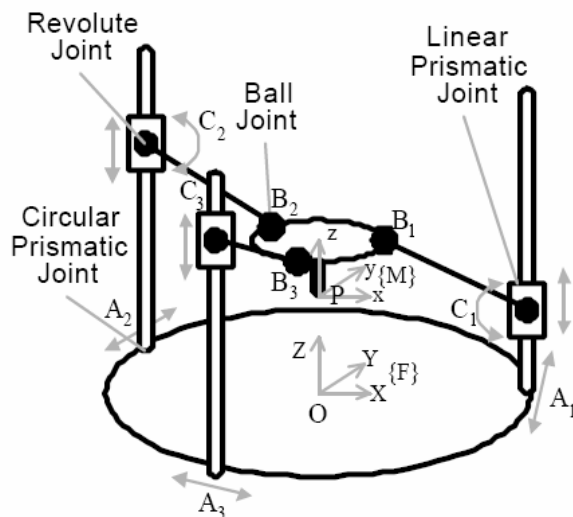


Figura 2.20 – Diagrama da máquina-protótipo Eclipse - Kim; Park e Lee [S.I.]

Os problemas das máquinas paralelas tais como destreza, calibração, rigidez e singularidades têm atenção especial em inúmeros trabalhos, como Yoshikawa (1986), Iurascu e Park (2003), Simaan e Shoham (2003), Bonev; Zlatanov e Gosselin (2003), Zoppi et al. (2003) e Andersson (2005). Em Iurascu e Park (2003) os autores tratam o problema de calibração usando a máquina Eclipse como exemplo.

A teoria de planejamento de trajetórias é exposta em Craig (1989) e Gupta e del Pobil (Org.) (1988); no último, resultado de um congresso sobre o tema, importantes contribuições são observadas, como a distância entre as pesquisas e as aplicações práticas nas indústrias, os “gargalos” ou limites nos processos de planejamento em tempo real e as explorações do chamado espaço das configurações (ou *C-space*) definido por Lozano-

Pérez, quanto à representação, discretização e utilização. Contribuição semelhante do autor está também em Lozano-Pérez (1986).

Em Wurl e Henrich (2001) e Jing; Kailiang e Xuebin (2006), bem como no capítulo quinto da referência Gupta e del Pobil (Org.) (1988), a teoria apresentada para robôs seriais é aplicável para robôs ou manipuladores paralelos; pois a redundância, os algoritmos e os conceitos de *colision-avoidance* podem ser “traduzidos” para *singularity-avoidance*, já abordado por Nenchev e Uchiyama (1997).

Visando minimizar o problema do cálculo da cinemática direta em tempo real, algoritmos de rápida conversão foram desenvolvidos, como o de Zhao e Peng (2000); entretanto, Kim e Tsai (2003) melhoraram o propósito já apresentado por outros autores e construíram uma máquina cartesiana composta por cadeias fechadas, cuja cinemática direta é igual a inversa. A máquina pode ser atuada tanto com três rotações quanto com três translações.

A representação cinemática tridimensional da máquina de Kim e Tsai é mostrada na figura 2.21.

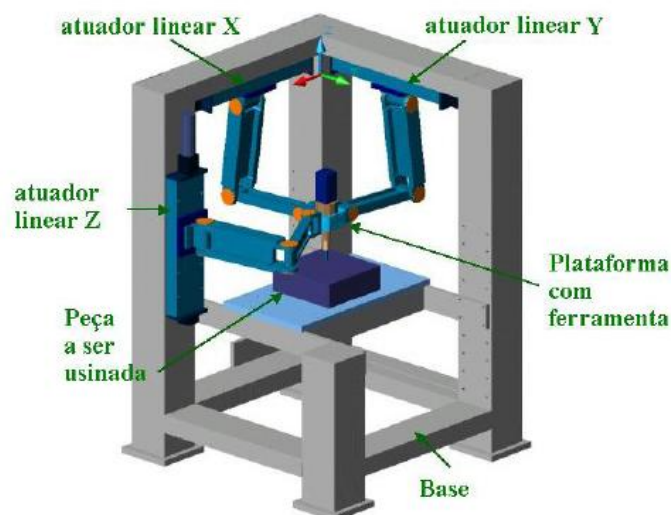


Figura 2.21 – Ilustração da máquina cartesiana paralela - Kim e Tsai (2003)

Outra destacável aceitação das máquinas paralelas está em operações de “*pick-and-place*”, como o robô *Flex-Picker* da ABB, com informações disponíveis no site do fabricante – ABB (2006). É composto por três cadeias idênticas e simétricas \underline{R} -2SS. Possui larga utilização industrial nos segmentos alimentício e farmacêutico; têm alta velocidade de posicionamento e alta capacidade de orientação e repetibilidade.

A figura 2.22 mostra o robô *Flex-Picker* e sua cadeia cinemática expressa em grafos.

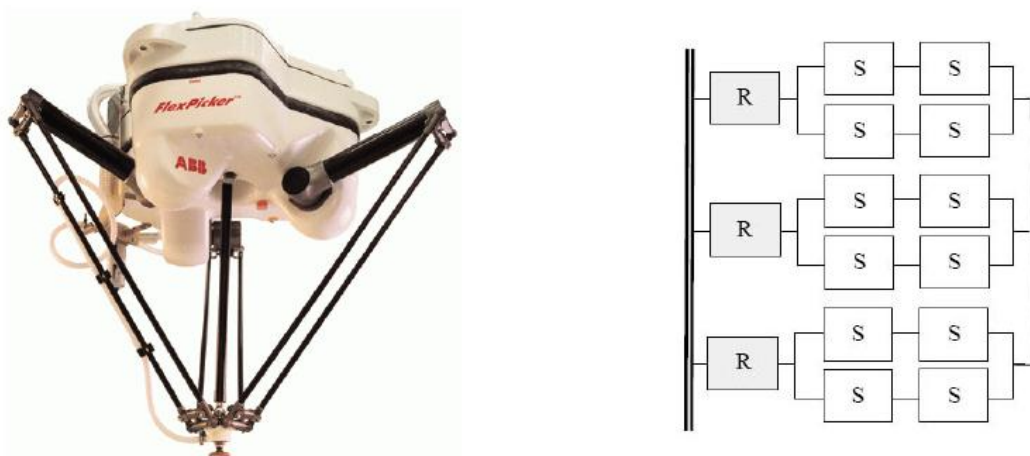


Figura 2.22 – Robô *Flex-Picker* ABB e sua cadeia cinemática – ABB (2006)

Resumindo, pode-se dizer que as máquinas convencionais ou de arquitetura serial têm aplicações das mais diversas e um consolidado mercado, além de possuírem maior facilidade de programação, preparação e calibração. Já as máquinas de usinagem com arquitetura paralela, devido às suas características, apresentam potenciais de melhor resposta dinâmica, maior capacidade de carga, maior rigidez, maior velocidade e precisão no posicionamento; embora com menor volume de trabalho e a presença de singularidades.

2.6 Índices de Desempenho

Para o mecanismo plano 5R, a literatura apresenta ao menos dois trabalhos de relevante importância.

O trabalho de Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodríguez e Angeles (2001) especifica dois adimensionais: λ e μ . Estes números são definidos pela relação entre algumas dimensões do mecanismo.

Através dos adimensionais, um gráfico é apresentado pelos autores, na figura 2.23. De acordo com a posição no gráfico, os mecanismos apresentam diferentes características, como áreas de trabalho.

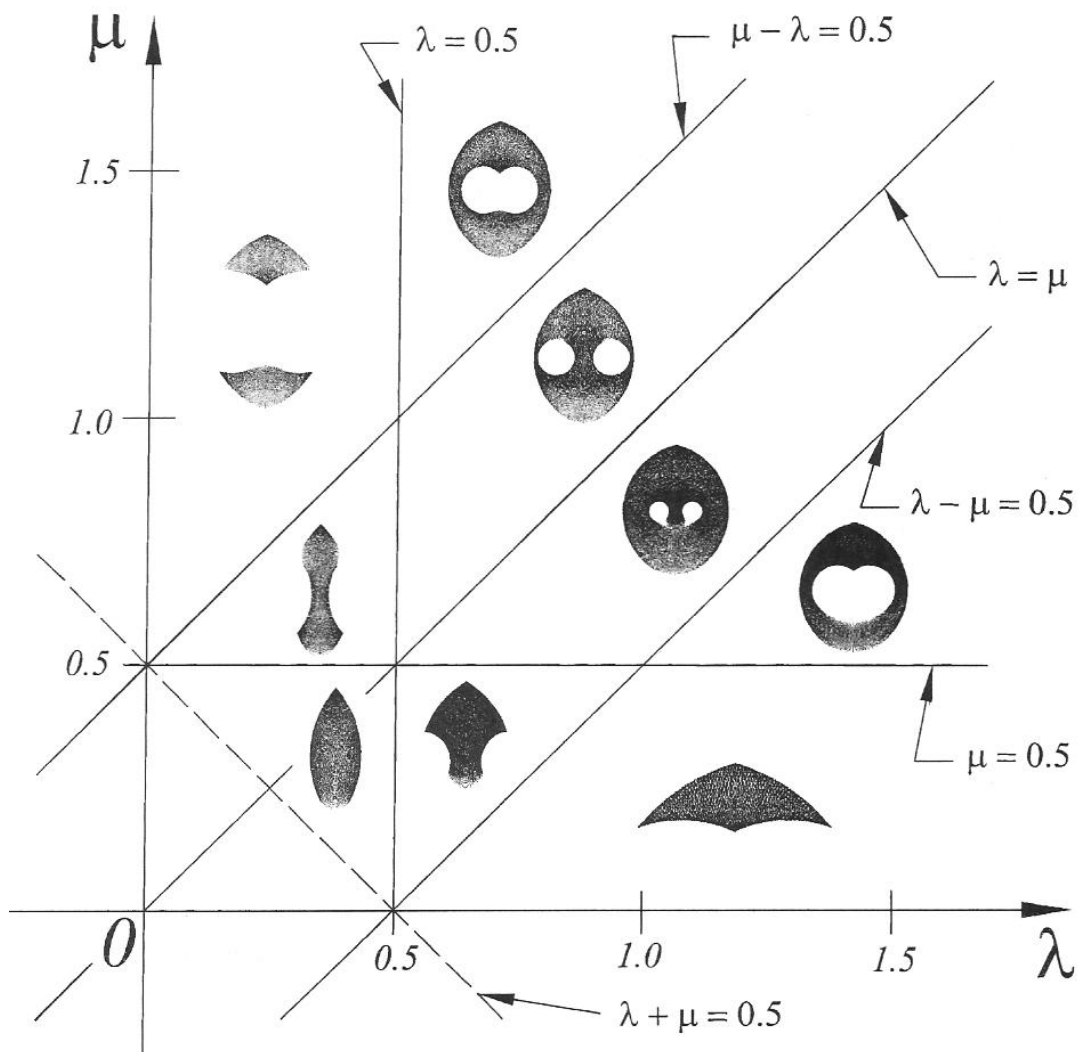


Figura 2.23 – Áreas de trabalho quanto aos adimensionais λ e μ - Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodríguez e Angeles (2001).

Além do gráfico da figura 2.23, os autores exploram as singularidades pertinentes a cada configuração.

Outros trabalhos importantes são dos autores: Liu; Wang e Pritschow (2006a, 2006b). Nestes, apresentam-se classificações do mecanismo 5R de acordo com outros parâmetros construtivos do mesmo (r_1 , r_2 e r_3). Estes parâmetros são definidos por “versores” no sentido da dimensão da peça 2 (r_1), da peça 3 (r_2) e a metade da distância entre os atuadores (r_3). A soma dos três valores normalizados ($r_1+r_2+r_3$) sempre é igual a três.

Além dos parâmetros r_1 , r_2 e r_3 , dois eixos são criados para levantamento de gráfico e análise detalhada das características dos mecanismos 5R. As equações dos mesmos estão abaixo:

$$s = 2r_1/\sqrt{3} + r_3/\sqrt{3}$$

$$t = r_3$$

A figura 2.24 ilustra os dois eixos s e t , as composições dos três versores e a divisão em áreas de acordo com os parâmetros do (r_1 , r_2 e r_3) do mecanismo.

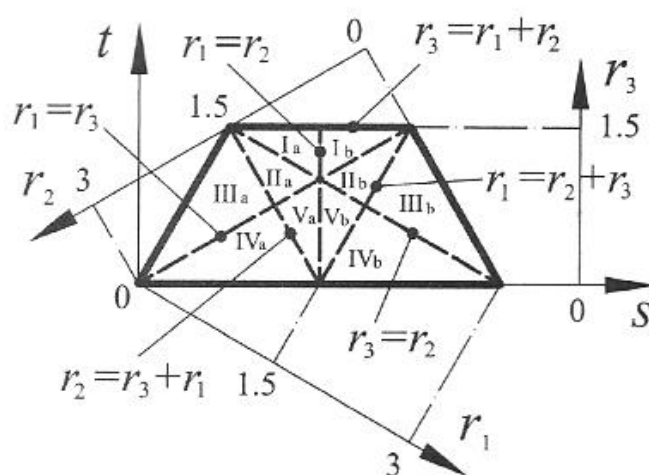


Figura 2.24 – Classificação de mecanismo 5R em áreas através dos parâmetros (r_1 , r_2 e r_3) – Liu; Wang e Pritschow (2006b)

Cada seção definida acima (de Ia até Vb) tem áreas de trabalho úteis diferentes, como mostrado na figura 2.25 a seguir.

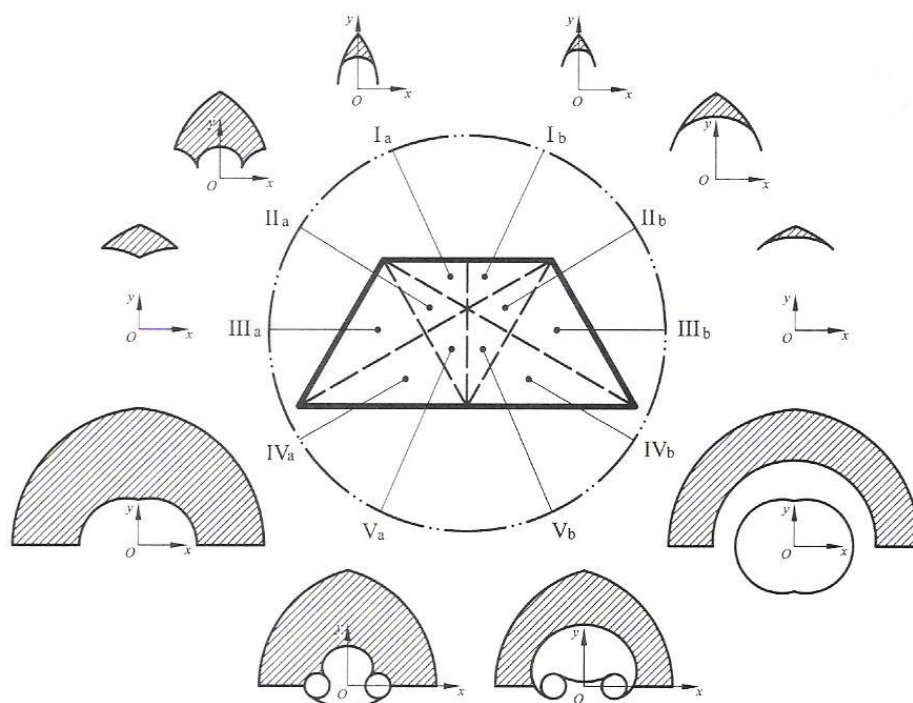


Figura 2.25 – Áreas úteis de trabalho para o mecanismo 5R, de acordo com as áreas definidas por $(r_1, r_2$ e $r_3)$ – Liu; Wang e Pritschow (2006b)

Os autores apresentam ainda atlas contendo índices de desempenho. Estes atlas mostram condições diferentes dependendo do foco considerado; por exemplo, o índice de velocidade (GVI) diretamente ligado à matriz Jacobiana, varia de modo inverso ao índice de capacidade de carga (GPI).

Como exemplo, segue a obtenção de um dos índices mais importantes: o índice global de condicionamento (GCI). Os autores partem das equações de velocidade, derivam a mesma chegando ao número de condicionamento da matriz Jacobiana sempre maior que 1 (e dependente da configuração). O índice global é definido através das equações:

$$\dot{q} = J \dot{\beta}$$

$$\frac{\|d\dot{q}\|}{\|\dot{q}\|} \leq K_J \frac{\|d\dot{\beta}\|}{\|\dot{\beta}\|}$$

$$K_J = s_{\max} / s_{\min}$$

$$(K_J \geq 1)$$

$$h_J = \int_w \frac{1}{K_J} dW / \int_w dW$$

$$h_J = GCI$$

As figuras 2.26 e 2.27 a seguir mostram o índice global de condicionamento (GCI) e o índice de rigidez (GSI) para o mecanismo 5R.

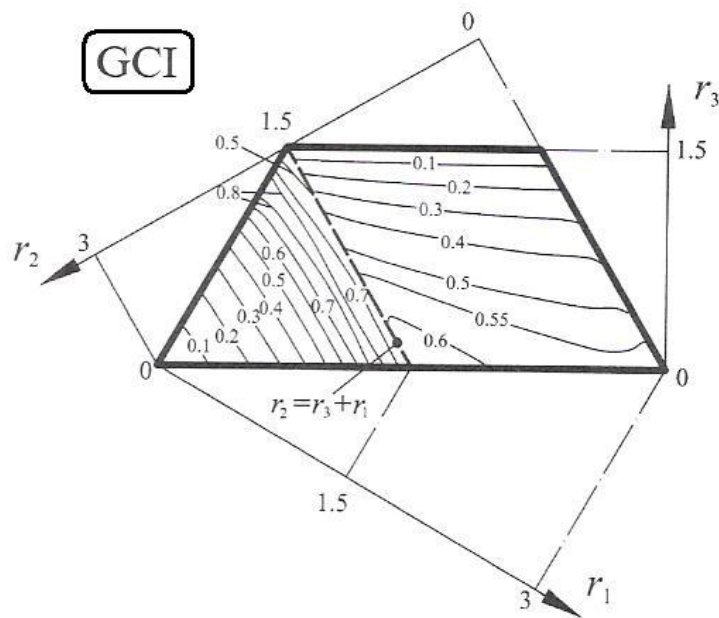


Figura 2.26 – Atlas de Índice Global de Condicionamento (GCI) – Liu; Wang e Pritschow (2006b)

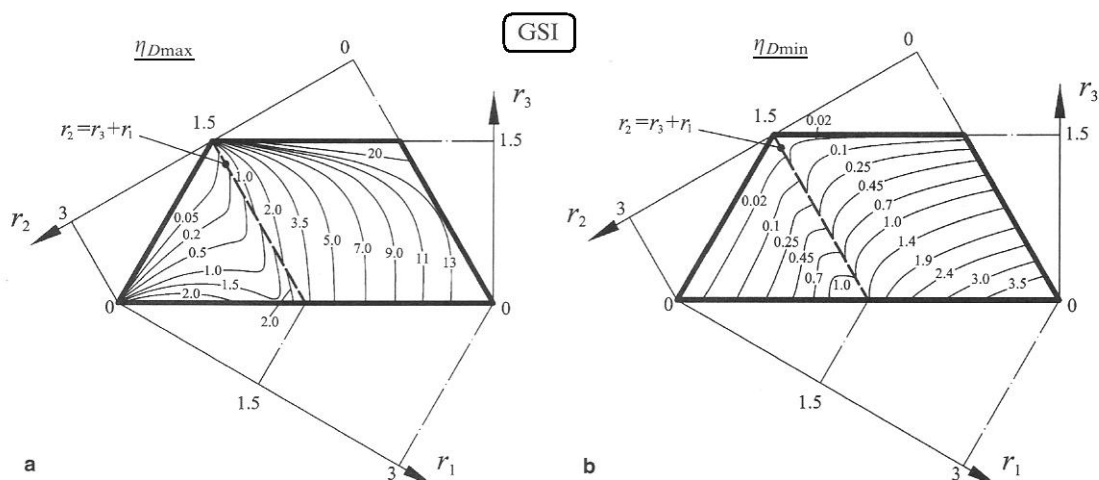


Figura 2.27 – Atlas com Índices Globais de Rigidez (GSI), máximos e mínimos – Liu; Wang e Pritschow (2006b)

Uma análise rápida da figura 2.26 aponta mecanismos de maiores índices de condicionamento no lado esquerdo, onde $r_2 > r_3 + r_1$. Os melhores índices têm o parâmetro r_2 entre os valores de 1,55 e 1,9.

O parâmetro W (de *Workspace*) presente nas integrais do índice GCI está relacionado com a área de trabalho do mecanismo. Ou seja, quanto maior o valor apresentado do GCI, mais fácil será o controle do mesmo; pois maior será o máximo espaço de trabalho inscrito (*MIW*) para o mecanismo, segundo a referência. O GCI é o índice mais geral apresentado pelos autores e seu peso para seleções dimensionais deve ser maior comparado a outros índices.

Os índices específicos, como o GSI para rigidez dentre outros, possuem dois gráficos: para máximo e mínimo. Este comportamento é devido às matrizes-base conterem valores máximos e mínimos de autovalores.

Os autores: Liu; Wang e Pritschow (2006c) exploram de um modo simplificado o mecanismo PRRRP. Nesta referência não há variação da variável de projeto α ou propostas de índices baseados nestas variáveis.

No capítulo pertinente às simulações, os resultados serão colocados e discutidos.

3. ANÁLISE CINEMÁTICA E DINÂMICA DOS MECANISMOS

Neste capítulo serão analisados dois mecanismos planos: o primeiro contendo somente juntas de revolução e outro, variação do primeiro, com atuadores prismáticos e características pouco exploradas pela comunidade científica.

Além das equações cinemáticas de posição, velocidade e aceleração, uma análise estática para determinação dos torques dos atuadores diante de forças na ferramenta é realizada.

3.1 Mecanismo RRRRR ou 5R

A figura 3.1 apresenta o mecanismo 5R, suas peças, dimensões e ponto de interesse ou ponto da ferramenta (P).

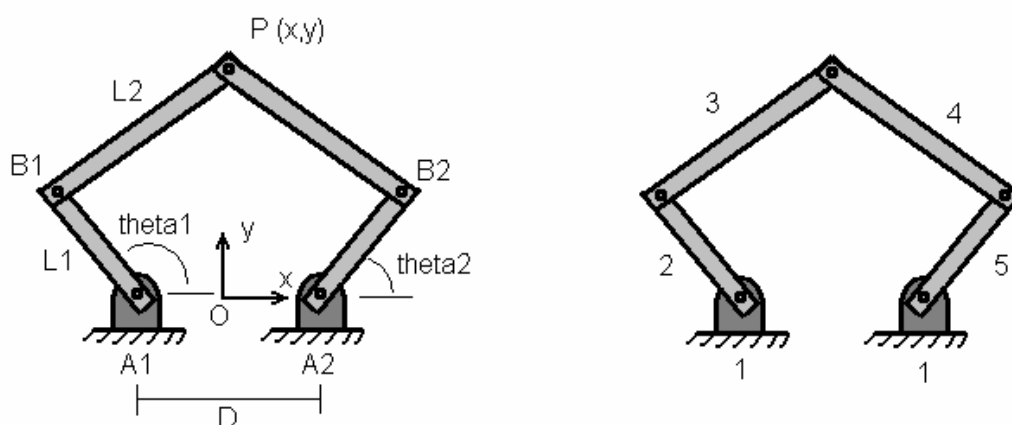


Figura 3.1 – Representação do mecanismo RRRRR

O primeiro mecanismo proposto é composto por cinco peças e cinco juntas de rotação, duas delas ativas e fixas na base (ponto A1 e A2). É simétrico em relação ao eixo x apresentando para as peças 2 e 5 dimensão L1 e para as peças 3 e 4, L2.

O posicionamento do órgão terminal (neste caso um único ponto P) é realizado pela variação dos ângulos θ_1 e θ_2 (no desenho expressos por *theta1* e *theta2*), referentes às entradas do sistema ou atuadores.

3.1.1 Graus de Mobilidade (GM)

Pela relação de Gruebler e Kutzbach, apresentada por Coelho (2005) e Norton (2001), os graus de mobilidade do sistema são definidos como:

$$GM = 3(n-1) - 2n_{p1} - n_{p2}$$

$$GM = 3(5-1) - 2.5$$

$$GM = 2$$

3.1.2 Equações de Posição

Iniciando pelo lado esquerdo do mecanismo, tem-se:

$$(P - B_1)^T (P - B_1) = L_2^2$$

$$P = (x; y)$$

$$(B_1 - O) = [(-D/2) + L_1 \cos(q_1), L_1 \text{sen}(q_1)]$$

$$[x + D/2 - L_1 \cos q_1]^2 + (y - L_1 \text{sen} q_1)^2 = L_2^2 \quad (1)$$

A mesma equação pode ser escrita para o lado direito do mecanismo:

$$(P - B_2)^T (P - B_2) = L_2^2$$

$$P = (x; y)$$

$$(B_2 - O) = [(D/2) + L_1 \cos(q_2), L_1 \text{sen}(q_2)]$$

$$[x - (D/2 + L_1 \cos q_2)]^2 + (y - L_1 \sin q_2)^2 = L_2^2 \quad (2)$$

Para a cinemática inversa, onde as entradas das equações são as coordenadas do ponto P (x,y) e as saídas são os ângulos dos atuadores, as equações podem ser rearranjadas na forma:

$$E \cos q_1 + F \sin q_1 + G = 0$$

Sendo que:

$$E = -2L_1x - DL_1$$

$$F = -2L_1y$$

$$G = x^2 + y^2 + Dx + L_1^2 - L_2^2 + D^2/4$$

Realizando a substituição de variável, tem-se:

$$u = \operatorname{tg}\left(\frac{q_1}{2}\right)$$

$$\sin q_1 = \frac{2u}{1+u^2}$$

$$\cos q_1 = \frac{1-u^2}{1+u^2}$$

$$u = \frac{-F \pm \sqrt{F^2 - G^2 + E^2}}{G - E} \quad (3)$$

Para a equação (2), a apresentação é semelhante:

$$E' \cos q_2 + F' \sin q_2 + G' = 0$$

Sendo que:

$$\begin{aligned}
 E' &= -2L_1x + DL_1 \\
 F' &= -2L_1y \\
 G' &= x^2 + y^2 - Dx + L_1^2 - L_2^2 + D^2/4
 \end{aligned}$$

Realizando a substituição de variável, tem-se:

$$\begin{aligned}
 v &= \operatorname{tg}\left(\frac{q_2}{2}\right) \\
 \operatorname{sen}q_2 &= \frac{2v}{(1+v^2)} \\
 \operatorname{cos}q_2 &= \frac{1-v^2}{1+v^2} \\
 v &= \frac{-F' \pm \sqrt{F'^2 - G'^2 + E'^2}}{G' - E'} \quad (4)
 \end{aligned}$$

Já para a cinemática direta, onde quer se descobrir a posição do ponto P (x,y) dados os ângulos dos atuadores, o rearranjo das equações (1) e (2), torna-se:

$$x^2 + a.x + y^2 + b.y + c = 0$$

Sendo que:

$$\begin{aligned}
 a &= D - 2L_1 \operatorname{cos}q_1 \\
 b &= -2L_1 \operatorname{sen}q_1 \\
 c &= L_1^2 - L_2^2 + D^2/4 - DL_1 \operatorname{cos}q_1
 \end{aligned}$$

E, para a equação (2):

$$x^2 - a'.x + y^2 + b'.y + c' = 0$$

Sendo que:

$$\begin{aligned}
 a' &= D + 2L_1 \cos q_2 \\
 b' &= -2L_1 \sin q_2 \\
 c' &= L_1^2 - L_2^2 + D^2/4 + DL_1 \cos q_2
 \end{aligned}$$

A resolução da cinemática direta é mais complexa para mecanismos paralelos comparada à cinemática inversa. As equações apresentadas acima podem ser facilmente resolvidas com o comando *solve* do Matlab.

3.1.3 Equações de Velocidade

As equações de velocidade surgem através das derivadas das equações (1) e (2):

$$\frac{d}{dt} \left\langle [x + D/2 - L_1 \cos q_1]^2 + (y - L_1 \sin q_1)^2 - L_2^2 \right\rangle = 0$$

$$2\left(x + \frac{D}{2} - L_1 \cos q_1\right) \dot{q}_1 + 2\left(y - L_1 \sin q_1\right) \dot{q}_1 = 0$$

$$(2x + D - 2L_1 \cos q_1) \dot{q}_1 + (2y - 2L_1 \sin q_1) \dot{q}_1 = (2yL_1 \cos q_1 - 2xL_1 \sin q_1 - DL_1 \sin q_1) \dot{q}_1 \quad (5)$$

$$\frac{d}{dt} \left\langle [x - (D/2 - L_1 \cos q_2)]^2 + (y - L_1 \sin q_2)^2 - L_2^2 \right\rangle = 0$$

$$2\left(x - \frac{D}{2} - L_1 \cos q_2\right) \dot{q}_2 + 2\left(y - L_1 \sin q_2\right) \dot{q}_2 = 0$$

$$(2x - D - 2L_1 \cos q_2) \dot{q}_2 + (2y - 2L_1 \sin q_2) \dot{q}_2 = (2yL_1 \cos q_2 - 2xL_1 \sin q_2 + DL_1 \sin q_2) \dot{q}_2 \quad (6)$$

As equações das velocidades em forma matricial podem ser observadas abaixo.

$$\begin{bmatrix} (2x + D - 2L_1 \cos q_1) & (2y - 2L_1 \operatorname{sen} q_1) \\ (2x - D - 2L_1 \cos q_2) & (2y - 2L_1 \operatorname{sen} q_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} (2yL_1 \cos q_1 - 2xL_1 \operatorname{sen} q_1 - DL_1 \operatorname{sen} q_1) & 0 \\ 0 & (2yL_1 \cos q_2 - 2xL_1 \operatorname{sen} q_2 + DL_1 \operatorname{sen} q_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix}$$

3.1.4 Equações de Aceleração

De forma análoga, as equações de aceleração são obtidas através das derivadas das equações (5) e (6):

$$\frac{d}{dt} \left\langle (2x + D - 2L_1 \cos q_1) \dot{x} + (2y - 2L_1 \operatorname{sen} q_1) \dot{y} - (2yL_1 \cos q_1 - 2xL_1 \operatorname{sen} q_1 - DL_1 \operatorname{sen} q_1) \dot{q}_1 \right\rangle = 0$$

$$(2\dot{x} + 2L_1 \operatorname{sen} q_1 \dot{q}_1) \dot{x} + (2x + D - 2L_1 \cos q_1) \ddot{x} + (2\dot{y} - 2L_1 \cos q_1 \dot{q}_1) \dot{y} + (2y - 2L_1 \operatorname{sen} q_1) \ddot{y} -$$

$$- (-2L_1 \operatorname{sen} q_1 \dot{q}_1^2 - 2L_1 \cos q_1 \dot{q}_1^2 - DL_1 \cos q_1 \dot{q}_1^2) \dot{q}_1 - (2yL_1 \cos q_1 - 2xL_1 \operatorname{sen} q_1 - DL_1 \operatorname{sen} q_1) \ddot{q}_1 = 0$$

$$(2x + D - 2L_1 \cos q_1) \ddot{x} + (2y - 2L_1 \operatorname{sen} q_1) \ddot{y} - (2yL_1 \cos q_1 - 2xL_1 \operatorname{sen} q_1 - DL_1 \operatorname{sen} q_1) \ddot{q}_1 +$$

$$+ [2\dot{x}^2 + 2L_1 \operatorname{sen} q_1 \dot{q}_1^2 \dot{x} + 2\dot{y}^2 - 2L_1 \cos q_1 \dot{q}_1^2 \dot{y} + (2L_1 \operatorname{sen} q_1 + 2L_1 \cos q_1 - DL_1 \cos q_1) \dot{q}_1^2] = 0 \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} \left\langle (2x - D - 2L_1 \cos q_2) \dot{x} + (2y - 2L_1 \operatorname{sen} q_2) \dot{y} - (2yL_1 \cos q_2 - 2xL_1 \operatorname{sen} q_2 + DL_1 \operatorname{sen} q_2) \dot{q}_2 \right\rangle = 0$$

$$(2\dot{x} + 2L_1 \operatorname{sen} q_2 \dot{q}_2) \dot{x} + (2x - D - 2L_1 \cos q_2) \ddot{x} + (2\dot{y} - 2L_1 \cos q_2 \dot{q}_2) \dot{y} + (2y - 2L_1 \operatorname{sen} q_2) \ddot{y} -$$

$$- (-2L_1 \operatorname{sen} q_2 \dot{q}_2^2 - 2L_1 \cos q_2 \dot{q}_2^2 + DL_1 \cos q_2 \dot{q}_2^2) \dot{q}_2 - (2yL_1 \cos q_2 - 2xL_1 \operatorname{sen} q_2 + DL_1 \operatorname{sen} q_2) \ddot{q}_2 = 0$$

$$(2x - D - 2L_1 \cos q_2) \ddot{x} + (2y - 2L_1 \operatorname{sen} q_2) \ddot{y} - (2yL_1 \cos q_2 - 2xL_1 \operatorname{sen} q_2 + DL_1 \operatorname{sen} q_2) \ddot{q}_2 +$$

$$+ [2\dot{x}^2 + 2L_1 \operatorname{sen} q_2 \dot{q}_2^2 \dot{x} + 2\dot{y}^2 - 2L_1 \cos q_2 \dot{q}_2^2 \dot{y} + (2L_1 \operatorname{sen} q_2 + 2L_1 \cos q_2 - DL_1 \cos q_2) \dot{q}_2^2] = 0 \quad (8)$$

Alguns autores apresentam as equações de aceleração na forma matricial, embora conceitualmente a notação de Jacobiano somente pode ser utilizada para as equações de velocidade do mecanismo.

3.1.5 Matriz Jacobiana

As matrizes Jacobianas, definidas nas equações de velocidade, são responsáveis pela caracterização de singularidades. Como já mencionado, uma análise de seus determinantes pode estabelecer singularidades de limite atingível $\det(Jq)=0$ e de controle $\det(Jx)=0$.

As matrizes Jacobianas vêm da equação abaixo:

$$J_x \dot{x} = J_q \dot{q}$$

Para o mecanismo, as matrizes Jacobianas são:

$$J_x = \begin{bmatrix} (2x + D - 2L_1 \cos q_1) & (2y - 2L_1 \sin q_1) \\ (2x - D - 2L_1 \cos q_2) & (2y - 2L_1 \sin q_2) \end{bmatrix}$$

$$J_q = \begin{bmatrix} (2yL_1 \cos q_1 - 2xL_1 \sin q_1 - DL_1 \sin q_1) & 0 \\ 0 & (2yL_1 \cos q_2 - 2xL_1 \sin q_2 + DL_1 \sin q_2) \end{bmatrix}$$

Para evitar as singularidades das bordas do espaço de trabalho, basta limitar o mesmo e trabalhar em regiões “confortáveis” em seu interior. A figura 3.2 mostra configurações singulares para o mecanismo 5R; dentre os procedimentos que diminuem a possibilidade destas singularidades ditas de controle, estão alguns cuidados de projeto, tratados a seguir.

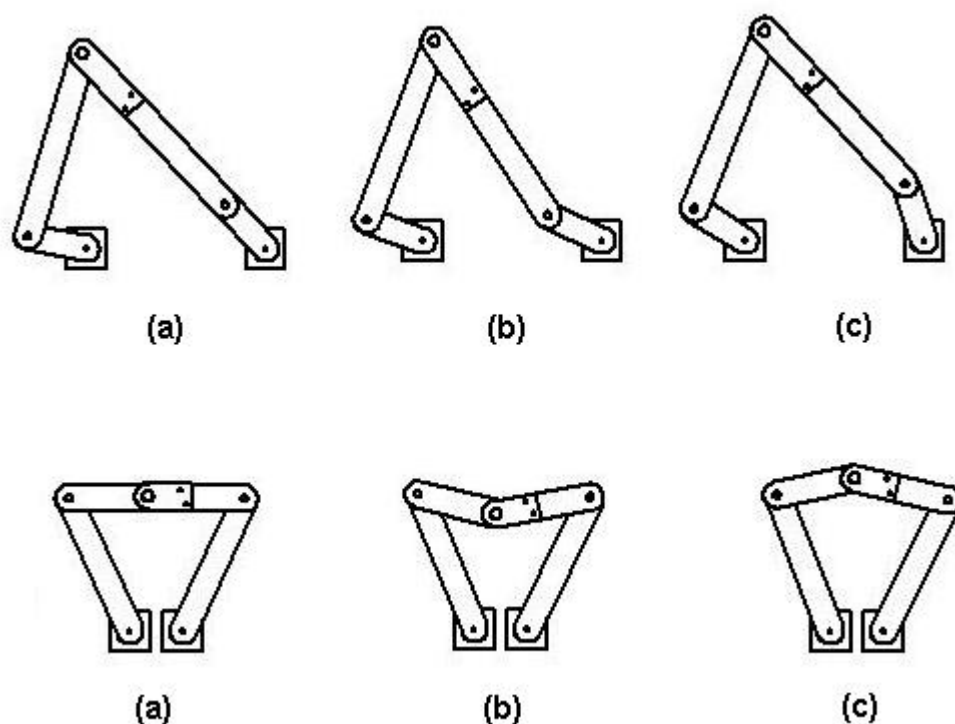


Figura 3.2 – Representação de singularidades para o mecanismo 5R

Na figura 3.2, as posições marcadas como (b) e (c) apresentam duas configurações possíveis dos mecanismos após a singularidade (ilustrada em (a)). O controle torna-se complicado, pois não há como prever se o mecanismo passará da posição (a) para a (b) ou (c).

O alinhamento das barras, mostrado no mecanismo superior representa um limite da área alcançada pelo mecanismo e estes sempre devem ser evitados. Já a situação mostrada no mecanismo inferior pode ser facilmente eliminada pelo projetista se este fizer o comprimento $L_2 > L_1$, sendo L_2 a barra superior.

Na cinemática direta, para cada solução do par xy : θ_1 e θ_2 , pode-se avaliar também os determinantes das matrizes Jq e Jx , estabelecendo-se um limite inferior para os valores dos mesmos. Assim, a possibilidade de que haja singularidade no espaço de trabalho torna-se mínima.

3.1.6 Análise Dinâmica

A análise dinâmica dos mecanismos propostos será diretamente relacionada a esforços de usinagem. Havendo uma ferramenta no ponto P, uma força de usinagem será produzida de acordo com o deslocamento do mesmo e serão determinados os valores dos esforços nos atuadores durante o deslocamento de usinagem.

As barras dos mecanismos não carregam momentos fletores, estando apenas sujeitas a tração e compressão simples.

Para equacionar a dinâmica, o ângulo entre as peças 3 e 4 e o eixo x, deverá ser determinado. A figura 3.3 apresenta a decomposição da força de usinagem (ou força de corte) e o diagrama de corpo livre das barras 2 e 5.

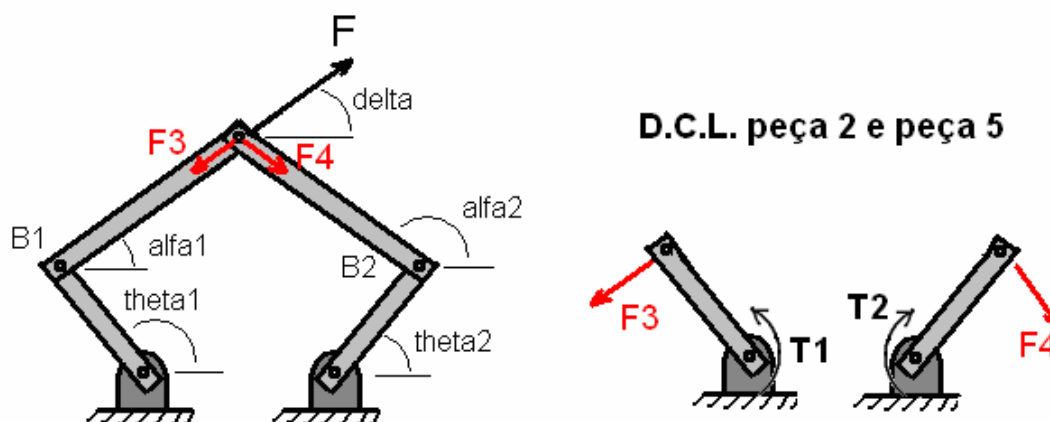


Figura 3.3 – Representação para análise dinâmica do mecanismo 5R

Para o lado esquerdo, determina-se o torque no atuador 1, T_1 :

$$(x, y) = \left(-\frac{D}{2}, 0\right) + (L_1 \cos q_1, L_1 \operatorname{sen} q_1) + (L_2 \cos a_1, L_2 \operatorname{sen} a_1)$$

$$\cos a_1 = \frac{x + D/2 - L_1 \cos q_1}{L_2}$$

$$\operatorname{sen} a_1 = \frac{y - L_1 \operatorname{sen} q_1}{L_2}$$

Sendo δ o ângulo de aplicação da força F , tem-se:

$$T_1 = L_1 F \cos(d - a_1) \quad (9)$$

O lado direito determina T_2 :

$$(x, y) = \left(\frac{D}{2}, 0\right) + (L_1 \cos q_2, L_1 \operatorname{sen} q_2) + (L_2 \cos a_2, L_2 \operatorname{sen} a_2)$$

$$\cos a_2 = \frac{x - D/2 - L_1 \cos q_2}{L_2}$$

$$\operatorname{sen} a_2 = \frac{y - L_1 \operatorname{sen} q_2}{L_2}$$

$$T_2 = L_1 F \cos(d - (180 - a_2)) \quad (10)$$

3.1.7 Área de Trabalho

A determinação do espaço ou área de trabalho é normalmente realizada via análise geométrica das peças do mecanismo ou discretização de pontos atingíveis pelo mesmo. A validação do método é realizada encontrando-se termos u e v válidos nas equações (3) e (4), ou seja, tomando os resultados da equação do segundo grau, são aceitos apenas valores reais para os ângulos θ_1 e θ_2 .

A área de trabalho para o mecanismo 5R será determinada nesta análise por discretização, através de software matemático, por se tratar de solução mais rápida e confiável.

3.1.8 Índices de Desempenho

Neste trabalho, pretende-se variar os parâmetros construtivos L_1 , L_2 e D (ou r_1 , r_2 e r_3) baseado nas classificações do mecanismo da literatura: Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodríguez e Angeles (2001) e Liu; Wang e Pritschow (2006b).

Pretende-se com isso, modificar as respostas dos modelos propostos quanto à área de trabalho, velocidades e esforços nos atuadores.

Para a análise dos modelos, serão definidas tarefas específicas a executar e os resultados serão simulados e comparados.

3.2 Mecanismo PRRRP

A figura 3.4 apresenta o mecanismo PRRRP, variação do 5R já apresentado, suas peças, dimensões e ponto da ferramenta (P).

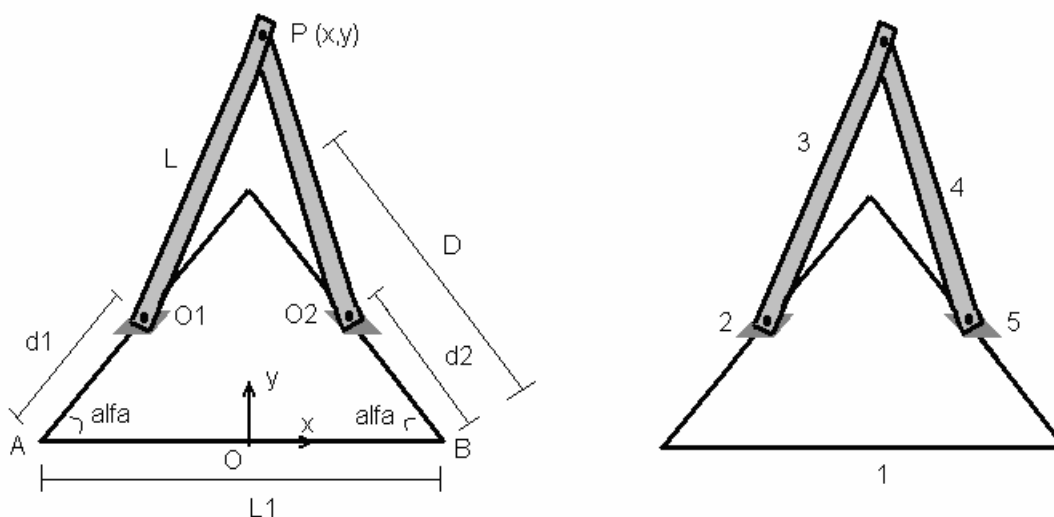


Figura 3.4 – Representação do mecanismo PRRRP

O segundo mecanismo estudado representa uma variação do primeiro, através de troca de tipo de atuador. Também é composto por cinco peças, mas possui três juntas de rotação e duas prismáticas; estas últimas são as responsáveis pelo movimento (ativas), pontos O1 e O2. Apresenta simetria em relação ao eixo x.

O posicionamento do órgão terminal ou ponto P é realizado pela variação dos comprimentos d_1 e d_2 , relativos a movimentação prismática do sistema ou atuadores de translação.

O equacionamento do mesmo pode utilizar tanto a medida assinalada como D, quanto L1. As duas se equivalem para $\alpha = 60^\circ$. A vantagem da manipulação em D já estabelece o limite de deslocamento dos atuadores d_1 e d_2 .

3.2.1 Graus de Mobilidade (GM)

Pela relação de Gruebler e Kutzbach, apresentada por Coelho (2005) e Norton (2001), os graus de mobilidade do sistema são definidos como:

$$GM = 3(n - 1) - 2n_{p1} - n_{p2}$$

$$GM = 3(5 - 1) - 2.5$$

$$GM = 2$$

3.2.2 Equações de Posição

Iniciando pelo lado esquerdo do mecanismo:

$$(P - O)^T (P - O_1) = L^2$$

$$P = (x; y)$$

$$(O_1 - O) = [(d_1 - D)\cos a, d_1 \text{sen} a]$$

$$[x - [(d_1 - D)\cos a]]^2 + (y - d_1 \operatorname{sen} a)^2 = L^2 \quad (11)$$

A mesma equação pode ser escrita para o lado direito do mecanismo:

$$(P - O)^T (P - O_2) = L^2$$

$$P = (x; y)$$

$$(O_2 - O) = (D \cos a - \cos a d_2, \operatorname{sen} a d_2)$$

$$[x - (D \cos a - \cos a d_2)]^2 + (y - d_2 \operatorname{sen} a)^2 = L^2 \quad (12)$$

Neste caso, a cinemática inversa gera as posições dos atuadores (d_1 e d_2) através das entradas das coordenadas do ponto P (x, y). As equações podem ser rearranjadas na forma:

$$a.d_1^2 + b.d_1 + c = 0 \quad (13)$$

Onde:

$$a = 1$$

$$b = -2x \cos a - 2y \operatorname{sen} a - 2D \cos^2 a$$

$$c = x^2 + y^2 + D^2 \cos^2 a + 2xD \cos a - L^2$$

Para a outra equação:

$$a'.d_2^2 + b'.d_2 + c' = 0 \quad (14)$$

Onde:

$$a' = 1$$

$$b' = 2x \cos a - 2y \operatorname{sen} a - 2D \cos^2 a$$

$$c' = x^2 + y^2 + D^2 \cos^2 a - 2xD \cos a - L^2$$

Da mesma forma que o mecanismo anterior, esta resolução (equação de segundo grau) é simples em softwares matemáticos.

O encaminhamento da solução para a cinemática direta, onde quer se descobrir a posição do ponto P (x,y) dados os deslocamentos dos atuadores, segue.

$$x^2 - a'' \cdot x + y^2 + b'' \cdot y + c'' = 0 \quad (15)$$

Sendo que:

$$a'' = 2d_1 \cos a - 2D \cos a$$

$$b'' = -2d_1 \operatorname{sena}$$

$$c'' = d_1^2 - 2d_1 D \cos^2 a + D^2 \cos^2 a - L^2$$

E, para a equação (12):

$$x^2 - a''' \cdot x + y^2 + b''' \cdot y + c''' = 0 \quad (16)$$

Sendo que:

$$a''' = 2d_2 \cos a - 2D \cos a$$

$$b''' = -2d_2 \operatorname{sena}$$

$$c''' = d_2^2 - L^2 + D^2 \cos^2 a - 2d_2 D \cos^2 a$$

3.2.3 Equações de Velocidade

As equações de velocidade surgem através das derivadas das equações (11) e (12):

$$\frac{d}{dt} \left[d_1^2 + (-2x \cos a - 2y \operatorname{sen} a - 2D \cos^2 a) d_1 + (x^2 + y^2 + D^2 \cos^2 a + 2xD \cos a - L^2) \right] = 0$$

$$2d_1 \dot{d}_1 - 2D \cos^2 a \dot{d}_1 - 2 \cos ax \dot{d}_1 - 2 \cos ay \dot{d}_1 - 2 \operatorname{sen} a \dot{d}_1 - 2 \operatorname{sen} ay \dot{d}_1 + 2x \dot{x} + 2y \dot{y} + 2D \cos a \dot{x} = 0$$

$$(2d_1 - 2D \cos^2 a - 2 \cos ax - 2 \operatorname{sen} ay) \dot{d}_1 + (-2 \cos ad_1 + 2x + 2D \cos a) \dot{x} + (-2 \operatorname{sen} ad_1 + 2y) \dot{y} = 0 \quad (17)$$

$$\frac{d}{dt} \left[d_2^2 + (-2x \cos a - 2y \operatorname{sen} a - 2D \cos^2 a) d_2 + (x^2 + y^2 + D^2 \cos^2 a - 2xD \cos a - L^2) \right] = 0$$

$$2d_2 \dot{d}_2 + 2 \cos ax \dot{d}_2 - 2 \cos ay \dot{d}_2 - 2 \operatorname{sen} a \dot{d}_2 - 2 \operatorname{sen} ay \dot{d}_2 + 2x \dot{x} + 2y \dot{y} - 2D \cos a \dot{x} - 2D \cos^2 a \dot{d}_2 = 0$$

$$(2d_2 - 2D \cos^2 a - 2 \cos ax - 2 \operatorname{sen} ay) \dot{d}_2 + (2 \cos ad_2 + 2x - 2D \cos a) \dot{x} + (-2 \operatorname{sen} ad_2 + 2y) \dot{y} = 0 \quad (18)$$

As equações das velocidades em forma matricial podem ser observadas abaixo.

$$\begin{bmatrix} (-2 \cos ad_1 + 2x + 2D \cos a) & (-2 \operatorname{sen} ad_1 + 2y) \\ (2 \cos ad_2 + 2x - 2D \cos a) & (-2 \operatorname{sen} ad_2 + 2y) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{d}_1 \\ \dot{d}_2 \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} (2d_1 - 2D \cos^2 a - 2 \cos ax - 2 \operatorname{sen} ay) & 0 \\ 0 & (2d_2 - 2D \cos^2 a - 2 \cos ax - 2 \operatorname{sen} ay) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{d}_1 \\ \dot{d}_2 \end{bmatrix}$$

3.2.4 Equações de Aceleração

De forma análoga, as equações de aceleração são obtidas através das derivadas das equações (17) e (18):

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} (2d_1 - 2D \cos^2 a - 2 \cos ax - 2 \operatorname{sen} ay) \dot{d}_1 \\ (-2 \cos ad_1 + 2x + 2D \cos a) \dot{x} \\ (-2 \operatorname{sen} ad_1 + 2y) \dot{y} \end{bmatrix} = 0$$

$$2d_1^2 + 2d_1\dot{d}_1 - 2D\cos^2 a\dot{d}_1 - 2\cos a\dot{x} - 2\cos ax\dot{d}_1 - 2\text{sen}a\dot{y} - 2\text{sen}ay\dot{d}_1 - 2\cos a\dot{x} - 2\cos ad_1\dot{x} + 2\dot{x}^2 + 2x\dot{x} + 2D\cos a\dot{x} - 2\text{sen}a\dot{y} - 2\text{sen}ad_1\dot{y} + 2\dot{y}^2 + 2y\dot{y} = 0$$

$$(2d_1 - 2D\cos^2 a - 2\cos ax - 2\text{sen}ay)\dot{d}_1 - (-2\cos ad_1 + 2x + 2D\cos a)\dot{x} + (-2\text{sen}ad_1 + 2y)\dot{y} + (2d_1^2 + 2\dot{x}^2 + 2\dot{y}^2 - 4\cos a\dot{x} - 4\text{sen}ay\dot{y}) = 0 \quad (19)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} (2d_2 - 2D\cos^2 a - 2\cos ax - 2\text{sen}ay)\dot{d}_2 + \\ (2\cos ad_2 + 2x + 2D\cos a)\dot{x} \\ (-2\text{sen}ad_2 + 2y)\dot{y} \end{bmatrix} = 0$$

$$2d_2^2 + 2d_2\dot{d}_2 - 2D\cos^2 a\dot{d}_2 + 2\cos a\dot{x} + 2\cos ax\dot{d}_2 - 2\text{sen}a\dot{y} - 2\text{sen}ay\dot{d}_2 + 2\cos ad_2\dot{x} + 2\cos ad_2\dot{x} + 2\dot{x}^2 + 2x\dot{x} - 2D\cos a\dot{x} - 2\text{sen}ad_2\dot{y} - 2\text{sen}ad_2\dot{y} + 2\dot{y}^2 + 2y\dot{y} = 0$$

$$(2d_2 - 2D\cos^2 a - 2\cos ax - 2\text{sen}ay)\dot{d}_2 - (2\cos ad_2 - 2x - 2D\cos a)\dot{x} + (-2\text{sen}ad_2 + 2y)\dot{y} + (2d_2^2 + 2\dot{x}^2 + 2\dot{y}^2 - 4\cos a\dot{x} - 4\text{sen}ay\dot{y}) = 0 \quad (20)$$

Como já explicado anteriormente, as equações de aceleração não serão apresentadas em forma matricial, pela ausência de sentido físico na denominação de Jacobiano para as mesmas.

3.2.5 Matriz Jacobiana

Seguem as matrizes Jacobianas para o segundo mecanismo; como já mencionado, a análise de seus determinantes determina as singularidades de limite atingível $\det(Jq)=0$ e de controle $\det(Jx)=0$.

$$Jx = \begin{bmatrix} (-2\cos ad_1 + 2x + 2D\cos a) & (-2\text{sen}ad_1 + 2y) \\ (2\cos ad_2 + 2x - 2D\cos a) & (-2\text{sen}ad_2 + 2y) \end{bmatrix}$$

$$Jq = \begin{bmatrix} (2d_1 - 2D \cos^2 a - 2 \cos ax - 2 \operatorname{sen} ay) & 0 \\ 0 & (2d_2 - 2D \cos^2 a - 2 \cos ax - 2 \operatorname{sen} ay) \end{bmatrix}$$

Algumas ressalvas de projeto também se tornam válidas visando minimizar a ação das singularidades do mecanismo, sobretudo no interior do espaço de trabalho.

Por representar também uma solução de equação de segundo grau, os deslocamentos na cinemática inversa podem assumir dois valores. No caso deste mecanismo, somente um deles é viável, ou seja, representa um número real dentro do intervalo $(0 \leq d_1, d_2 \leq D)$. Ou seja, não há o problema *dual* de ângulos possíveis do mecanismo 5R.

Quanto à restrição dimensional das peças superiores, apontado na figura 3.2 (a) e (b), para a inclinação de 45° representada, somente comprimentos de barra próximos de $L/2$ apresentarão problemas. Para outras inclinações ($\alpha > 45^\circ$), a distância L_1 será determinante e solicitará atenção especial para o dimensionamento das peças de dimensão L .

Nas simulações serão retomados e discutidos estes aspectos.

3.2.6 Análise Dinâmica

A análise dinâmica do mecanismo PRRRP também será focada nos esforços de usinagem. A ferramenta também está situada em P, a força de usinagem produzida com inclinação δ (na figura *delta*) variará de acordo com o ângulo φ (na figura *fi*) e com os deslocamentos dos atuadores (d_1 e d_2).

Aqui as barras também não carregam momentos fletores e estão sujeitas à forças de tração e compressão apenas.

A figura 3.5 apresenta a decomposição da força de usinagem no ponto P e o diagrama de corpo livre com equilíbrio de forças das peças 2 e 5.

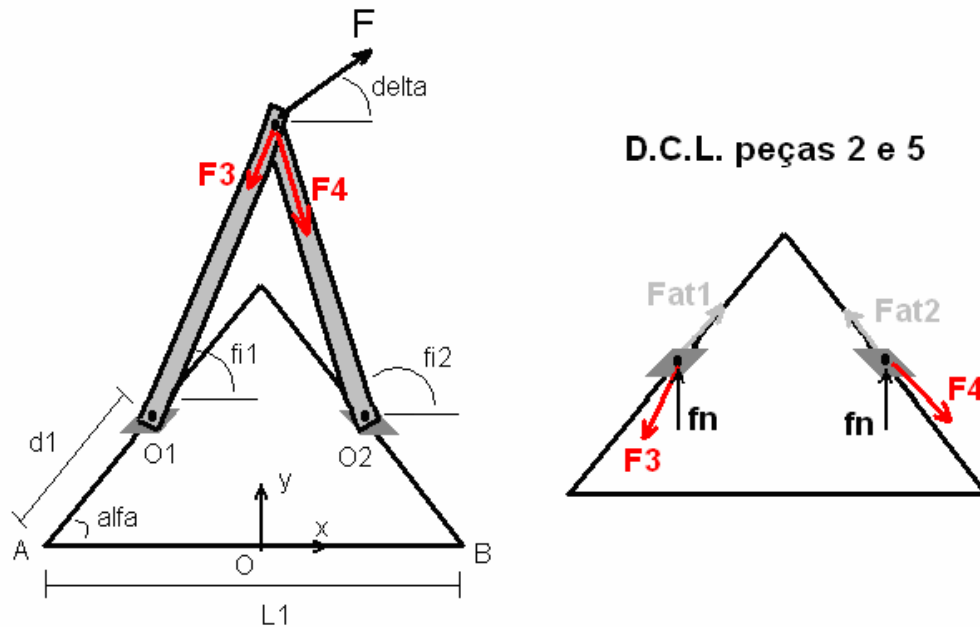


Figura 3.5 – Representação para análise dinâmica do mecanismo PRRRP

A força transferida para a barra (peça 3), no lado esquerdo, determina a força resistiva no atuador 1, F_{at1} :

$$(x, y) = (L \cos j_1, L \sin j_1) + (d_1 \cos a, d_1 \sin a) + (-D \cos a, 0)$$

$$\cos j_1 = \frac{x - d_1 \cos a + D \cos a}{L}$$

$$\sin j_1 = \frac{y - d_1 \sin a}{L}$$

Ao transportar a força para o ponto O1, os ângulos relevantes passam a ser o φ_1 (da peça 3) e α (da peça 2). O equilíbrio de forças no ponto O1 apresenta:

$$F_{at1} = F \cos(j_1 - a) \quad (21)$$

Transferindo-se a força F para o lado direito, têm-se F_{at2} :

$$(x, y) = (L \cos j_2, L \operatorname{sen} j_2) + (-d_2 \cos a, d_2 \operatorname{sen} a) + (D \cos a, 0)$$

$$\cos j_2 = \frac{x + d_2 \cos a - D \cos a}{L}$$

$$\operatorname{sen} j_2 = \frac{y - d_2 \operatorname{sen} a}{L}$$

$$F_{at2} = F \cos(180 - j_2 - a) \quad (22)$$

3.2.7 Área de Trabalho

A determinação do espaço ou área de trabalho é normalmente realizada via análise geométrica das peças do mecanismo ou discretização de pontos atingíveis pelo mesmo, validado através da cinemática inversa.

A área de trabalho para o mecanismo PRRRP também será determinada por discretização nesta análise, através de software matemático.

3.2.8 Índices de Desempenho

De forma análoga ao mecanismo anterior, quatro modelos serão determinados com base na variação de adimensionais.

Para este mecanismo, entretanto, a literatura não oferece atlas ou gráficos quantitativos para direcionar a pré-seleção; o trabalho de Liu; Wang e Pritschow (2006c), por exemplo, aborda somente um valor fixo para o parâmetro α .

Optou-se pela determinação de adimensionais relevantes e levantamento de curvas pertinentes à seleção, como área de trabalho e área

útil para diferentes especificações. Não há pretensão de construção de atlas para este mecanismo.

As tarefas específicas de usinagem (ou caminhos a percorrer pela ferramenta) serão as mesmas do mecanismo 5R. Pretende-se também analisar e discutir os resultados das simulações.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para as simulações, seguindo exemplos executados em Snyman e Smit (2002) e Palmqvist (2003), serão estabelecidas tarefas específicas para movimentação dos mecanismos. As três tarefas determinam trechos de usinagem que abrangem a maioria das operações de fresamento cilíndrico.

A figura 4.1 a seguir mostra o percurso da ferramenta nas três tarefas e o sentido da mesma.

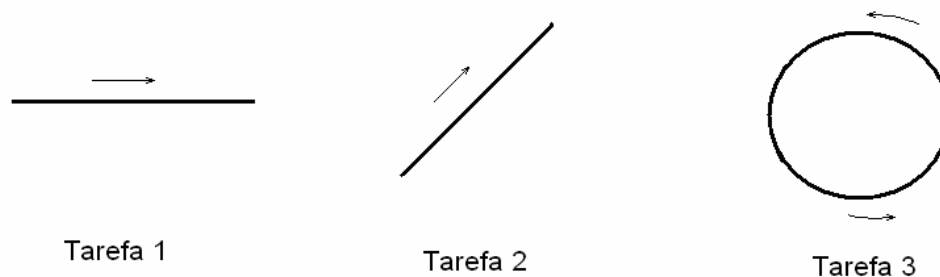


Figura 4.1 – Tarefas para as simulações dos mecanismos propostos

Um cuidado especial será tomado para que as tarefas estejam dentro do espaço de trabalho dos dois mecanismos estudados e seus modelos. Para cada um dos ensaios, as tarefas serão assinaladas juntamente com o espaço de trabalho do mecanismo.

Nestas tarefas, serão discutidos aspectos relevantes às curvas de velocidade e esforços das configurações propostas.

A velocidade a ser analisada será a composição quadrática da velocidade dos dois atuadores, ou seja, para cada tarefa, conforme a equação:

$$V_{comp} = \sqrt{V_{d1}^2 + V_{d2}^2}$$

Assim, caso haja uma velocidade instantânea alta para um dado atuador e, no mesmo instante, a velocidade do outro atuador seja baixa, os

efeitos serão minimizados. De forma análoga, velocidades de mesma intensidade e sentidos opostos terão seus efeitos somados e não anulados.

Foi estabelecido um perfil trapezoidal para as velocidades de entrada e máximo valor unitário; embora atenuações de aceleração através de *jerk* sejam utilizadas em equipamentos comerciais.

A aceleração representa 20% do período total e a desaceleração tem a mesma proporção; o período total para cada tarefa é fixo e unitário, no valor de um segundo.

Para os esforços, algumas simplificações também foram adotadas.

Apesar da operação de fresamento representar uma operação de usinagem complexa, onde a determinação da intensidade e sentido de aplicação da força de usinagem não é trivial; a direção de aplicação desta força será a mesma do movimento e esta força terá sentido oposto ao movimento da ferramenta.

Outra simplificação está na adoção de esforço de entrada unitário, de forma a facilitar a análise percentual dos esforços de saída.

Nos resultados haverá composição semelhante à adotada para as velocidades; porém os gráficos individuais também serão apresentados. Entende-se que, caso haja um esforço especificamente alto em dado instante, mesmo que isolado em um dos atuadores, seus efeitos podem inviabilizar a continuação de um projeto.

Os critérios de avaliação e seleção estão relacionados com a análise das curvas velocidade e esforços nos atuadores. Também será priorizado o espaço de trabalho do mecanismo uma vez que é item crítico para as arquiteturas paralelas.

Para o primeiro critério de avaliação, o melhor modelo será aquele que apresentar menores variações de velocidade nas juntas atuadas, ou seja, para velocidades de ferramenta unitárias (velocidade de entrada), o melhor resultado será do modelo com menores velocidades nos atuadores e, conseqüentemente, maior facilidade de controle.

Para os esforços de usinagem, o critério de escolha será o mesmo. Isto gerará a otimização indireta da máquina, através da minimização dos contra-esforços e atuadores (tamanho e potência).

4.1 Mecanismo RRRRR ou 5R

São propostos quatro modelos diferentes para este mecanismo, ou quatro montagens distintas. Estes modelos foram selecionados através de estudos de desempenho da literatura: Liu; Wang e Pritschow (2006b). Cada um dos modelos tem uma “posição” diferente no trapézio mostrado nas figuras 2.24 e 2.25, ou seja, espera-se que cada um deles tenha um comportamento distinto segundo os autores.

O posicionamento dos quatro modelos no trapézio proposto por Liu; Wang e Pritschow (2006a) está na figura 4.2.

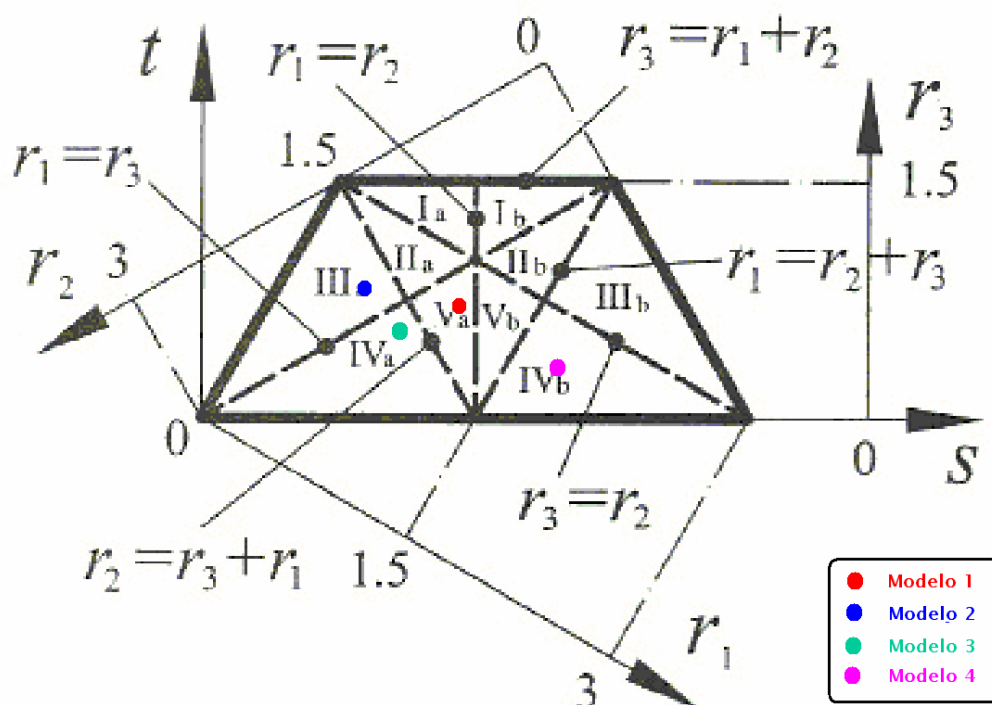


Figura 4.2 – Modelos do mecanismo 5R e posição no atlas de Liu; Wang e Pritschow (2006a)

Tomando-se por base a distinção feita por Liu; Wang e Pritschow (2006a) em seu trabalho, os adimensionais (r_1 , r_2 e r_3) também adquirem valores diferentes. Os valores dos adimensionais para cada modelo podem ser observados na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Adimensionais r_1 , r_2 e r_3 para o mecanismo 5R

Modelo	L1 (mm)	L2 (mm)	D (mm)	r_1	r_2	r_3
1	180	216	216	1,0714	1,2857	0,6429
2	90	288	270	0,5263	1,6842	0,7895
3	110	220	165	0,8	1,6	0,6
4	220	120	80	1,7368	0,9474	0,3158

De forma análoga, há diferença na determinação dos modelos segundo os adimensionais propostos por Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodriguez e Angeles (2001). Têm-se valores diferentes de λ e μ , gerando perfis diferentes de áreas de trabalho. O valor destes adimensionais está na tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Adimensionais λ e μ dos quatro modelos para o mecanismo 5R

Modelo	L1 (mm)	L2 (mm)	D (mm)	λ	μ
1	180	216	216	1	0,833
2	90	288	270	1,067	0,333
3	110	220	165	1,333	0,667
4	220	120	80	1,5	2,75

As dimensões dos quatro modelos podem ser observadas na tabela 4.3 e nas figuras 4.3 e 4.4 abaixo.

Tabela 4.3 – Dimensões dos quatro modelos para o mecanismo 5R

Modelo	L1 (mm)	L2 (mm)	D (mm)
1	180	216	216
2	90	288	270
3	110	220	165
4	220	120	80

A figura 4.3 apresenta ilustrações simples para os quatro modelos e a figura 4.4 ilustra as características dimensionais nos mesmos.

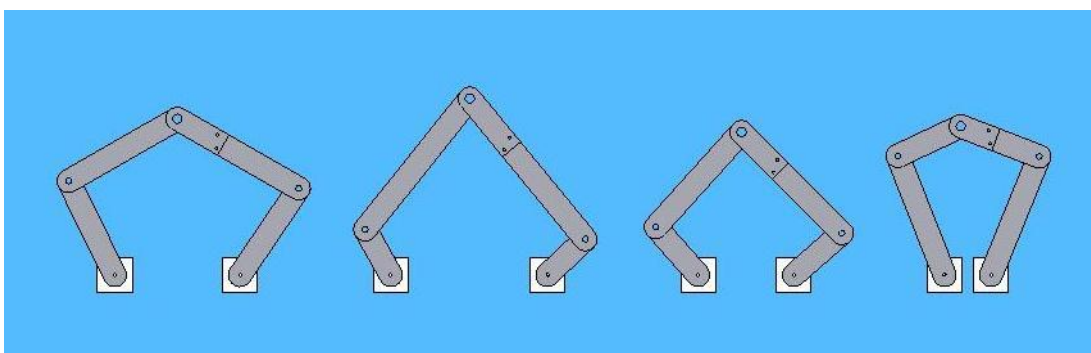


Figura 4.3 – Modelos do mecanismo 5R para as simulações

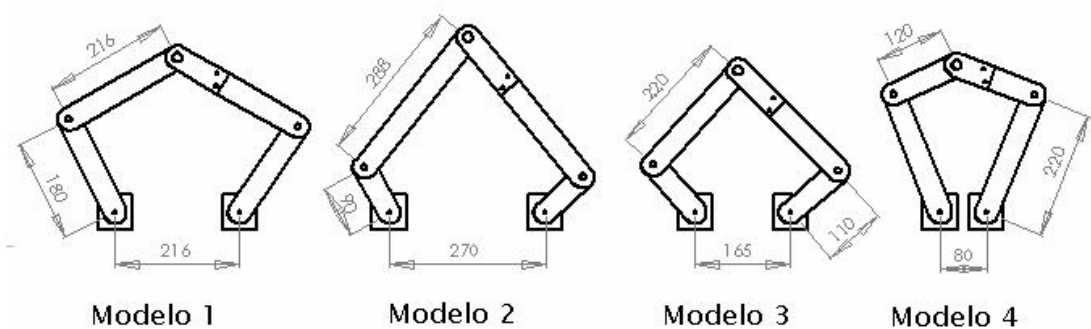


Figura 4.4 – Modelos do mecanismo 5R e dimensões

4.1.1 Área de trabalho

Conforme esperado, há variação da área de trabalho com variação dos parâmetros construtivos. As próximas figuras mostram as áreas de

trabalho para os quatro modelos e as áreas sobrepostas; a escala utilizada nas figuras é a mesma, visando uma análise direta e comparativa entre as áreas.

A figura 4.5 apresenta a área de trabalho total para o primeiro modelo.

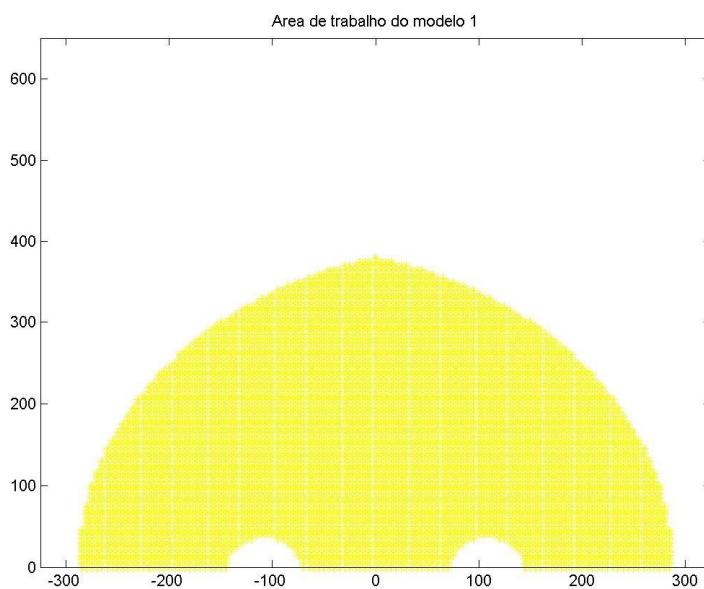


Figura 4.5 - Área de trabalho para o modelo 1

A figura 4.6 apresenta a área de trabalho total para o segundo modelo do mecanismo 5R.

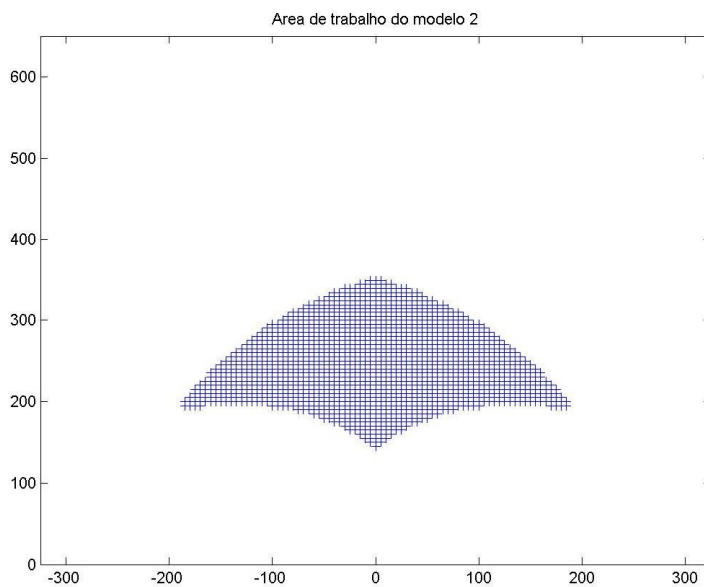


Figura 4.6 - Área de trabalho para o modelo 2

A área total do terceiro modelo do mecanismo é apresentada na figura 4.7.

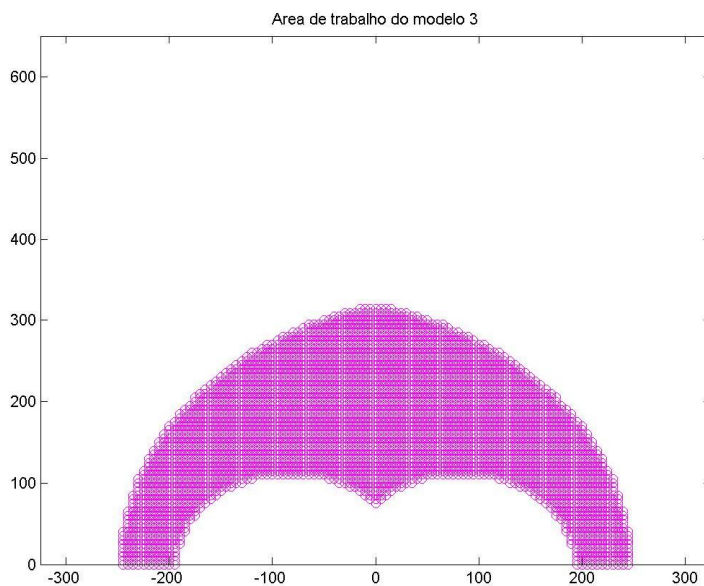


Figura 4.7 - Área de trabalho para o modelo 3

Finalmente, a área de trabalho total para o quarto modelo está na figura 4.8 e as áreas sobrepostas e válidas ($y > 0$) é mostrada na figura 4.9.

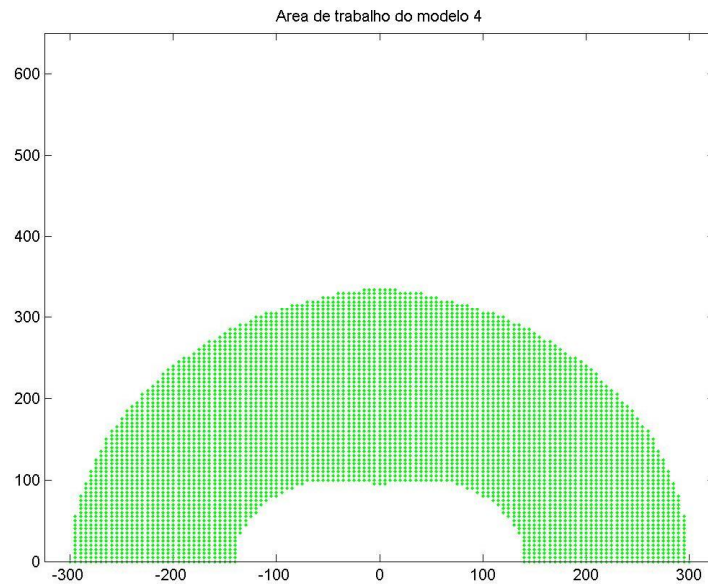


Figura 4.8 - Área de trabalho para o modelo 4

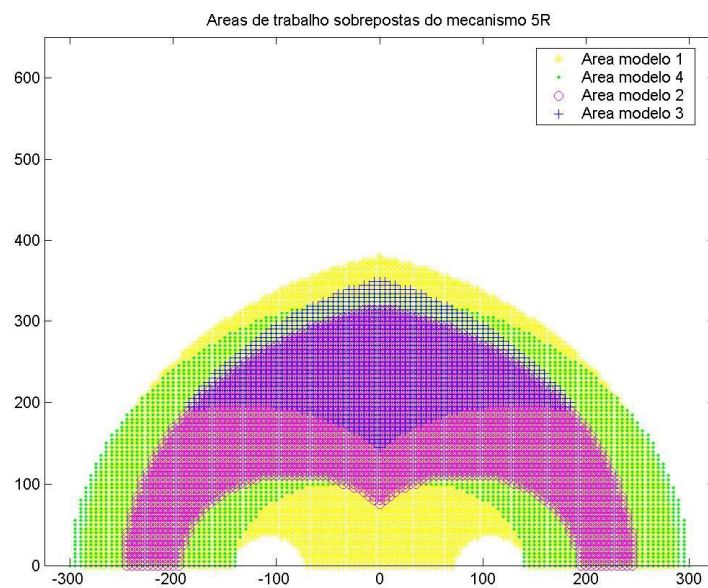


Figura 4.9 - Áreas de trabalho dos modelos sobrepostos

Comparando as áreas de trabalho vê-se que o primeiro e o quarto modelos têm áreas maiores que os demais.

Percebe-se também que há uma área comum para os modelos; esta área será utilizada para a programação das tarefas, ou seja, a operação de usinagem será a mesma, independente do modelo do mecanismo adotado, minimizando efeitos indesejáveis e aprimorando a análise dos resultados.

As figuras 4.10, 4.11, 4.12 e 4.13 mostram as três tarefas e cada uma delas dentro das áreas de trabalho sobrepostas.

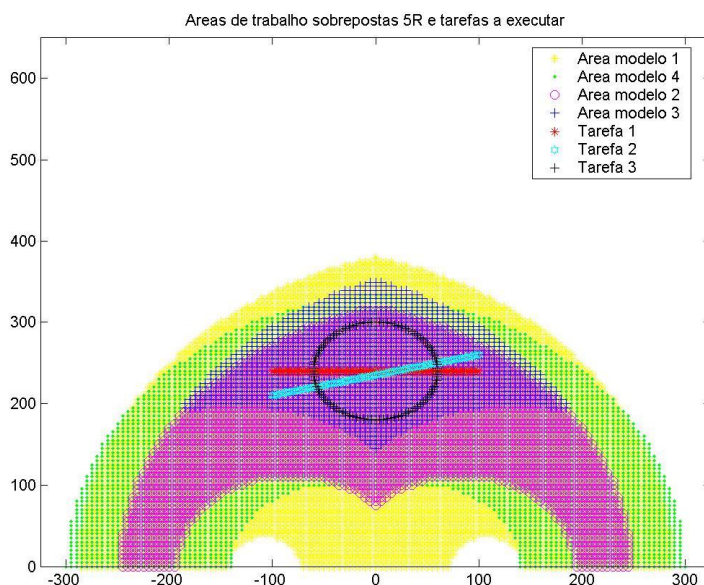


Figura 4.10 – Tarefas dentro das áreas de trabalho sobrepostas

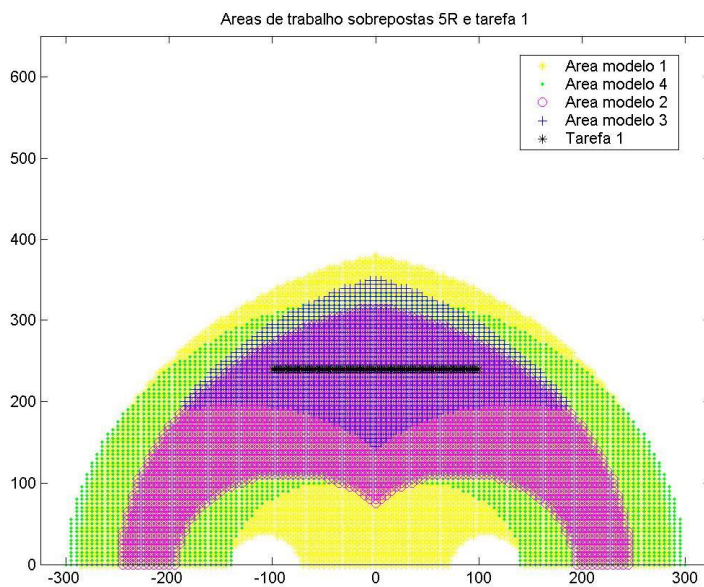


Figura 4.11 – Tarefa 1 dentro das áreas de trabalho sobrepostas

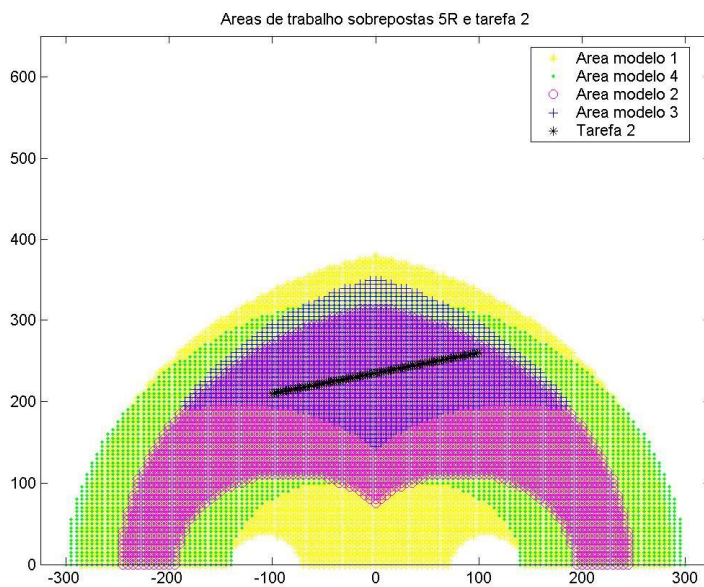


Figura 4.12 – Tarefa 2 dentro das áreas de trabalho sobrepostas

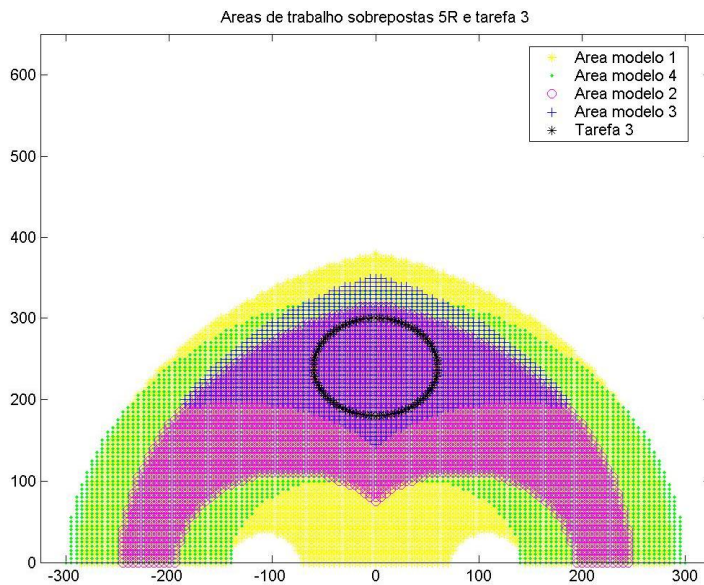


Figura 4.13 – Tarefa 3 dentro das áreas de trabalho sobrepostas

4.1.2 Tarefa 1 – “Linha reta”

Para a primeira tarefa, seguirão figuras com os resultados obtidos das análises de velocidade e forças nos atuadores para os quatro modelos.

Os parâmetros para a tarefa 1 podem ser observados na tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Parâmetros da tarefa 1 - mecanismo 5R

Tarefa	Ponto Inicial	Ponto Final
1	(-100, 240)	(100, 240)

A figura 4.14 apresenta o perfil da velocidade de entrada na ferramenta para a tarefa.

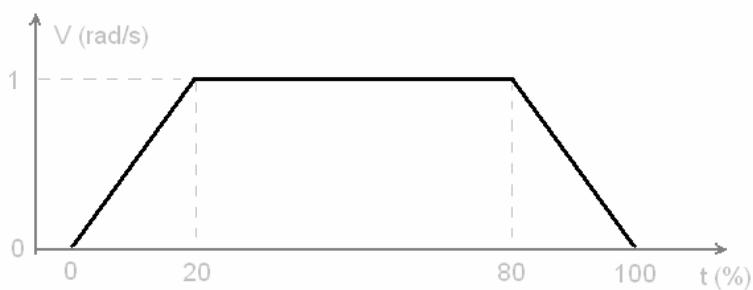


Figura 4.14 – Perfil de velocidade de entrada para a tarefa 1 – na ferramenta

Antes de apresentar os resultados da velocidade composta para a primeira tarefa, é conveniente destacar o efeito da composição adotada. A figura 4.15 a seguir apresenta as velocidades dos atuadores para o modelo 3 e a composição das mesmas; nota-se com facilidade a minimização dos efeitos descritos anteriormente.

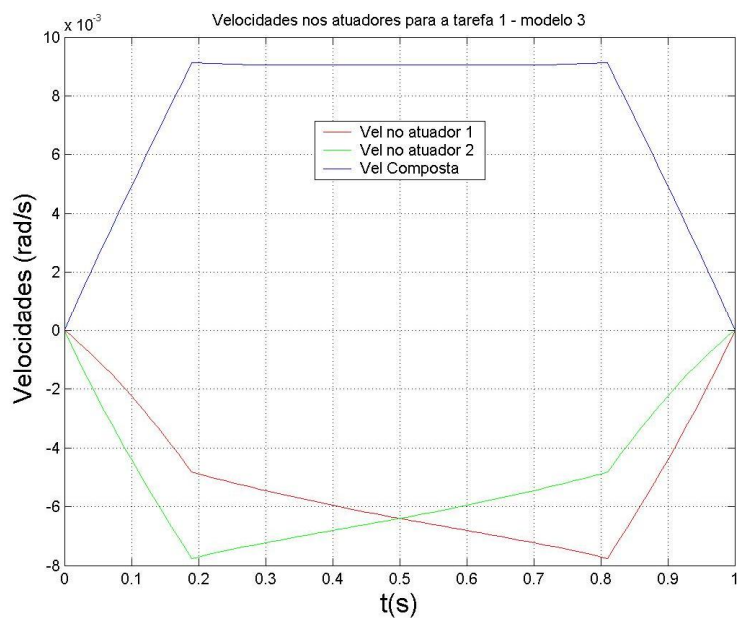


Figura 4.15 – Composição de velocidades dos atuadores para a tarefa 1 – modelo 3

Na figura 4.16 segue o resultado obtido para a tarefa 1, comparados os quatro modelos.

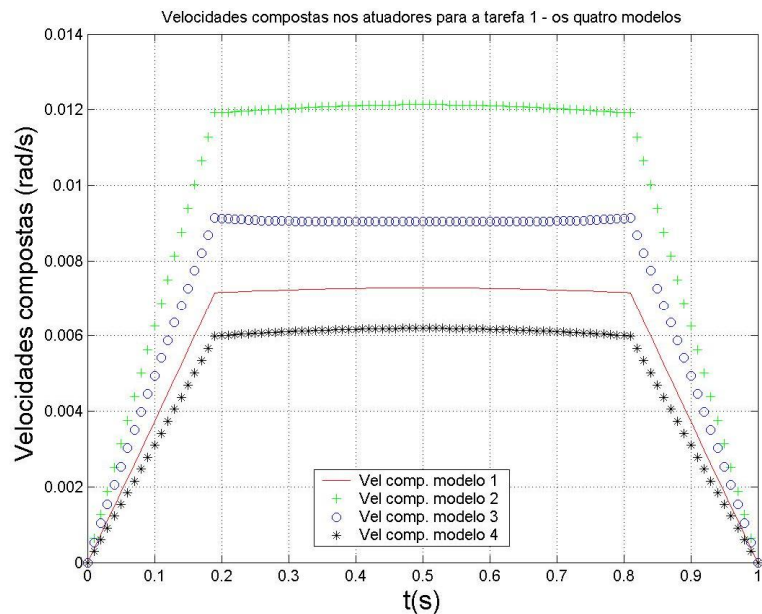


Figura 4.16 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 1

A análise do gráfico da figura 4.16 mostra diretamente que o modelo 4 é o melhor para a tarefa, seguido pelos modelos 1, 3 e 2. Entretanto, em termos absolutos, o valor máximo observado de 0,012 rad/s não representa um desafio em termos de controle.

Para fins comparativos, serão apresentados os resultados para cada atuador, com os quatro modelos nas figuras 4.17 e 4.18.

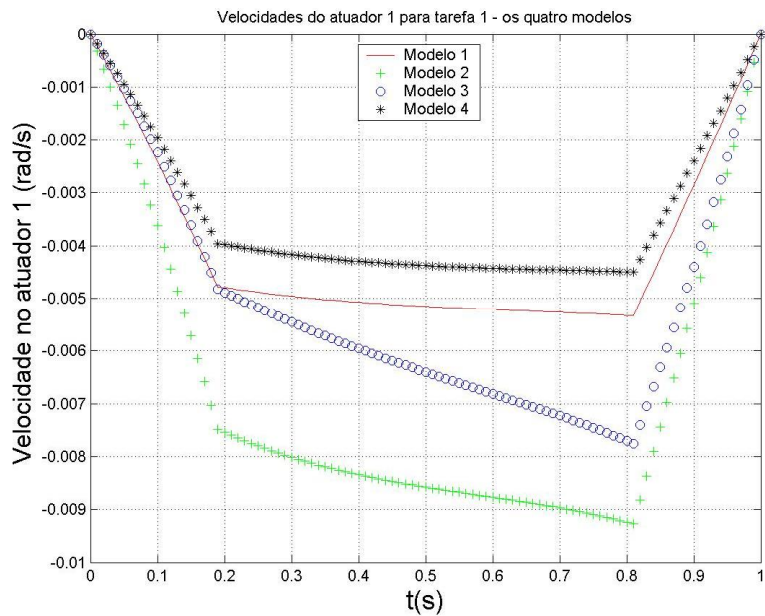


Figura 4.17 - Velocidades do atuador 1 para a tarefa 1

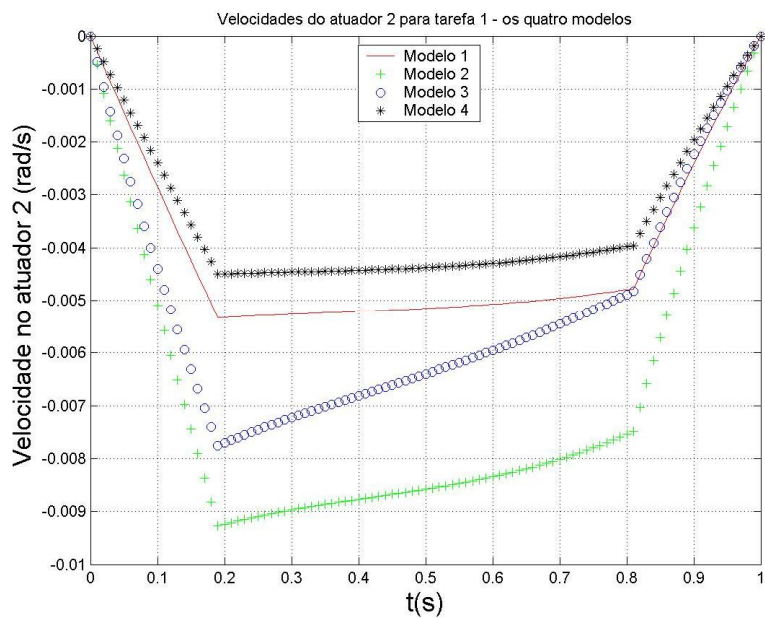


Figura 4.18 - Velocidades do atuador 2 para a tarefa 1

Os resultados para os dois atuadores são semelhantes se comparados aos obtidos através da velocidade composta; ordenados do melhor para o pior resultado, estão os modelos 4, 1, 3 e 2.

Para os esforços, primeiramente será apresentado o resultado da composição quadrática, semelhante ao apresentado para as velocidades e, em seguida, os resultados dos quatro modelos por atuador. O gráfico obtido para análise dos esforços compostos segue na figura 4.19.

Vale ressaltar que o ângulo de aplicação do esforço de usinagem é 180° . Como estabelecido anteriormente, a direção da força é a mesma do movimento e o sentido é oposto a este.

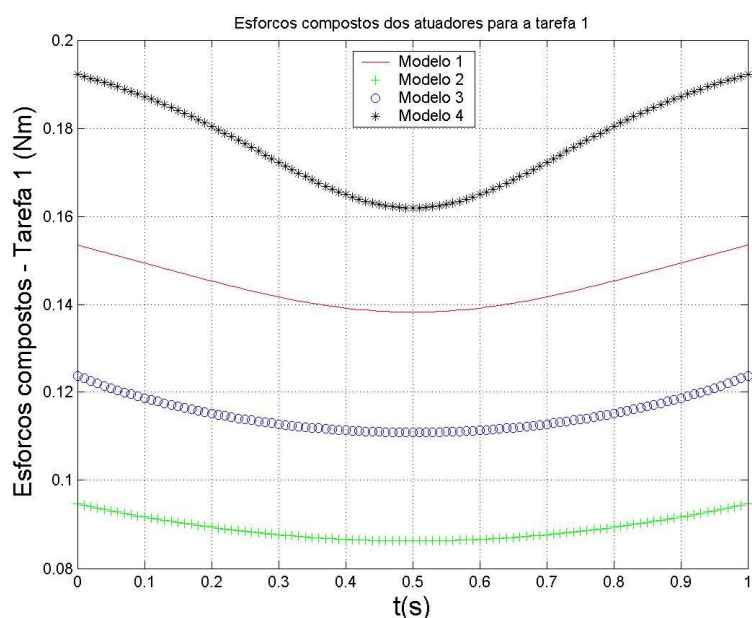


Figura 4.19 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 1

A análise do gráfico da figura 4.19 mostra que o modelo 2 apresenta menores valores de esforço nos atuadores, sendo a melhor para a tarefa. A ordem decrescente dos modelos é: 2, 3, 1 e 4.

Estes resultados se contrapõem aos observados na análise de velocidades, denotando em primeira análise características antagônicas.

Como explicado anteriormente, serão apresentados também os gráficos comparativos de esforços para cada atuador, com os quatro modelos. A figura 4.20 apresenta o torque no atuador 1 e a figura 4.21 o torque para o atuador 2.

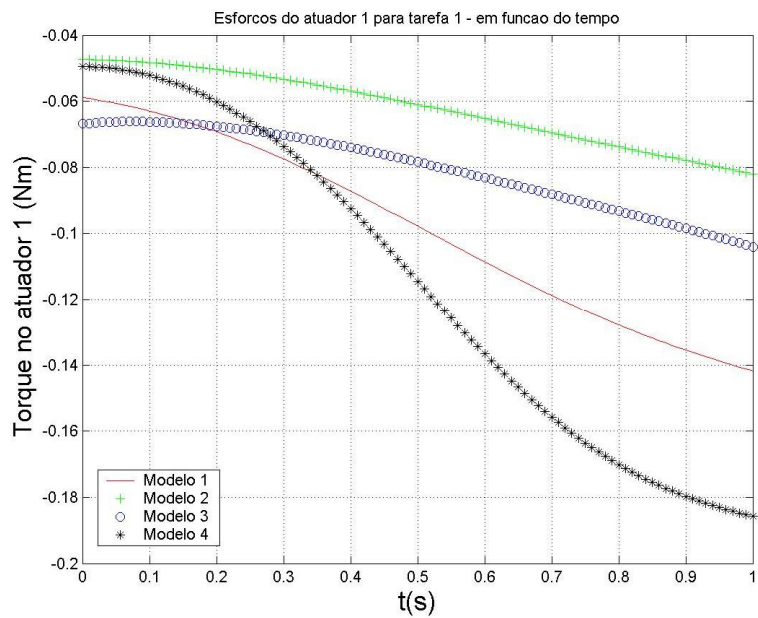


Figura 4.20 – Torque no atuador 1 para a tarefa 1

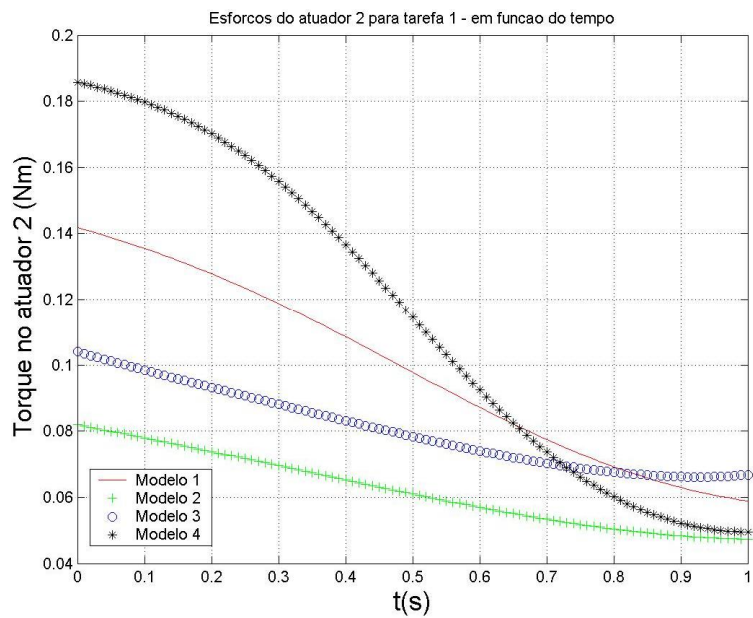


Figura 4.21 – Torque no atuador 2 para a tarefa 1

A análise dos torques isolados por atuador não apresenta variação quanto à classificação dos modelos; a ordem decrescente dos mesmos continua sendo: 2, 3, 1 e 4 para a tarefa 1.

4.1.3 Tarefa 2 – “Rampa”

Para a tarefa 2 ou “rampa”, os resultados serão apresentados de forma semelhante.

Os parâmetros da tarefa 2 estão na tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Parâmetros da tarefa 2 - mecanismo 5R

Tarefa	Ponto Inicial	Ponto Final
2	(-100, 210)	(100, 260)

A velocidade de entrada obedece o perfil definido. Porém, para esta tarefa, ela possui componentes nos dois eixos do plano. A figura 4.22 apresenta os dois perfis de velocidade de entrada para a tarefa.

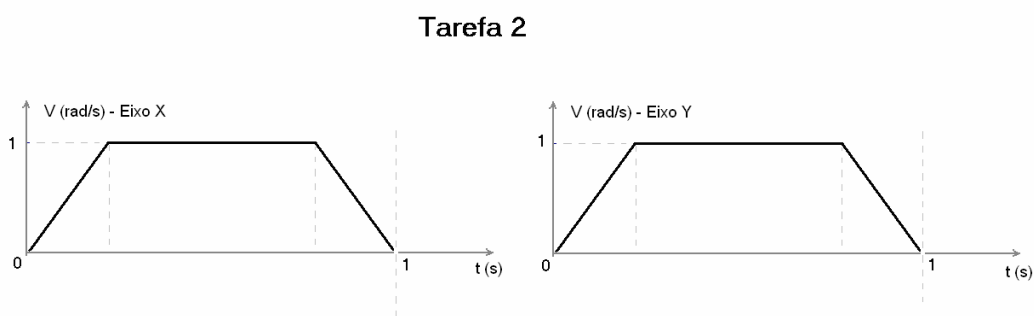


Figura 4.22 – Perfis de velocidades de entrada para a tarefa 2 – “rampa”

A figura 4.23 ilustra o resultado das velocidades compostas para a tarefa 2, comparando-se os quatro modelos.

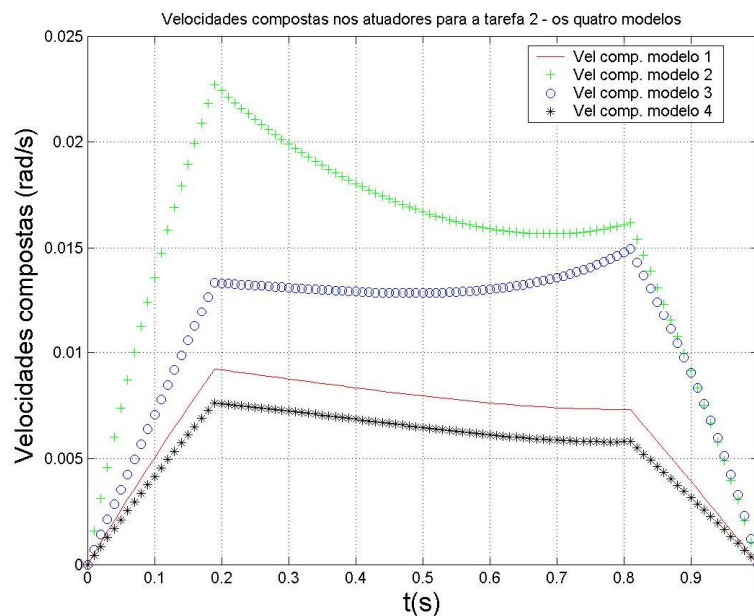


Figura 4.23 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 2

Os resultados para a tarefa 2 são semelhantes aos obtidos na tarefa anterior, ou seja, o melhor modelo é o de número 4 e o pior é o 2. Aqui também os valores absolutos não são representativos para uma eliminação.

No entanto, esta análise qualitativa torna-se aplicável para exemplos reais, com maiores velocidades de entrada.

A figura 4.24 apresenta os esforços compostos para a tarefa 2. De forma análoga à tarefa 1, o ângulo de aplicação do esforço de usinagem é tal que o sentido seja oposto ao movimento. Para a tarefa assinalada, este ângulo vale aproximadamente 14° .

Após a apresentação dos esforços compostos, seguirão as figuras 4.25 e 4.26 com os resultados dos esforços no atuador 1 e no atuador 2, respectivamente, para os quatro modelos.

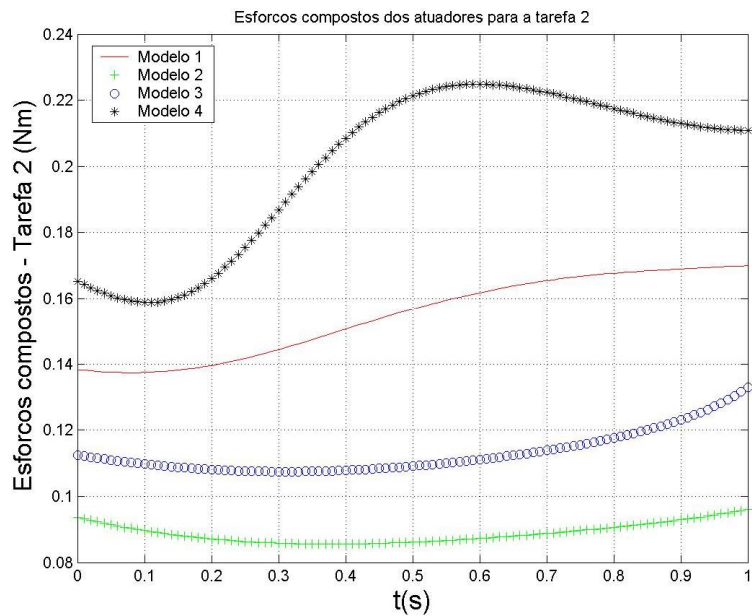


Figura 4.24 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 2

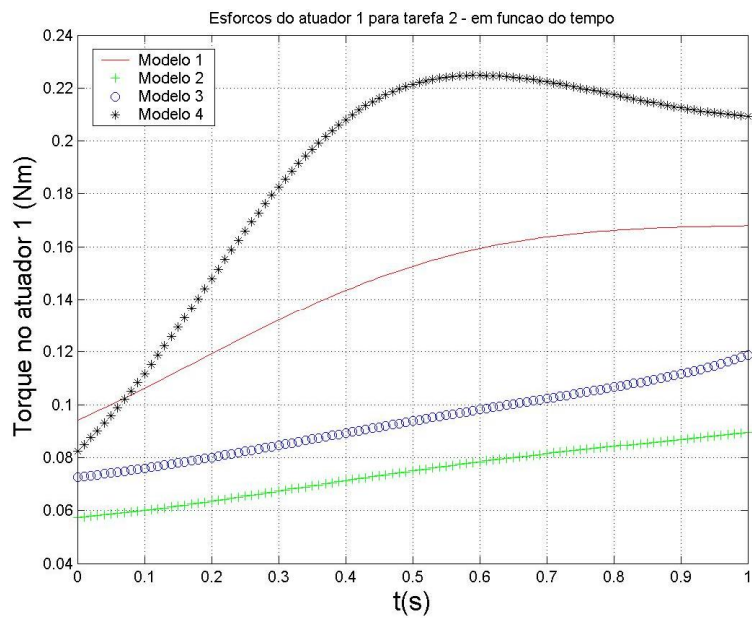


Figura 4.25 – Torque no atuador 1 para a tarefa 2

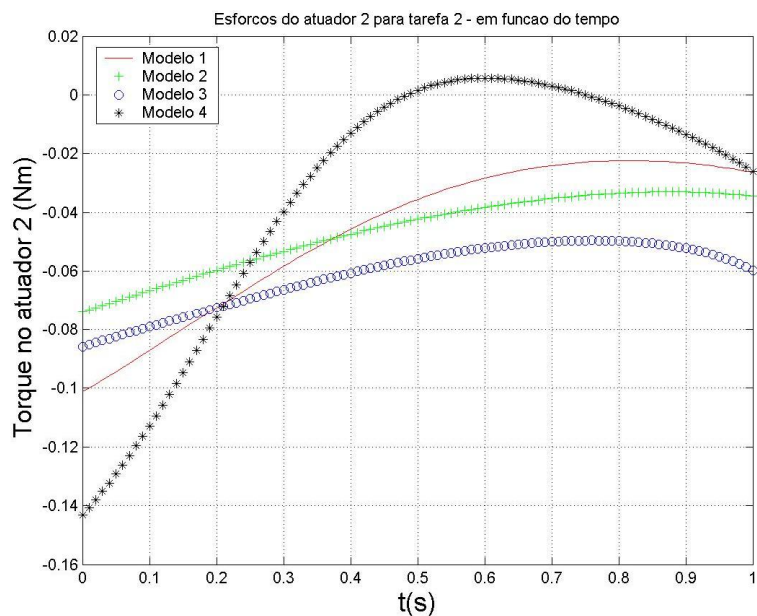


Figura 4.26 – Torque no atuador 2 para a tarefa 2

A análise dos esforços para a tarefa 2 mantém a classificação observada na tarefa 1, onde o modelo 2 apresenta os menores esforços e o modelo 4 os piores.

Em linhas gerais, a ordem decrescente para os modelos se mantém: 2, 3, 1 e 4. E não há diferenças entre a composição dos torques e a análise em separado dos mesmos para a tarefa 2.

4.1.4 Tarefa 3 – “circunferência”

Para a tarefa 3, os resultados estão abaixo, seguindo a mesma ordem de apresentação.

Os parâmetros para a tarefa 3 estão na tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Parâmetros da tarefa 3 - mecanismo 5R

Tarefa	Centro	Raio
3	(0, 240)	60 mm

Para esta tarefa, é o módulo da velocidade circular que apresenta perfil trapezoidal (idêntico ao apresentado na figura 4.14). A velocidade perpendicular instantânea é calculada ponto a ponto. Os resultados compostos estão na figura 4.27.

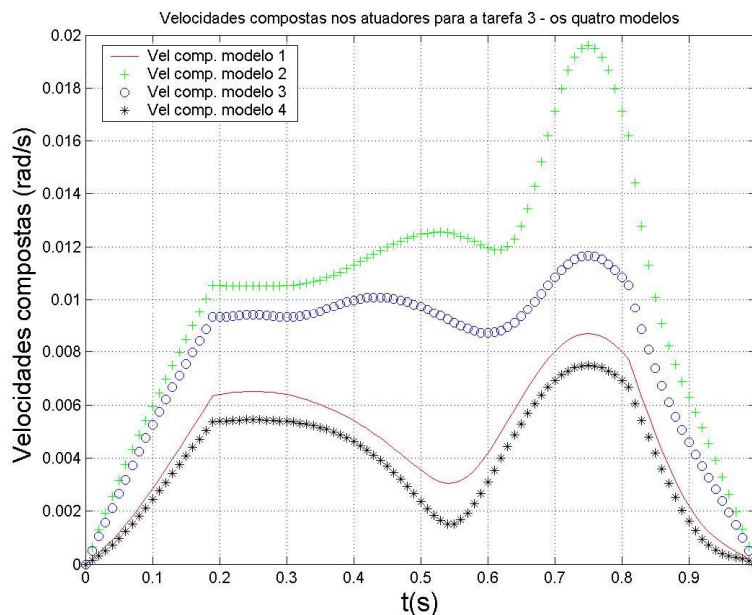


Figura 4.27 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 3

Uma vez mais os resultados mostram os modelos ordenados em 4, 1, 3 e 2 para as velocidades, ou a facilidade de controle. Sendo que o modelo 4 é o melhor e o modelo 2, o pior.

Para eliminar eventuais dúvidas, nesta tarefa também serão analisadas em separado as velocidades nos atuador 1 e 2. Estes gráficos seguem nas figuras 4.28 e 4.29.

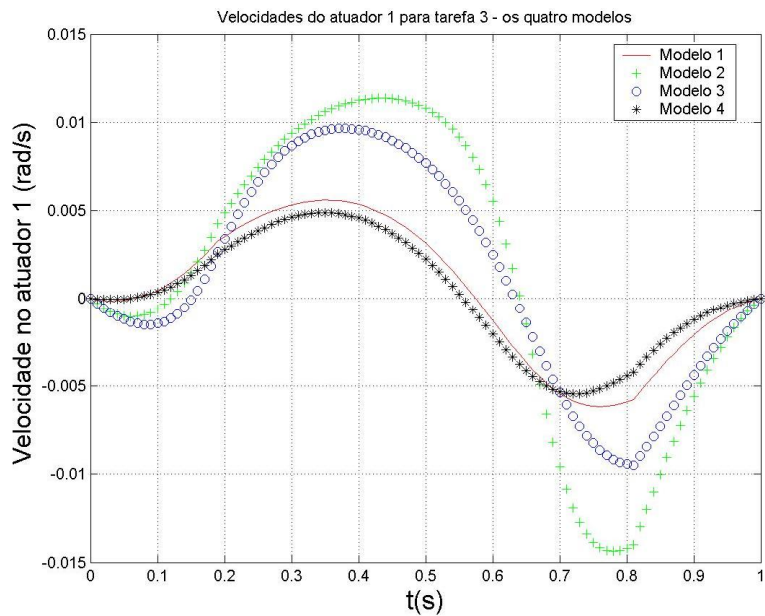


Figura 4.28 - Velocidades do atuador 1 para a tarefa 3

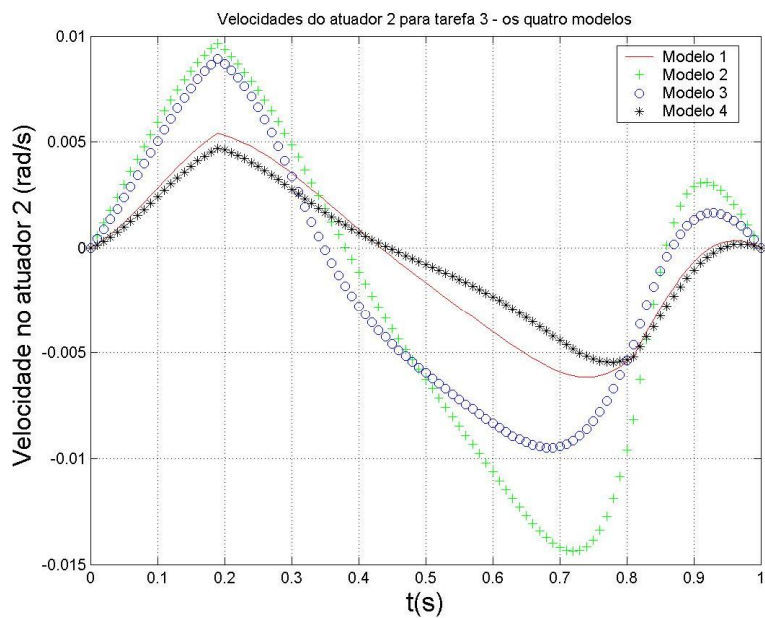


Figura 4.29 - Velocidades do atuador 2 para a tarefa 3

As figuras 4.28 e 4.29 apresentadas eliminam qualquer dúvida e reafirmam a ordem decrescente já conhecida para o critério velocidade: modelos 4, 1, 3 e 2.

Na circunferência, o ângulo de aplicação da força de usinagem também varia conforme a trajetória, mas a intensidade se mantém constante.

Os esforços compostos para a tarefa 3 seguem na figura 4.30.

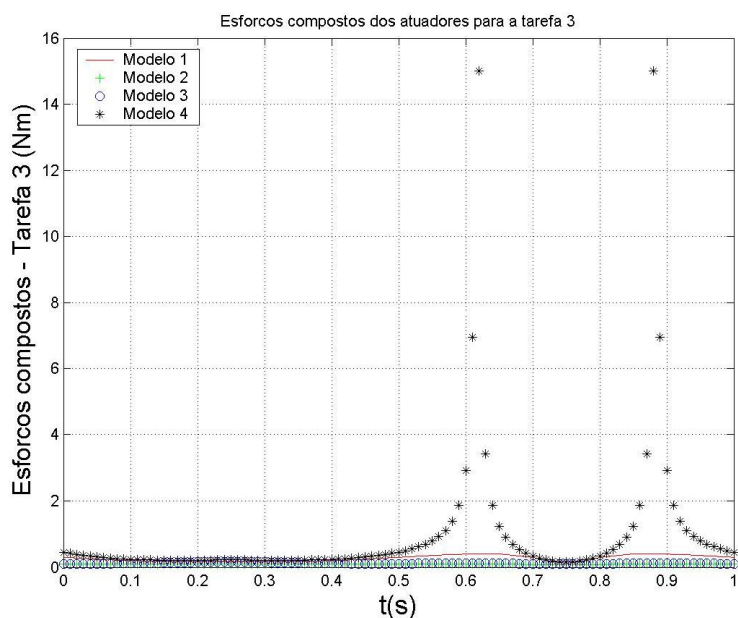


Figura 4.30 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 3

Aqui vê-se que o modelo 4 apresenta esforços muito elevados, perto de quinze vezes o valor do esforço na ferramenta. Tal resultado incapacita o modelo 4, tornando-o inviável para a sequência de um projeto.

Estes dois valores elevados se devem a singularidades presentes no interior do espaço de trabalho do modelo 4.

As figuras 4.31 e 4.32 apresentam a tarefa 3 e a posição do modelo 4 nas proximidades dos dois pontos singulares, com a determinação das singularidades.

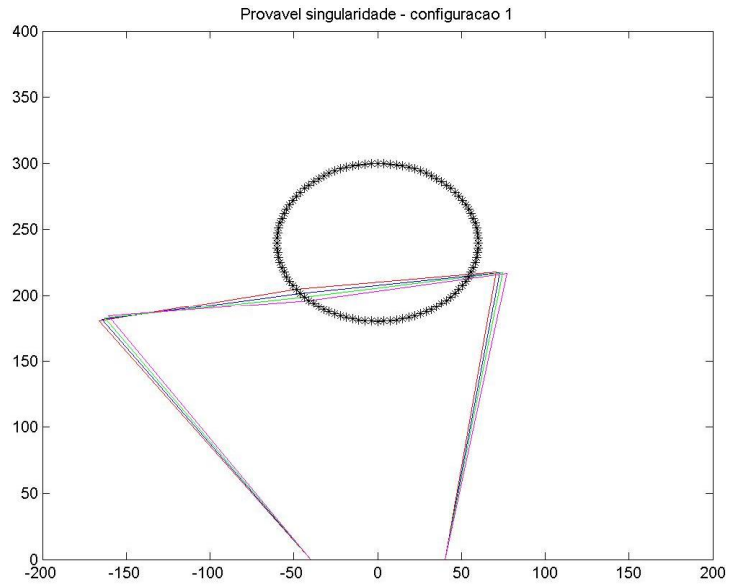


Figura 4.31 – Configuração singular para a tarefa 3 – modelo 4

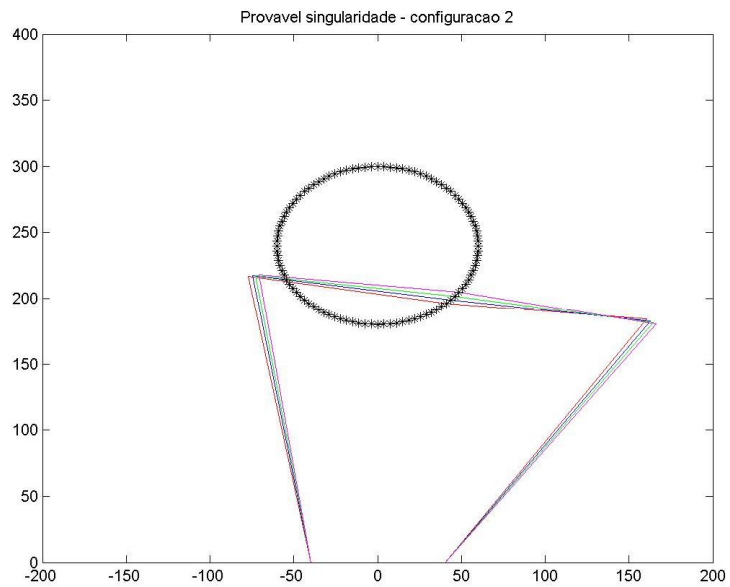


Figura 4.32 – Outra configuração singular para a tarefa 3 – modelo 4

As singularidades, pelo alinhamento das duas barras superiores, são perceptíveis nas figuras 4.31 e 4.32. Nestes pontos há dificuldade de controle e esforços elevados na ferramenta, conforme figura 4.30.

A figura 4.33 apresenta os esforços compostos sem o modelo 4. Os resultados dos esforços por atuador também não considerarão o modelo 4; estes resultados são mostrados nas figuras 4.34 e 4.35.

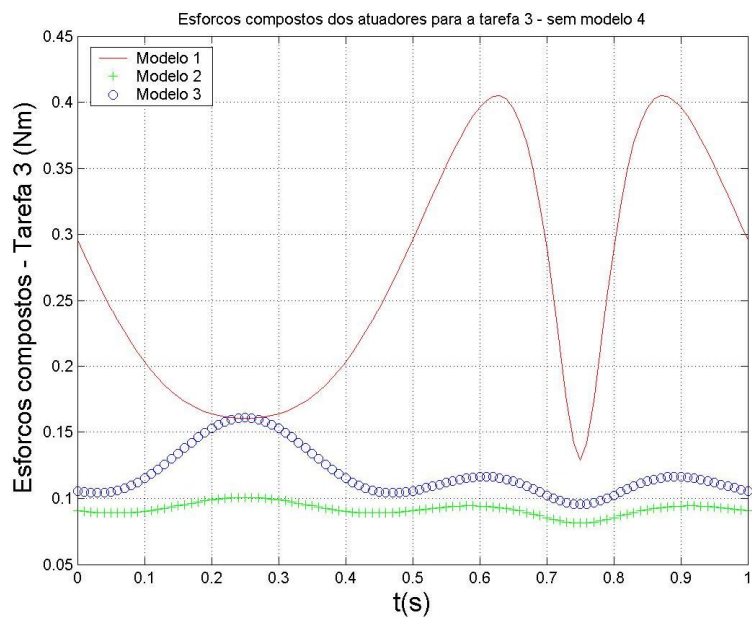


Figura 4.33 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 3 – sem o modelo 4

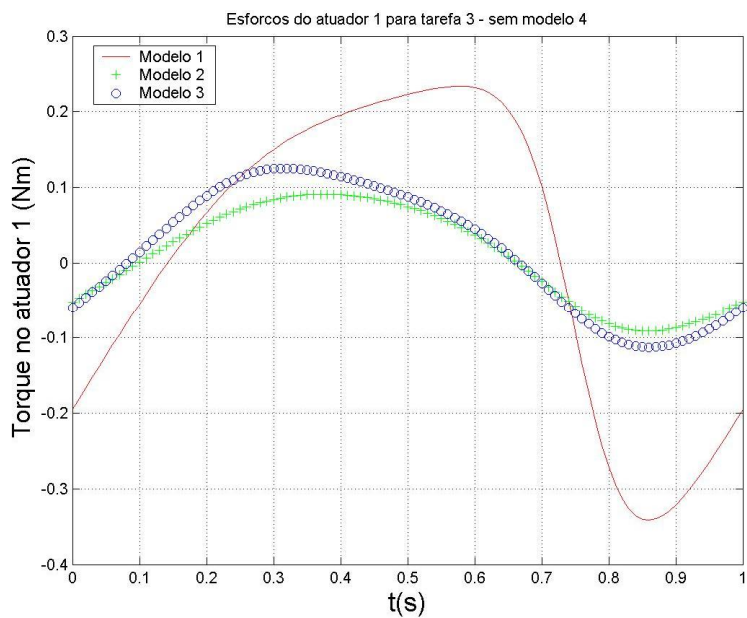


Figura 4.34 – Torque no atuador 1 para a tarefa 3 – sem o modelo 4

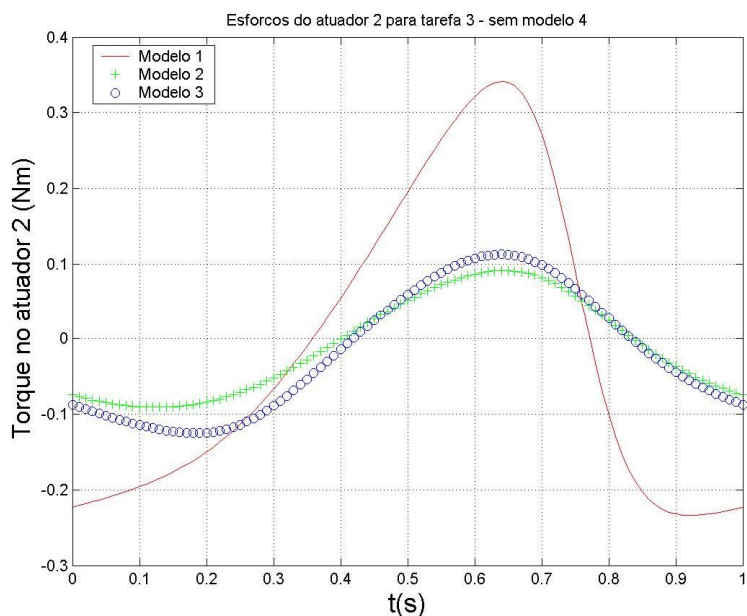


Figura 4.35 – Torque no atuador 2 para a tarefa 3 – sem o modelo 4

Analisando os esforços para a tarefa 3, tem-se, com a exclusão do modelo 4, a mesma classificação das outras tarefas. O modelo 2 é o melhor por apresentar menores esforços absolutos em todas as análises e o modelo 1 é o pior.

O mesmo comportamento observado na figura 4.26 se repete nas figuras 4.34 e 4.35; entretanto na tarefa 3 há mudança no sentido da aplicação da força de usinagem, devido às características da própria tarefa.

4.1.5 Adimensionais

Uma última análise merece consideração: com base na literatura existente sobre os mecanismos 5R, Liu; Wang e Pritschow (2006a) e Liu; Wang e Pritschow (2006b), estabeleceu-se a relação entre os modelos e seus índices de desempenho. Na tabela 4.7 encontram-se alguns índices extraídos dos atlas das referências citadas neste parágrafo.

Tabela 4.7 – Índices de desempenho do mecanismo 5R

Modelo	GCI	GSI _{máx}	GSI _{mín}	GVI _{máx}	GVI _{mín}
1	0,54	3	0,7	1,7	0,9
2	0,8	0,3	0,2	0,55	0,45
3	0,75	0,8	0,55	0,85	0,7
4	0,56	7	2,2	2,4	1,4

Finalizando, observa-se que o modelo 4 possui os melhores índices para o parâmetro de velocidade (GVI), proposto por Liu; Wang e Pritschow (2006a) e confirmado nas simulações.

Há grande correlação observada entre o índice de desempenho global (GCI) e a classificação obtida na simulação dos esforços; tal relação não é citada pelos autores.

4.2 Mecanismo PRRRP

Para este mecanismo também são propostos quatro modelos diferentes, numerados de 5 a 8. Como não há na literatura trabalhos semelhantes aos observados para o mecanismo analisado no capítulo anterior, algumas conceitos e adimensionais foram propostos e explorados para a seleção dos modelos.

Um dos conceitos propostos é chamado de área útil; é definido como a relação entre a área de trabalho e o retângulo ocupado pelos limites pontuais desta área, conforme ilustrado na figura 4.36.

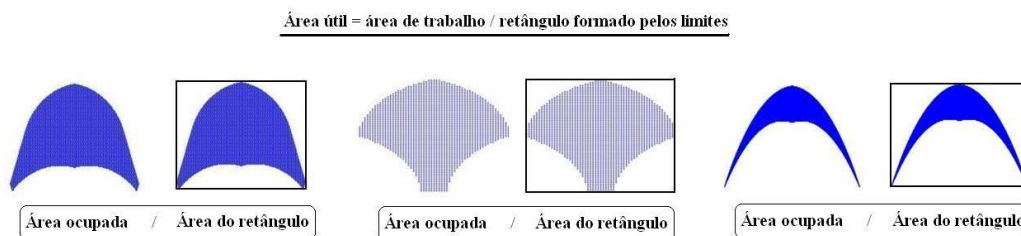


Figura 4.36 – Ilustração do parâmetro área útil

Através de discretização do ângulo α e varredura de valores do adimensional L/D , levantou-se o gráfico da figura 4.37, com a área útil em função dos dimensionais.

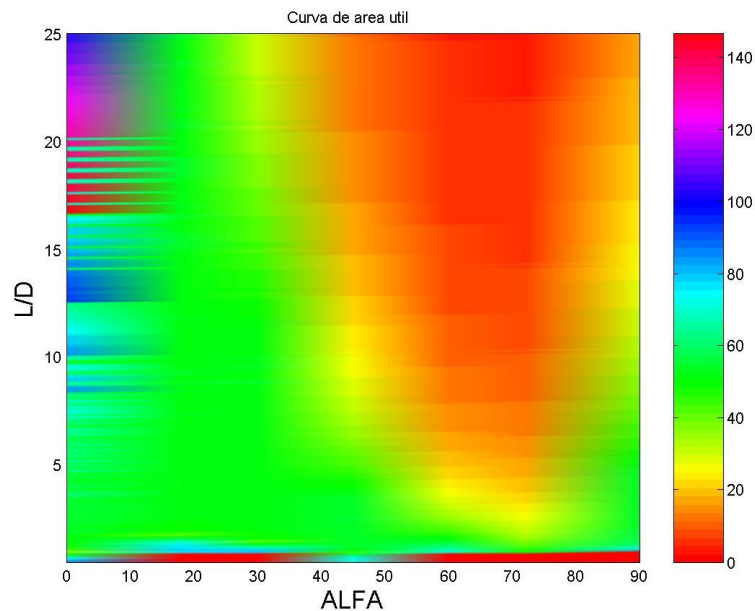


Figura 4.37 – Distribuição de área útil para o mecanismo PRRRP

A análise da distribuição da área útil mostra valores elevados em $\alpha=0^\circ$ e $L/D > 10$. Para valores do ângulo α maiores que 30° , a área útil decresce com o aumento de L/D .

É importante salientar que valores elevados de L/D devem ser evitados pelo projetista, devido ao grande espaço físico ocupado.

Outros adimensionais propostos envolvem áreas comparadas com os parâmetros L e D do mecanismo, elevados ao quadrado. Esta análise é comum na literatura uma vez que estabelece uma comparação entre área de trabalho e área física ocupada pelo mecanismo de arquitetura paralela; representam uma adaptação tomada do trabalho de Merlet; Gosselin e Mouly (1988).

A figura 4.38 ilustra a distribuição da área comparada com D^2 .

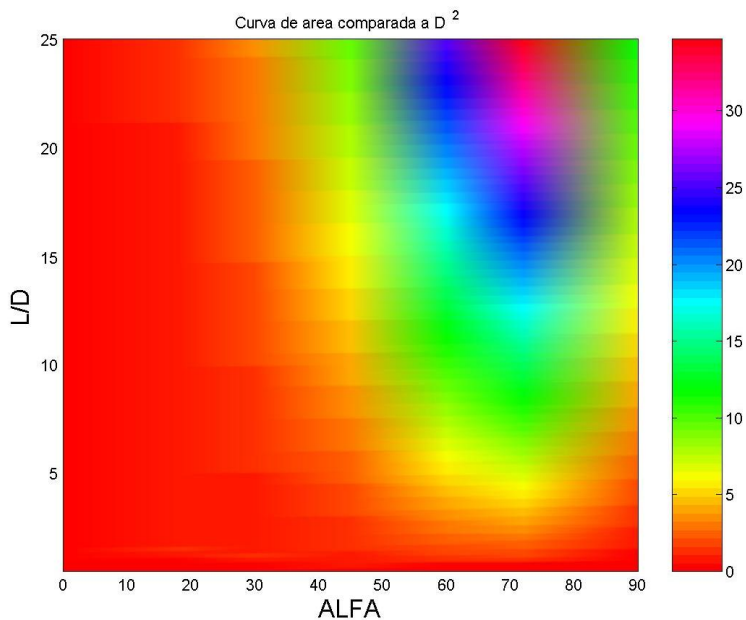


Figura 4.38 – Distribuição de A/D^2 para o mecanismo PRRRP

Na comparação de A/D^2 , os melhores valores estão relacionados aos ângulos de 60° e 72° e crescem em proporção direta à relação L/D .

A figura 4.39 mostra a distribuição da área ocupada comparada a L^2 .

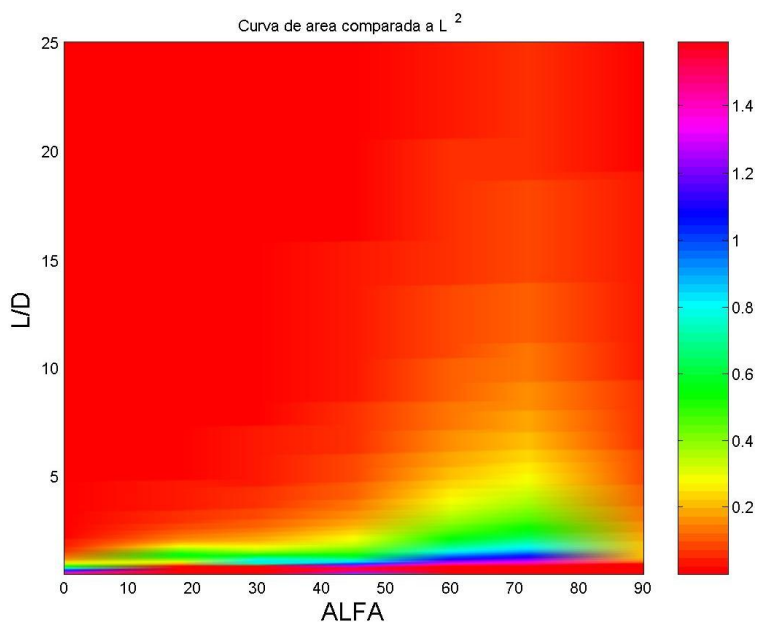


Figura 4.39 – Distribuição de A/L^2 para o mecanismo PRRRP

Na comparação de A/L^2 , os melhores valores concentram-se na região onde $L/D < 5$; as excessões estão relacionadas aos ângulos de 60° e 72° , de forma análoga à figura anterior.

Vale repetir que valores do parâmetro $L/D > 5$ devem ser selecionados em casos extremos, pois o espaço físico ocupado pelo mecanismo gerará outros inconvenientes e não haverá compensação direta com maiores valores de área útil ou áreas comparadas.

Além destes gráficos, reproduziu-se o estudo de Cervantes-Sánchez; Hernández-Rodríguez e Angeles (2001), em que a variação de adimensionais gerou “áreas de semelhança” ou similaridades para as áreas de trabalho.

Os dois adimensionais variados: L/D e α seguem os exemplos já explorados. O ângulo entre as barras α foi discretizado em cinco valores incluídos os extremos: 0° , 18° , 45° , 72° e 90° . Os limites para L/D foram estabelecidos em:

$$0,5 \leq L/D \leq 25$$

Na figura 4.40 está o resultado das similaridades para as áreas de trabalho, conforme os valores dos adimensionais L/D e α .

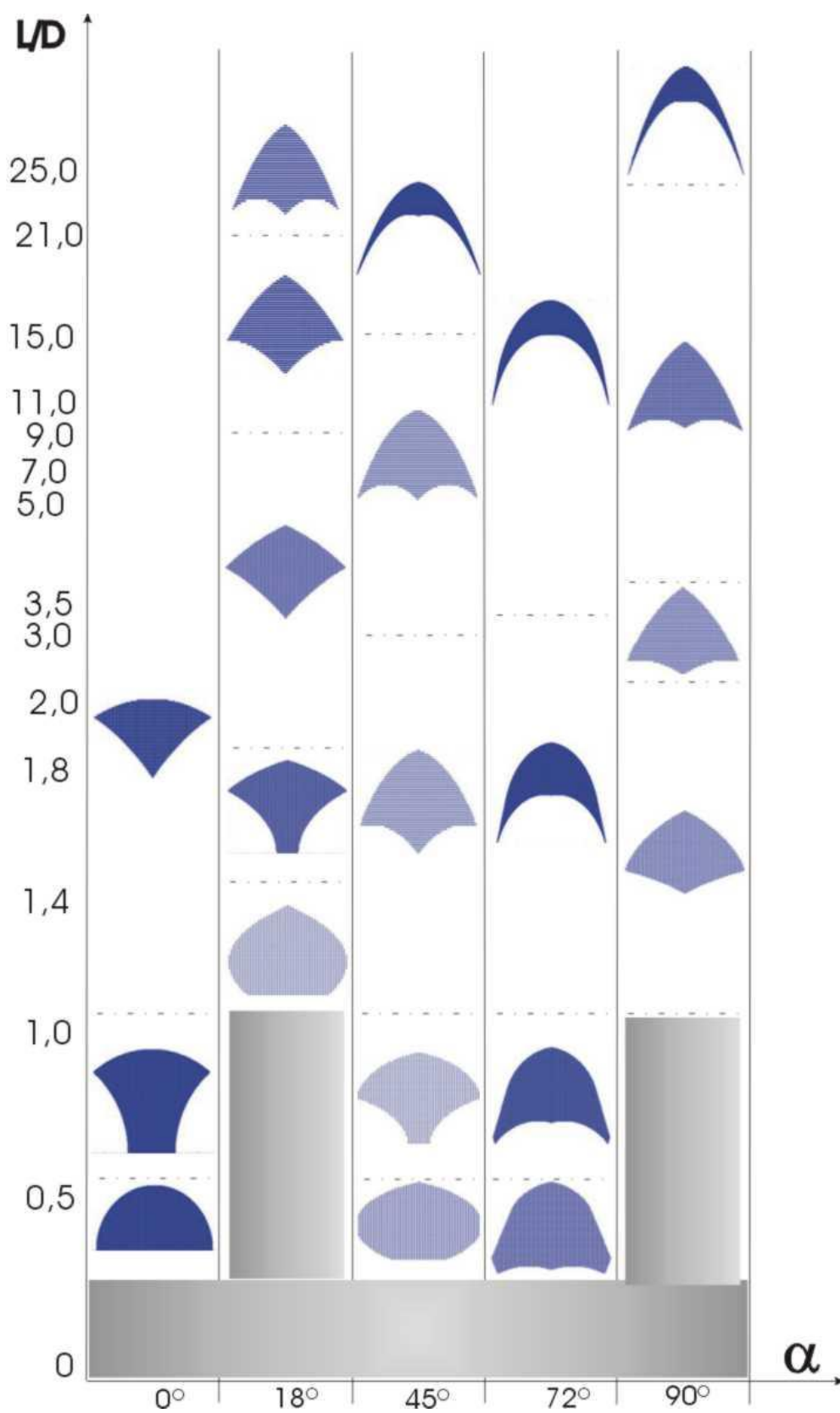


Figura 4.40 – Adimensionais para o mecanismo PRRRP.

A análise da figura 4.40 mostra claras semelhanças entre as “aparências” das áreas de trabalho. Por exemplo: para $\alpha=18^\circ$ e $L/D=25$ a área de trabalho é aproximadamente igual a $\alpha=45^\circ$ e $L/D=10$, bem como $\alpha=90^\circ$ e $L/D=15$. Outra semelhança observada relaciona valor de L/D de 0,7 para $\alpha=45^\circ$ e L/D de 1,5 para $\alpha=18^\circ$.

Outro ponto destacável é a inexistência de configurações para o mecanismo com valores de $L < D$ (ou $L/D < 1$) e $\alpha=18^\circ$ ou $\alpha=90^\circ$.

Não há escala na figura acima, pois a concentração de variações para $L/D < 3$ impede a utilização de uma escala funcional. Entretanto a escala adotada não impede as devidas avaliações para o mecanismo PRRRP.

A figura 4.40 também pode ser relacionada à distribuição de áreas úteis do gráfico da figura 4.35. Nela, os menores valores de área útil relacionam-se, facilmente, às áreas de trabalho delgadas de $\alpha=45^\circ$ (para $L/D > 15$), $\alpha=72^\circ$ ($L/D > 3$) e $\alpha=90^\circ$ ($L/D=25$).

Não há valores baixos de área útil (abaixo de 40%) no intervalo analisado do parâmetro L/D para os ângulos de 0° e 18° ; da mesma forma como não aparecem figuras delgadas para estes ângulos na figura 4.40.

Com base na análise dos adimensionais acima descritos, priorizando as áreas de trabalho dos modelos e visando a obtenção de uma máxima área de intersecção possível, foram selecionados os modelos para o mecanismo PRRRP.

As dimensões dos quatro modelos podem ser observadas na tabela 4.8 abaixo.

Tabela 4.8 – Dimensões dos quatro modelos para o mecanismo PRRRP

Modelo	α (°)	L (mm)	D (mm)
5	0	480	400
6	45	300	200
7	60	320	200
8	90	390	130

A figura 4.41 apresenta ilustrações simples para os quatro modelos do mecanismo e a figura 4.42 ilustra as características dimensionais nos mesmos.

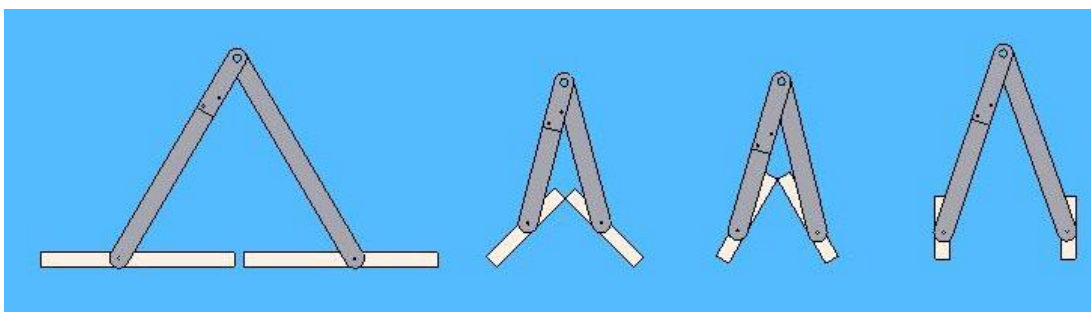


Figura 4.41 – Modelos do mecanismo PRRRP para as simulações

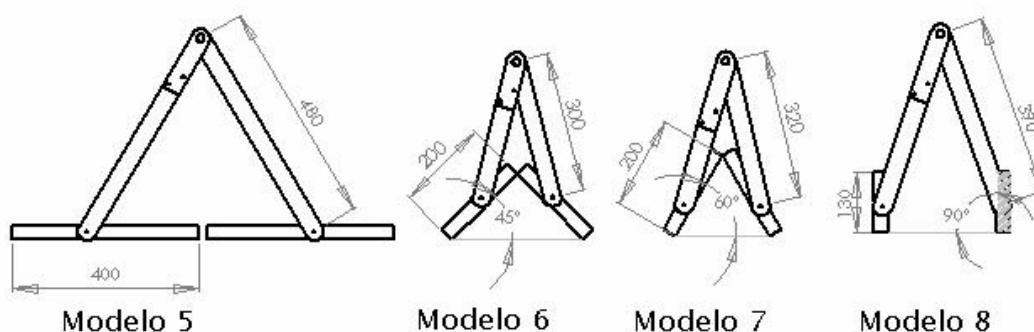


Figura 4.42 – Modelos do mecanismo PRRRP e dimensões

4.2.1 Área de trabalho

Conforme esperado, há variação da área de trabalho com variação dos parâmetros construtivos. As próximas figuras mostram as áreas de trabalho para os quatro modelos em mesma escala e as quatro áreas sobrepostas.

As figuras 4.43, 4.44, 4.45 e 4.46 apresentam as áreas de trabalho para as modelos 5, 6, 7 e 8 respectivamente.

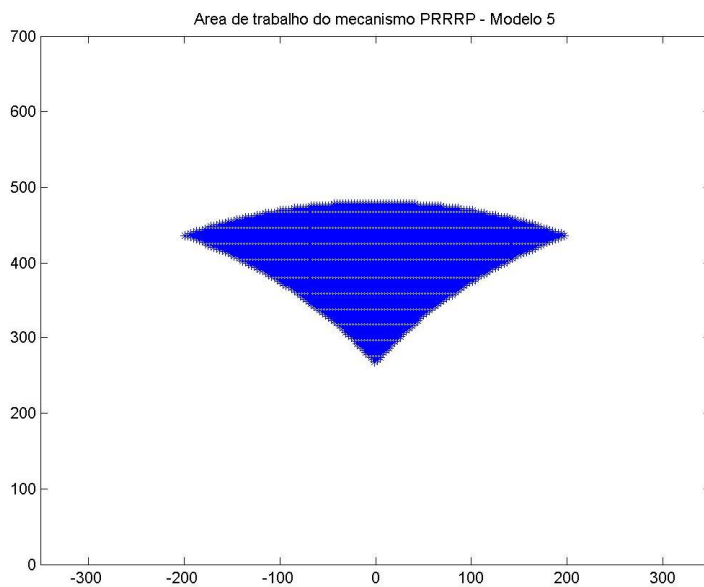


Figura 4.43 - Área de trabalho para o modelo 5

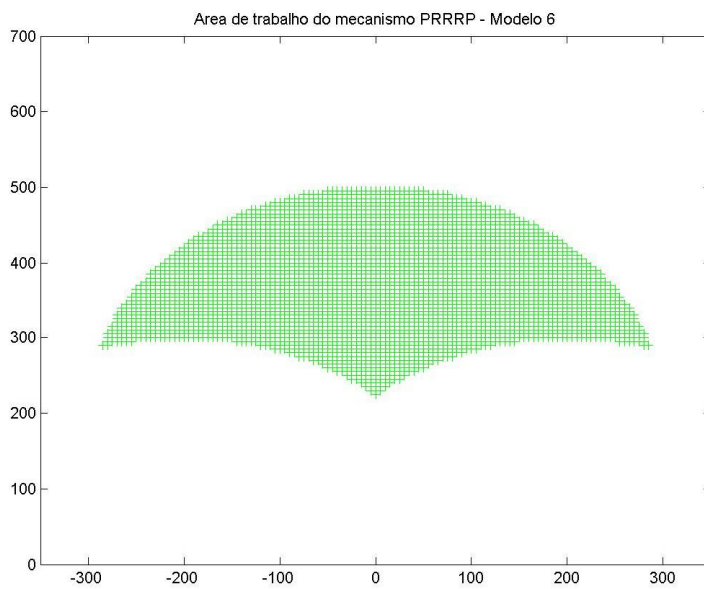


Figura 4.44 - Área de trabalho para a modelo 6

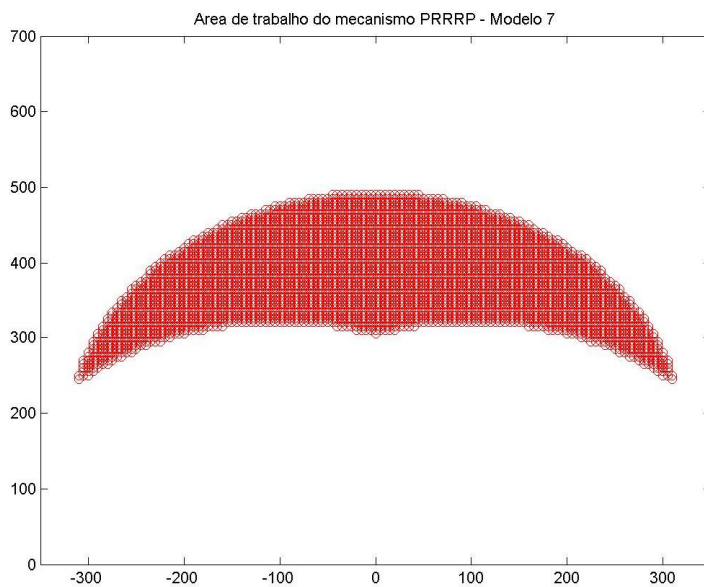


Figura 4.45 - Área de trabalho para a modelo 7

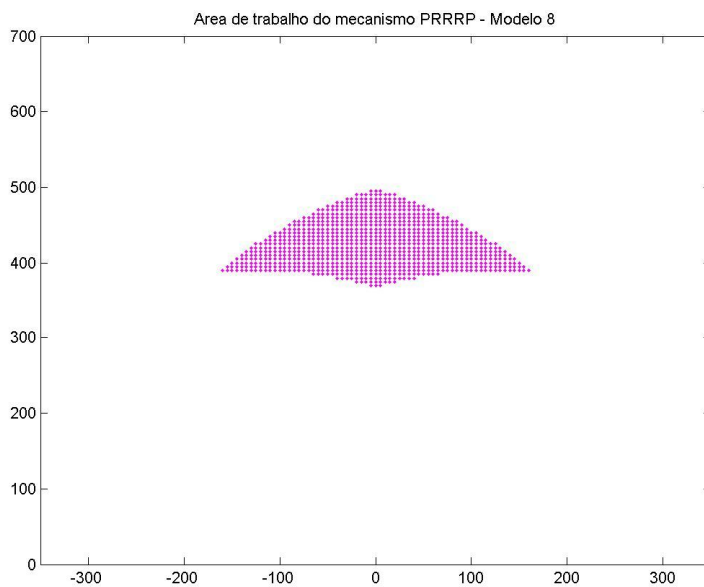


Figura 4.46 - Área de trabalho para a modelo 8

A figura 4.47 mostra as áreas de trabalho dos quatro modelos sobrepostos.

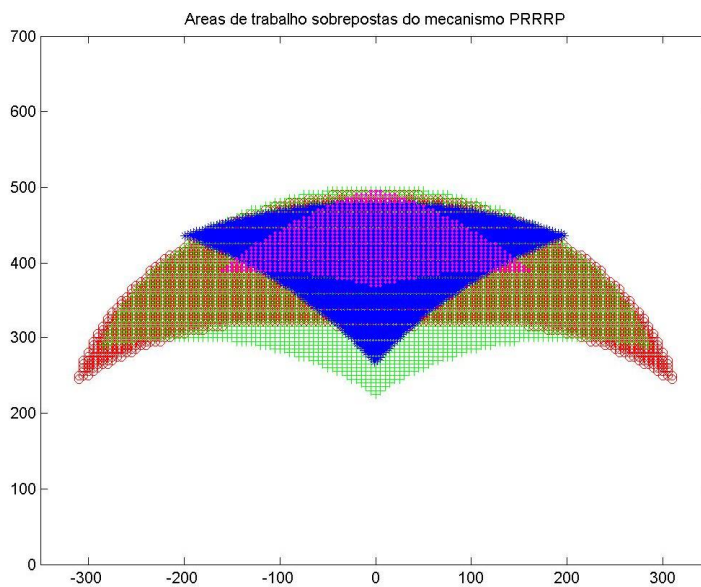


Figura 4.47 - Áreas de trabalho dos modelos sobrepostas

Devido a alta sobreposição das áreas de trabalho, as tarefas também utilizarão o mesmo local para os quatro modelos. A figura 4.48 assinala as quatro tarefas nas áreas de trabalho sobrepostas.

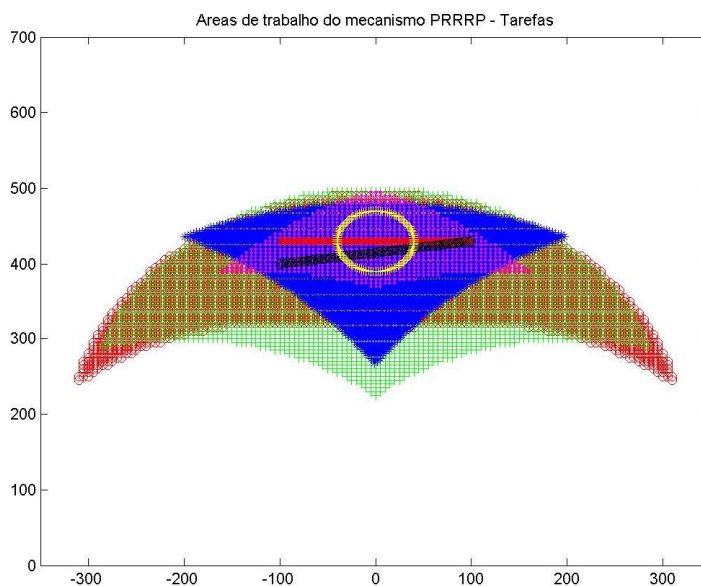


Figura 4.48 – Tarefas e áreas de trabalho sobrepostas

Cada uma das tarefas está assinalada com as quatro áreas de trabalho sobrepostas nas figuras a seguir.

A figura 4.49 mostra a tarefa 1 nas áreas de trabalho sobrepostas.

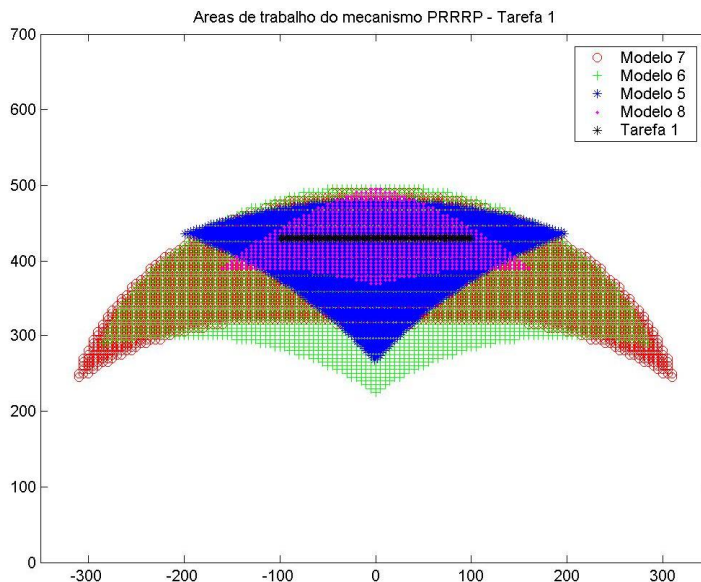


Figura 4.49 – Tarefa 1 expressa nas áreas de trabalho sobrepostas

A figura 4.50 mostra a tarefa 2 nas áreas de trabalho sobrepostas.

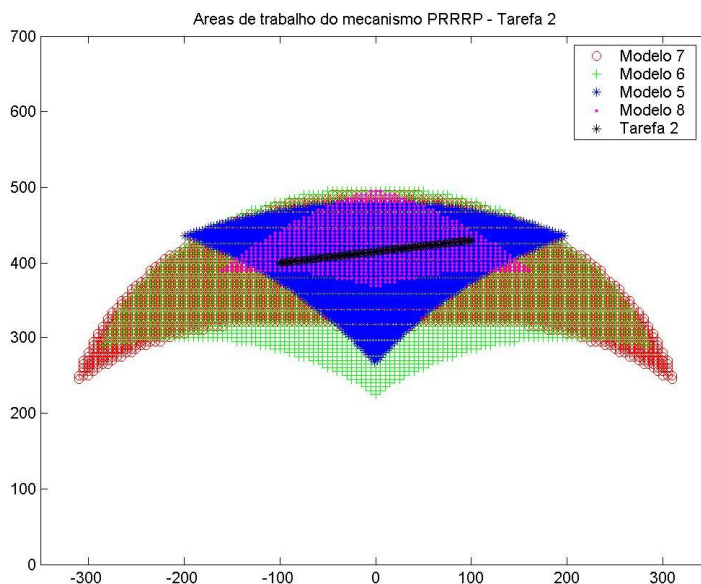


Figura 4.50 – Tarefa 2 expressa nas áreas de trabalho sobrepostas

A figura 4.51 mostra, nas áreas de trabalho sobrepostas, a tarefa 3.

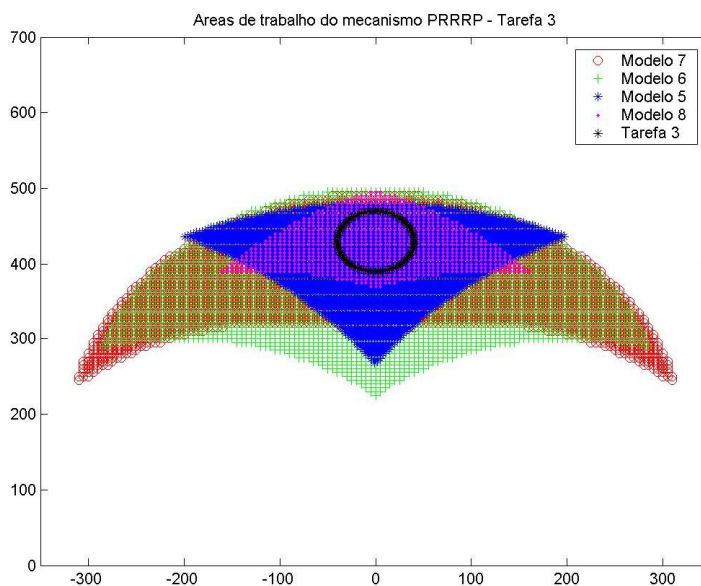


Figura 4.51 – Tarefa 3 expressa nas áreas de trabalho sobrepostas

4.2.2 Tarefa 1 – “Linha reta”

Para a tarefa 1, seguem os resultados obtidos das análises de velocidades e forças nos atuadores para os quatro modelos.

O perfil da velocidade da entrada é o mesmo apresentado na figura 4.14 para a ferramenta e para a tarefa 1.

Os parâmetros para a tarefa 1 podem ser observados na tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Parâmetros da tarefa 1 - mecanismo PRRRP

Tarefa	Ponto Inicial	Ponto Final
1	(-100, 430)	(100, 430)

A figura 4.52 contém o resultado das velocidades compostas para a tarefa 1, com os quatro modelos.

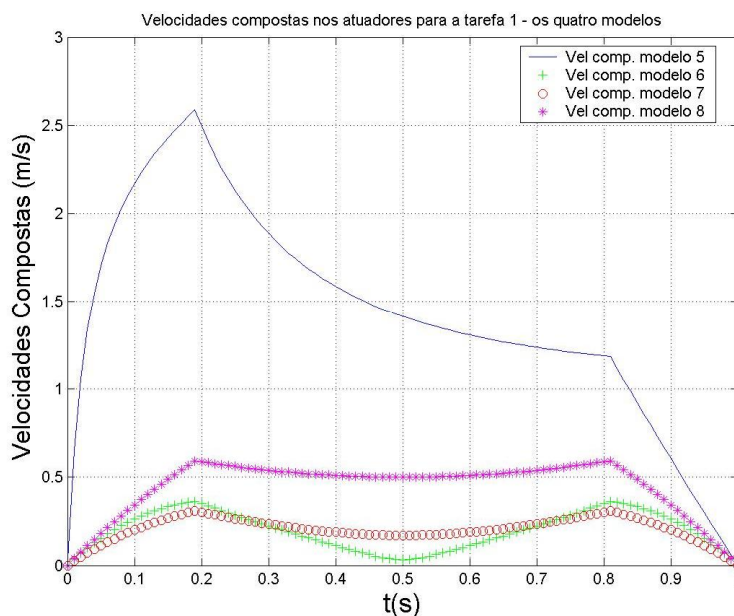


Figura 4.52 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 1

A análise do gráfico da figura 4.52 estabelece que o modelo 7 é o melhor para a tarefa, sendo o modelo 5 o pior deles. Em termos absolutos o valor máximo observado no modelo 5, próximo a 2,5m/s, pode representar um problema para o controle do mecanismo.

Caso ordenados de modo decrescente, para a tarefa 1, têm-se os modelos: 7, 6, 8 e 5.

Para os esforços, mantém-se a apresentação anterior, com o resultado da composição quadrática e, em seguida, os resultados dos quatro modelos por atuador. O gráfico obtido para análise dos esforços compostos segue na figura 4.53.

O ângulo de aplicação do esforço de usinagem também está mantido em 180°.

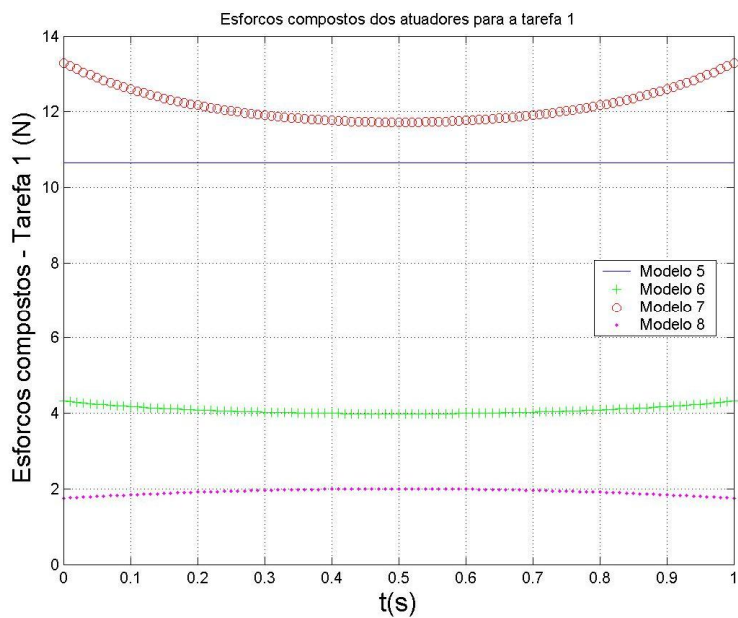


Figura 4.53 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 1

A análise do gráfico da figura 4.53 ordena de modo decrescente os modelos como: 8, 6, 5 e 7.

Como esperado, os resultados se contrapõem aos observados na análise de velocidades, certificando a característica antagônica dos dois critérios.

As figuras 4.54 e 4.55 a seguir apresentam os esforços no atuador 1 e 2, respectivamente.

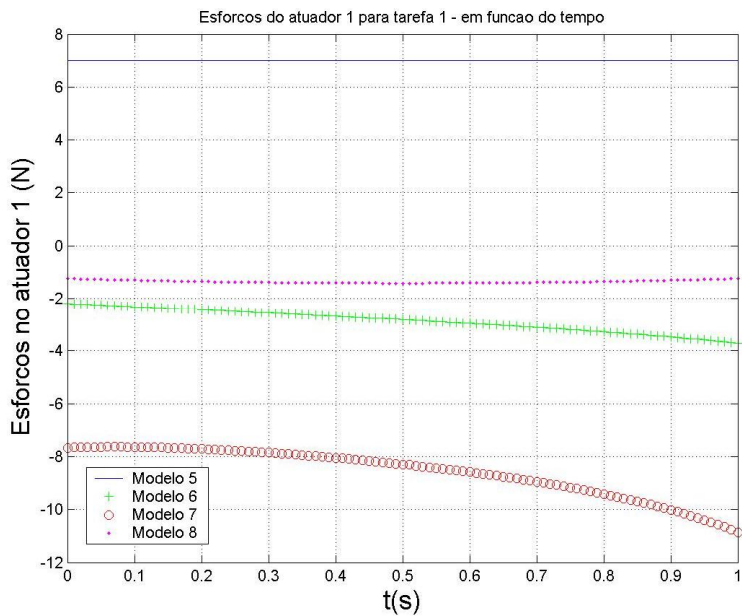


Figura 4.54 – Esforços no atuador 1 para a tarefa 1

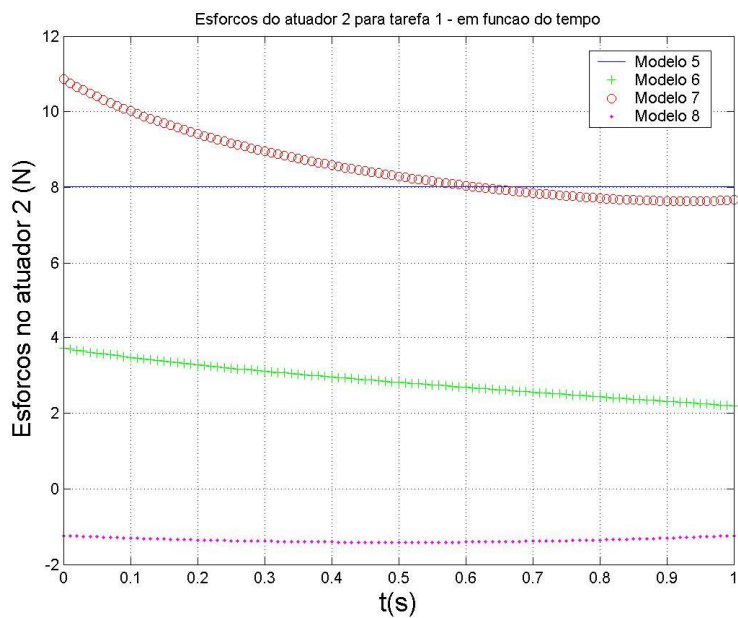


Figura 4.55 – Esforços no atuador 2 para a tarefa 1

A análise dos esforços isolados por atuador não apresenta variação quanto à classificação dos modelos; a ordem decrescente dos mesmos continua sendo: 8, 6, 5 e 7 para a tarefa 1. Entretanto, pode-se perceber que

os modelos 5 e 7 detêm valores muito elevados para os esforços nos atuadores, de até onze vezes o esforço na ferramenta; estes resultados inviabilizam a escolha dos modelos.

4.2.3 Tarefa 2 – “Rampa”

Para a tarefa 2, os resultados são apresentados da mesma forma e os parâmetros não se alteram.

Os parâmetros para a tarefa 2 estão na tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Parâmetros da tarefa 2 - mecanismo PRRRP

Tarefa	Ponto Inicial	Ponto Final
2	(-100, 400)	(100, 430)

A figura 4.56 ilustra o resultado das velocidades compostas para a tarefa 2, comparando-se os quatro modelos.

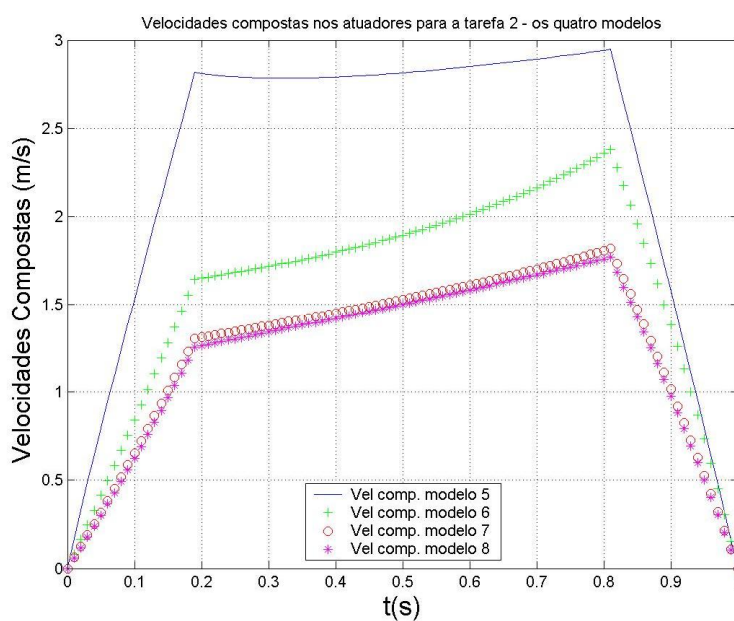


Figura 4.56 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 2

Para a tarefa 2, o melhor modelo é o de número 8 e o pior é o 5. Em termos absolutos os valores máximos do modelo 5, atingindo 3m/s, são ruins para o controle, tornando o modelo indesejável.

A análise da figura 4.56 mostra uma pequena diferença na ordem dos modelos; com alternância na ordem entre os modelos 6, 7 e 8. A ordem decrescente para a tarefa 2 é: 8, 7, 6 e 5.

A figura 4.57 apresenta os esforços compostos para a tarefa 2. O ângulo de aplicação do esforço de usinagem para que o sentido seja oposto ao movimento vale aproximadamente $8,5^\circ$.

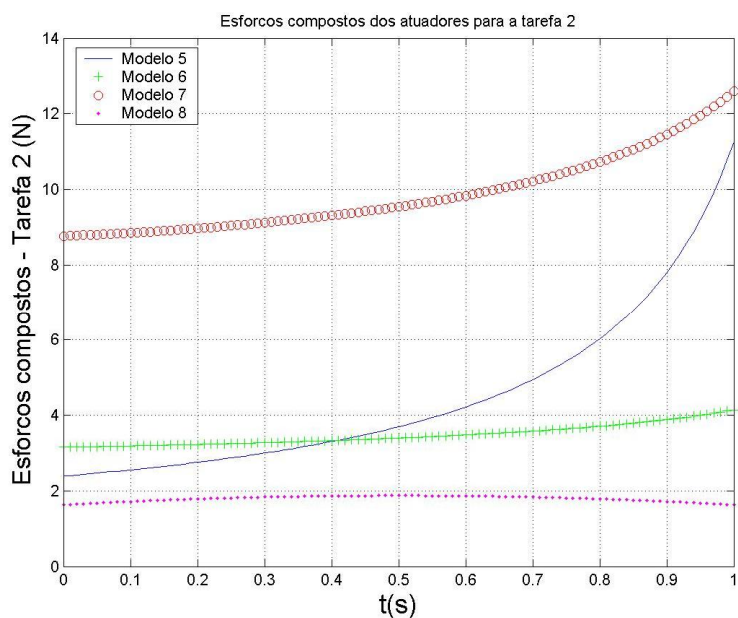


Figura 4.57 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 2

A análise dos esforços será realizada após a apresentação dos esforços nos atuadores 1 e 2, nas figuras 4.58 e 4.59, respectivamente.

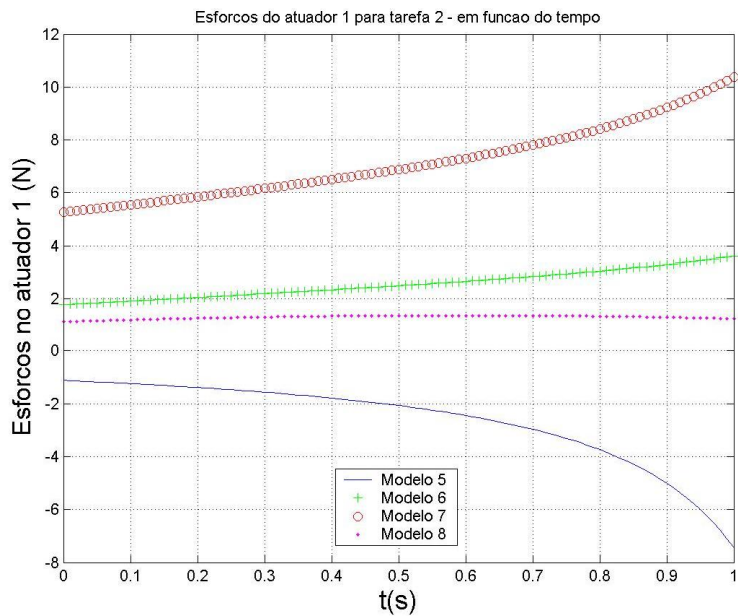


Figura 4.58 – Esforços no atuador 1 para a tarefa 2

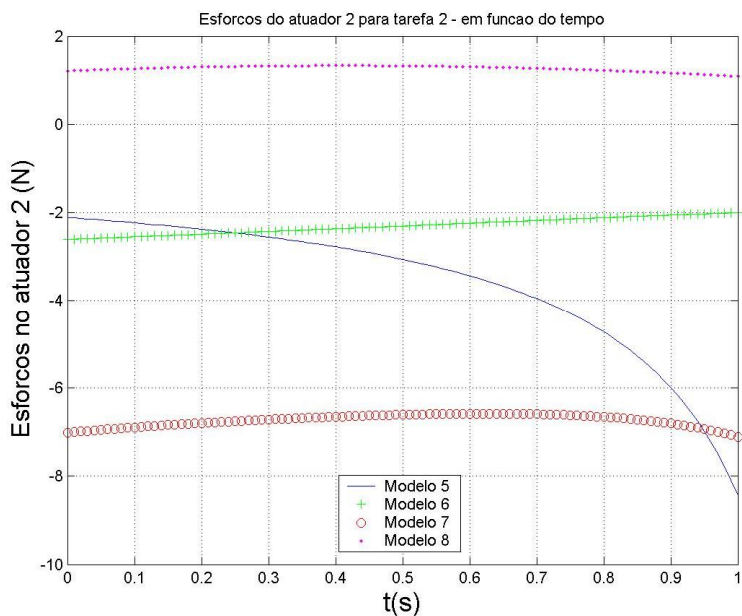


Figura 4.59 – Esforços no atuador 2 para a tarefa 2

Em linhas gerais não se observa diferença entre os gráficos dos esforços compostos ou isolados por atuador; a ordem decrescente dos modelos continua sendo: 8, 6, 5 e 7.

Tampouco se observa diferença marcante entre os gráficos das tarefas 1 e 2. Os modelos 5 e 7 também possuem valores muito elevados para os esforços, indesejáveis para um projeto.

4.2.4 Tarefa 3 – “circunferência”

Para a tarefa 3, os resultados seguem abaixo; na mesma ordem e com as mesmas características do mecanismo anterior.

Os parâmetros da tarefa 3 estão na tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Parâmetros da tarefa 3 - mecanismo PRRRP

Tarefa	Centro	Raio
3	(0, 430)	40 mm

Os resultados da velocidade composta para os quatro modelos estão na figura 4.60.

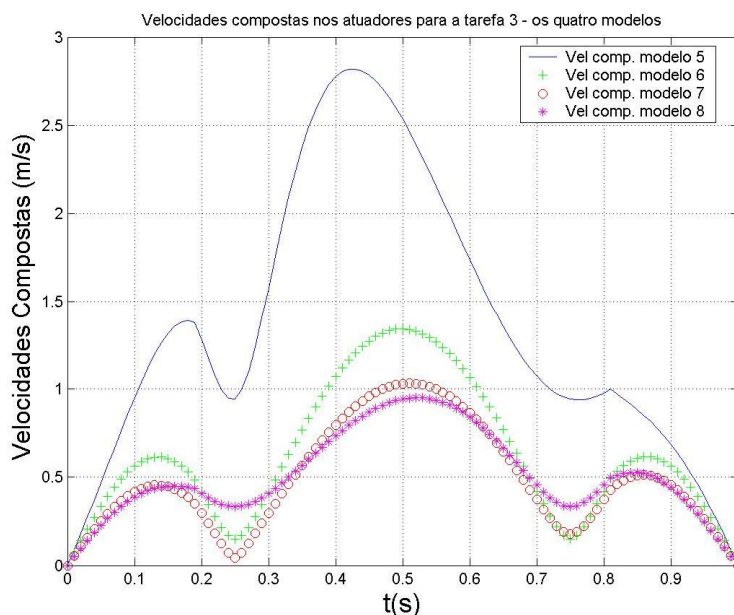


Figura 4.60 – Comparação entre as velocidades compostas dos atuadores para a tarefa 3

A análise da figura 4.60 apresenta a mesma ordem dos modelos para a tarefa 2: modelos 8, 7, 6 e 5.

Os esforços compostos para a tarefa 3 seguem na figura 4.61.

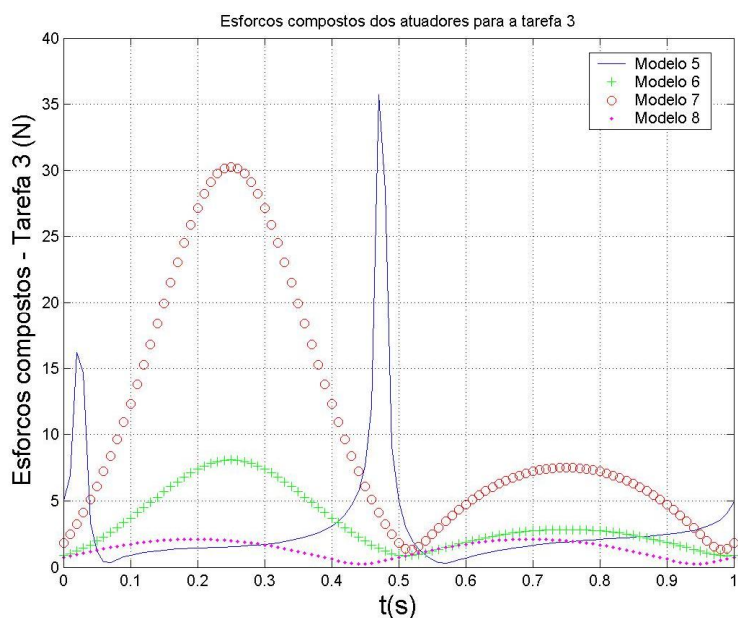


Figura 4.61 – Comparação entre os esforços compostos dos atuadores para a tarefa 3

Aqui vê-se a confirmação dos elevados esforços nos modelos 5 e 7, acima de trinta vezes o valor do esforço na ferramenta. Bem como a certificação do modelo 8 como o melhor em relação aos esforços nos atuadores.

A análise dos esforços isolados por atuador está nas figuras 4.62 e 4.63.

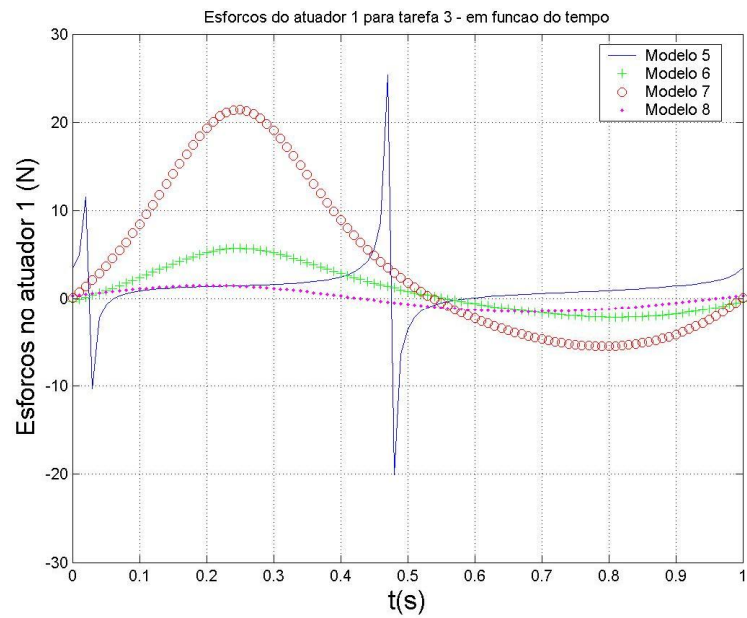


Figura 4.62 – Esforços no atuador 1 para a tarefa 3

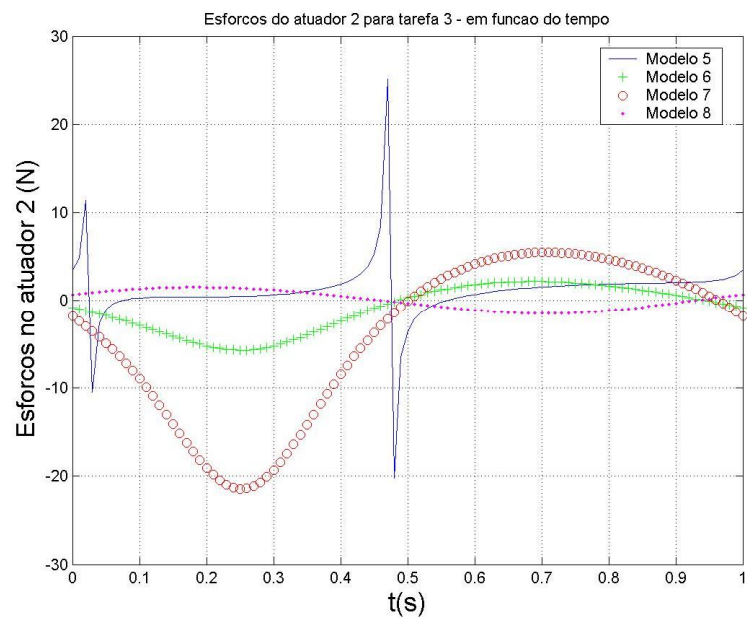


Figura 4.63 – Esforços no atuador 2 para a tarefa 3

A análise das singularidades ou pontos críticos será realizada para os modelos 5 e 7, de modo semelhante ao realizado no mecanismo anterior.

As figuras 4.64 e 4.65 apresentam a tarefa 3 e a posição do modelo 5; não há determinação clara das singularidades nas figuras.

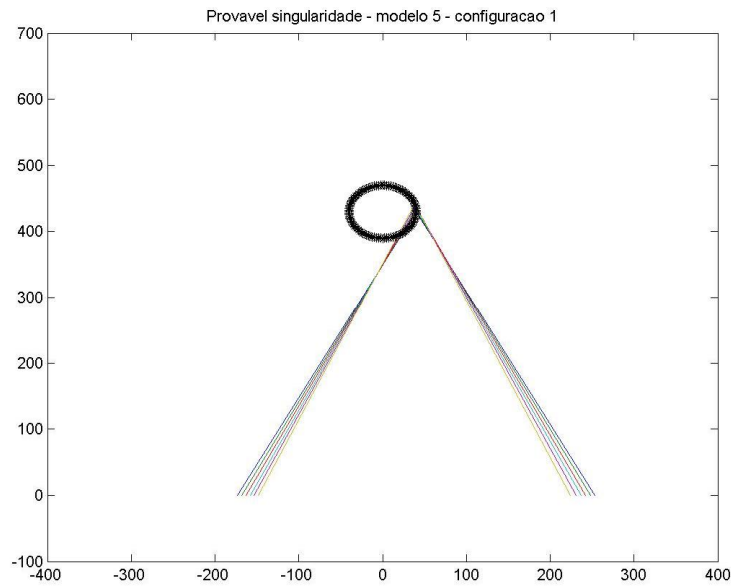


Figura 4.64 – Configuração singular para a tarefa 3 – modelo 5

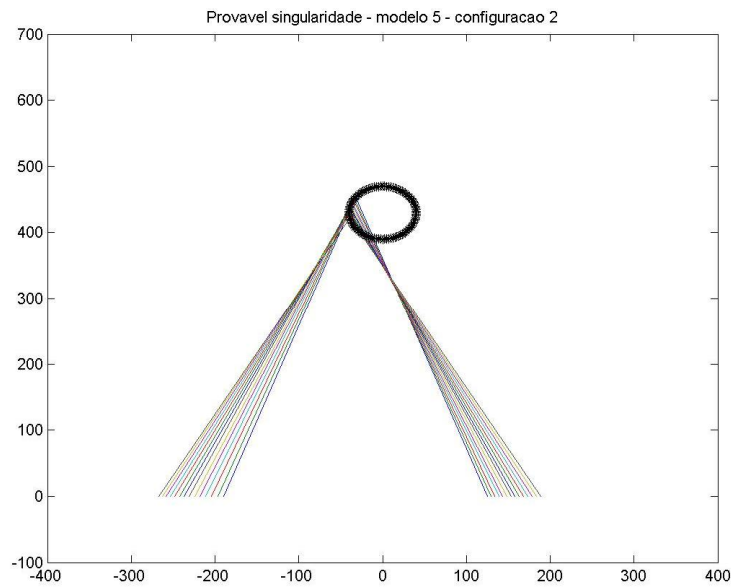


Figura 4.65 – Outra configuração singular para a tarefa 3 – modelo 5

Há outro ponto crítico, pela análise dos esforços do gráfico 4.61; esta ocorre com a configuração 7 e é ilustrada na figura 4.66 abaixo:

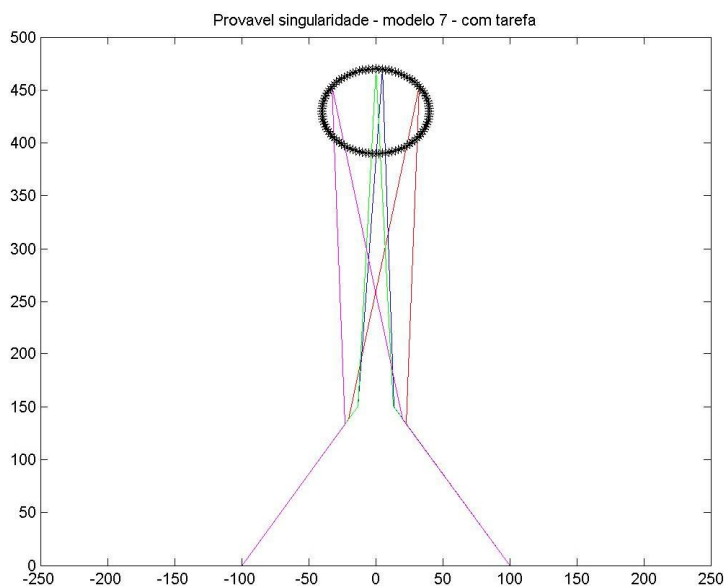


Figura 4.66 – Outra configuração singular para a tarefa 3 – modelo 7

Para o mecanismo PRRRP, as prováveis singularidades não podem ser determinadas com clareza, principalmente quando comparadas ao mecanismo 5R. Porém, analisando a figura 4.66, percebe-se um posicionamento das barras superiores de forma bastante “esticada” e, embora não estejam no limite superior do espaço de trabalho ($\det J_q=0$), representam uma tendência a singularidade do modelo 7.

No modelo 5 pode-se apenas concluir, pela análise das figuras 4.64 e 4.65 que há proximidade de singularidade ou de pontos de difícil controle.

4.2.5 Adimensionais

Um último índice, não considerado para a pré-seleção dos mecanismos neste capítulo, mas presente na literatura é o chamado GCI (*Global Conditioning Index*). Ele é calculado através das relações presentes

em Liu; Wang e Pritschow (2006b), Liu; Wang e Pritschow (2006c) e Andersson (2005).

Uma adaptação pode ser realizada neste trabalho para comparação, tomando-se a média geral do GCI nas áreas de trabalho.

Os resultados deste índice e dos demais para os quatro modelos estão na tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Parâmetros para análise do mecanismo PRRRP

Modelo	Parâmetros			Adimensionais				
	α (°)	L (mm)	D (mm)	Área (i)	A_útil	A/D ²	A/L ²	GCI _{méd}
5	0	480	400	39473	46,56%	0,25	0,17	0,25
6	45	300	200	82503	71,43%	2,06	0,92	0,19
7	60	320	200	80285	50,85%	2,01	0,78	0,20
8	90	390	130	22425	53,99%	1,33	0,15	0,43

Finalizando, os melhores resultados, balanceando velocidade e esforços foram observados no modelo 8. Coincidentemente, tal modelo é o que possui maior GCI médio dos modelos analisados, embora tenha a menor área de trabalho.

Considerando a área de trabalho, juntamente com os resultados de velocidade e esforços, o melhor modelo é o 6. Apesar de possuir o menor valor do parâmetro GCI médio, o modelo possui o maior valor em todos os outros adimensionais.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou análises e simulações para dois mecanismos paralelos planos focados na utilização em máquinas de usinagem em oito modelos distintos.

A escolha dos modelos analisados seguiu critérios baseados na literatura para o mecanismo 5R e adaptações ou extensões destes critérios para o mecanismo PRRRP, seguindo a mesma linha.

Através de três trajetórias pré-estabelecidas para a ferramenta, baseadas em operações de fresamento tangencial e chamadas de tarefas, pôde-se ordenar qualitativamente os modelos e direcionar a seleção de um deles para uma eventual fabricação do dispositivo em larga escala.

Os critérios de seleção dos mecanismos de cinemática paralela neste trabalho visam maximizar a área de trabalho e minimizar influências de fatores específicos como velocidade de posicionamento e esforços nos atuadores. O critério que minimiza a velocidade nos atuadores gera facilidade de controle e a minimização dos esforços melhora o desempenho operacional, com indireta redução dos acionamentos do mecanismo e aumento de precisão.

Os resultados mostraram, sobretudo, que a redução de fatores como velocidade e esforços nos atuadores é, geralmente, antagônica.

Baseado nas simulações observou-se, no mecanismo 5R, que o quarto modelo é inapto para as tarefas definidas, por apresentar esforços muito elevados para a tarefa circular.

Tomando-se o conjunto de objetivos: área de trabalho, velocidades nos atuadores e os esforços em análise balanceada, o melhor modelo é o primeiro; pois, mesmo apresentando desempenho inferior para a análise dos esforços, tem a maior área de trabalho dentre todos.

Confrontando este resultado aos índices da literatura tem-se bons valores para o índice de rigidez (GSI) e de velocidade (GVI), com o menor índice global de condicionamento (GCI).

Já para o mecanismo PRRRP, o modelo 5 apresenta desempenho ruim para as velocidades dos atuadores, intuindo dificuldade de controle. A análise dos esforços mostra que o modelo 7 e também o modelo 5 possuem valores comparativamente elevados em relação aos outros modelos.

Por eliminação, os modelos 6 e 8 representam as melhores escolhas de construção e a seleção entre eles compara diretamente a menor e a maior área de trabalho observadas, determinando logicamente como melhor escolha o modelo 6.

Dentre os próximos passos deste trabalho está o melhor detalhamento dos esforços de usinagem, através de modelos mais representativos com transmissão de momentos para as barras e determinação das múltiplas direções das forças envolvidas na operação de fresamento.

Outra continuação possível é a extrapolação dos critérios de seleção utilizados neste texto para mecanismos de arquitetura cinemática paralela tridimensionais.

A construção de protótipos e a confirmação dos resultados obtidos nas simulações através de ensaios dinamométricos, medições de grandezas elétricas como corrente nos motores e tempo de execução das trajetórias definidas também apresenta a possibilidade de vasto estudo.

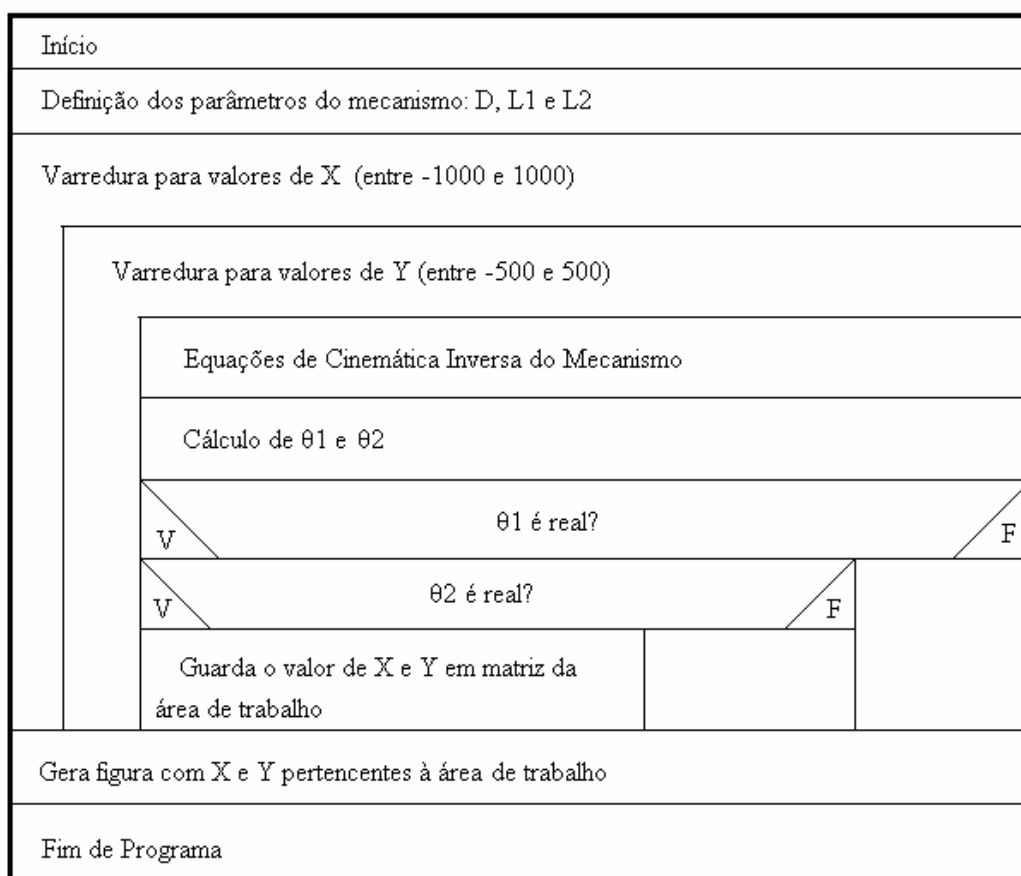
Embora seja importante salientar que, caso haja construção de protótipos para usinagem, os parâmetros de processo deverão ser determinados criteriosamente e os esforços de usinagem deverão ser calculados e verificados para materiais distintos, minimizando erros causados por aproximações e possibilitando uma comparação com valores presentes e consagrados na literatura.

6. ANEXOS

6.1 Anexo A – Diagramas NS das rotinas do trabalho

Este anexo apresenta o diagrama NS (ou diagrama de Nassi-Schneiderman) para as rotinas implementadas neste trabalho. Optou-se pela padronização em diagramas para facilitar a repetição por parte de leitores e estudantes, independente do *software* selecionado ou disponível. Nesta dissertação utilizou-se Matlab.

6.1.1 Diagrama NS para encontrar a área de trabalho – mecanismo 5R



6.1.2 Diagrama NS para as Tarefas 1, 2 e 3 – mecanismo 5R

Início
Definição dos pontos fixos para a tarefa
Geração do perfil trapezoidal das velocidades para a tarefa
Composição do vetor de velocidade de entrada
Definição dos pontos fixos e variáveis para a configuração 1 (posição)
Composição dos vetores de posição para a configuração 1
Definição dos parâmetros do mecanismo para a configuração 1 (D, L1 e L2)
Varredura pelos pontos da tarefa
Equações de Cinemática Inversa do mecanismo
Cálculo de θ_1 e θ_2
Cálculo de γ_1 e γ_2
Cálculo dos esforços nos atuadores para a tarefa
Gráfico para a posição dos atuadores e da tarefa
Gráficos para os esforços no atuador 1
Gráficos para os esforços no atuador 2
Varredura pelos pontos da tarefa
Cálculo dos Jacobianos (J_x e J_q)
Montagem da matriz de velocidades
Definição de velocidades V_{d1} e V_{d2}
Figura para velocidade no atuador 1
Figura para velocidade no atuador 2
Definição dos pontos fixos e variáveis para a configuração 2 (posição)
Composição dos vetores de posição para a configuração 2
Definição dos parâmetros do mecanismo para a configuração 2 (D, L1 e L2)
Varredura pelos pontos da tarefa
Equações de Cinemática Inversa do mecanismo
Cálculo de θ_1 e θ_2
Cálculo de γ_1 e γ_2
Cálculo dos esforços nos atuadores para a tarefa
Gráfico para a posição dos atuadores e da tarefa
Gráficos para os esforços no atuador 1
Gráficos para os esforços no atuador 2

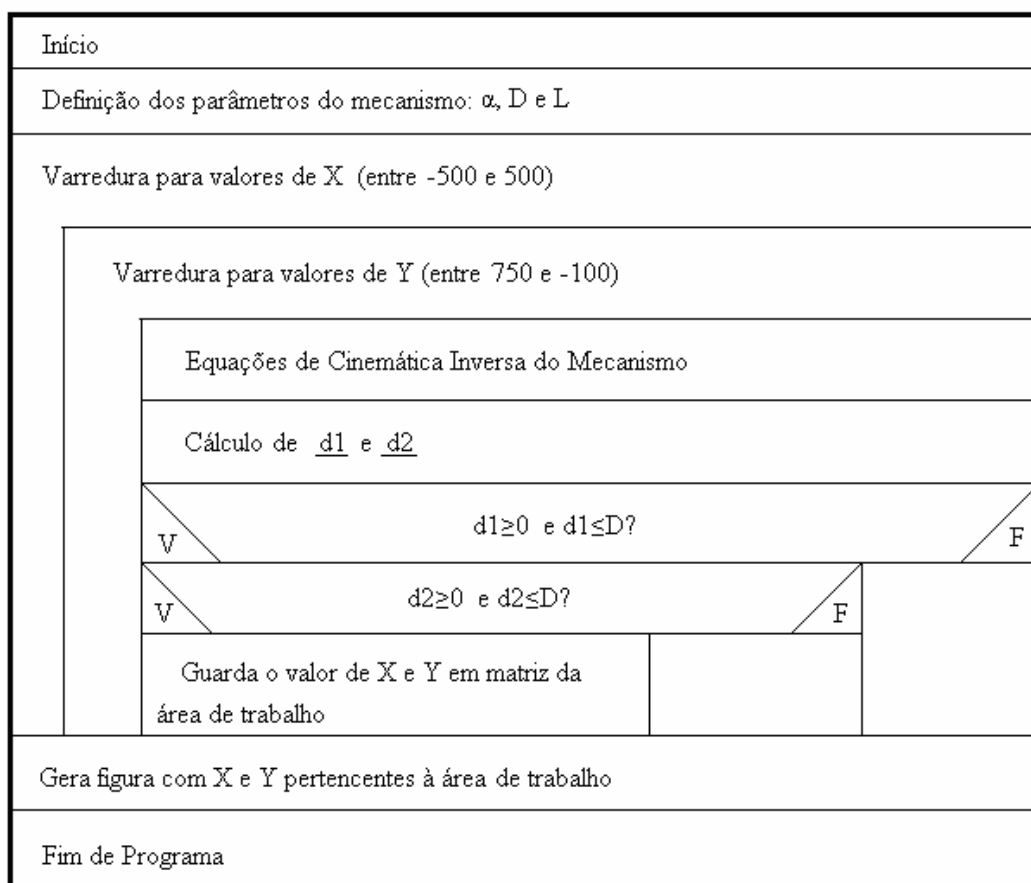
Varredura pelos pontos da tarefa
Cálculo dos Jacobianos (J_x e J_q)
Montagem da matriz de velocidades
Definição de velocidades V_{d1} e V_{d2}
Figura para velocidade no atuador 1
Figura para velocidade no atuador 2
Definição dos pontos fixos e variáveis para a configuração 3 (posição)
Composição dos vetores de posição para a configuração 3
Definição dos parâmetros do mecanismo para a configuração 3 (D , L_1 e L_2)
Varredura pelos pontos da tarefa
Equações de Cinemática Inversa do mecanismo
Cálculo de θ_1 e θ_2
Cálculo de γ_1 e γ_2
Cálculo dos esforços nos atuadores para a tarefa
Gráfico para a posição dos atuadores e da tarefa
Gráficos para os esforços no atuador 1
Gráficos para os esforços no atuador 2
Varredura pelos pontos da tarefa
Cálculo dos Jacobianos (J_x e J_q)
Montagem da matriz de velocidades
Definição de velocidades V_{d1} e V_{d2}
Figura para velocidade no atuador 1
Figura para velocidade no atuador 2
Fim de Programa

6.1.3 Diagrama NS para área de trabalho – mecanismo PRRRP

O diagrama para o mecanismo PRRRP é muito semelhante ao do mecanismo anterior. Neste, os parâmetros do mecanismo e os intervalos de

varredura são diferentes; além, logicamente, dos resultados da cinemática inversa.

No mecanismo prismático o resultado das equações de cinemática inversa representam os comprimentos $d1$ e $d2$.



6.1.4 Diagrama NS para as Tarefas 1, 2 e 3 – mecanismo PRRRP

O diagrama NS para as tarefas do mecanismo PRRRP também se assemelha ao do mecanismo anterior (5R). As variações importantes dizem respeito à cinemática inversa, ou seja, encontra-se $d1$ e $d2$ no lugar de $\theta1$ e $\theta2$.

Início
Definição dos pontos fixos para a tarefa
Geração do perfil trapezoidal das velocidades para a tarefa
Composição do vetor de velocidade de entrada
Definição dos pontos fixos e variáveis para a configuração 1 (posição)
Composição dos vetores de posição para a configuração 1
Definição dos parâmetros do mecanismo para a configuração 1 (D , L e α)
Varredura pelos pontos da tarefa
Equações de Cinemática Inversa do mecanismo
Cálculo de $d1$ e $d2$
Cálculo de $\gamma1$ e $\gamma2$
Cálculo dos esforços nos atuadores para a tarefa
Gráfico para a posição dos atuadores e da tarefa
Gráficos para os esforços no atuador 1
Gráficos para os esforços no atuador 2
Varredura pelos pontos da tarefa
Cálculo dos Jacobianos (Jx e Jq)
Montagem da matriz de velocidades
Definição de velocidades $Vd1$ e $Vd2$
Figura para velocidade no atuador 1
Figura para velocidade no atuador 2
Definição dos pontos fixos e variáveis para a configuração 2 (posição)
Composição dos vetores de posição para a configuração 2
Definição dos parâmetros do mecanismo para a configuração 2 (D , L e α)
Varredura pelos pontos da tarefa
Equações de Cinemática Inversa do mecanismo
Cálculo de $d1$ e $d2$
Cálculo de $\gamma1$ e $\gamma2$
Cálculo dos esforços nos atuadores para a tarefa

Gráfico para a posição dos atuadores e da tarefa
Gráficos para os esforços no atuador 1
Gráficos para os esforços no atuador 2
Varredura pelos pontos da tarefa
Cálculo dos Jacobianos (J_x e J_q)
Montagem da matriz de velocidades
Definição de velocidades V_{d1} e V_{d2}
Figura para velocidade no atuador 1
Figura para velocidade no atuador 2
Definição dos pontos fixos e variáveis para a configuração 3 (posição)
Composição dos vetores de posição para a configuração 3
Definição dos parâmetros do mecanismo para a configuração 3 (D , L e α)
Varredura pelos pontos da tarefa
Equações de Cinemática Inversa do mecanismo
Cálculo de d_1 e d_2
Cálculo de γ_1 e γ_2
Cálculo dos esforços nos atuadores para a tarefa
Gráfico para a posição dos atuadores e da tarefa
Gráficos para os esforços no atuador 1
Gráficos para os esforços no atuador 2
Varredura pelos pontos da tarefa
Cálculo dos Jacobianos (J_x e J_q)
Montagem da matriz de velocidades
Definição de velocidades V_{d1} e V_{d2}
Figura para velocidade no atuador 1
Figura para velocidade no atuador 2
Fim de Programa

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSSON, D.O. **Projeto de um Manipulador de Realimentação de Forças** 2005. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2005.

BONEV, I.A.; ZLATANOV, D.; GOSSELIN, C.M. **Singularity Analysis of 3-DOF Planar Parallel Mechanisms via Screw Theory** – Journal of Mechanical Design, vol. 125 (pg. 573-581) – ASME, 2003.

CERVANTES-SÁNCHEZ, J.J.; HERNÁNDEZ-RODRIGUEZ, J.C.; ANGELES, J. **On the kinematic design of the 5R planar symmetric manipulator** – Mechanism and Machine Theory, vol. 36 (pg. 1301-1313) – Elsevier Ltd., 2001.

CERVANTES-SÁNCHEZ, J.J.; HERNÁNDEZ-RODRIGUEZ, J.C.; RENDÓN-SÁNCHEZ, J.G. **On the workspace, assembly configurations and singularity curves of the RRRRR-type planar manipulator** – Mechanism and Machine Theory, vol. 35 (pg. 1117-1139) – Elsevier Ltd., 2000.

CHANG, T.-H.; CHEN, S.-L.; CHANG, Y.-C. – **Effects of design dimensions on the driving force variation of a hybrid TRR-XY parallel kinematic machine tool** – Proceedings Institution of Mechanical Engineers, vol. 216 (pg. 571-589) – IMechE, 2002.

COELHO, T.A.H. **Topologia, Síntese e Análise de uma Estrutura Cinemática Paralela** 2005. Tese de Livre Docência – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2005.

CRAIG, J.J. **Introduction to Robotics – Mechanics and Control** – Addison-Wesley Publishin Company, 1989.

DASH, A.K. et al. **Workspace generation and planning singularity-free path for parallel manipulators** – Mechanism and Machine Theory, vol. 40 (pg. 776-805) – Elsevier Ltd., 2005.

FERRARESI, D. – **Fundamentos da Usinagem dos Metais** – Editora Edgard Blüscher Ltda, 1970.

GUPTA, K.; DEL POBIL, A.P. (Org.). **Practical Motion Planning in Robotics – Current Approaches and Future Directions** – John Wiley & Sons, 1988.

HUANG, T. et al. **Optimal Kinematics Design of 2-DOF Parallel Manipulator With Well Shaped Workspace Bounded by a Specified Conditioning Index** – IEEE Transactions on Robotics and Automation, vol. 20 No. 3, (pg. 538-543) – IEEE, 2004.

INOUE, H.; TSUSAKA, Y.; FUKUIZUMI, T. **Parallel Manipulator** – Robotics Research, vol. 3 (pg. 321-327) – MIT Press, 1986.

IURASCU, C.C.; PARK, F.C. **Geometric Algorithm for Kinematic Calibration of Robots Containing Closed Loops** – Journal of Mechanical Design, vol. 125 (pg. 23-32) – ASME, 2003.

JING, Z.; KAILIANG, Z.; XUEBIN, Y. **Study of fault tolerant workspace and fault tolerant planning algorithm based on optimal initial position for two spatial coordinating manipulators** – Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (pg. 584-595) – Elsevier Ltd., 2006.

JOSHI, S.A.; TSAI, L.-W. **The Kinematics of a Class of 3-DOF, 4-Legged Parallel Manipulators** – Journal of Mechanical Design, vol. 125 (pg. 52-60) – ASME, 2003.

KIM, J.; PARK, F.C.; LEE, J.M. **A New Parallel Mechanism Machine Tool Capable of Five-face Machining** – [s.n.][S.I.]

KIM, L.-W.; TSAI, H.S. **Design Optimization of a Cartesian Parallel Manipulator** – Journal of Mechanical Design, vol. 125 (pg. 43-51) – ASME, 2003.

LINUXCNC – **EMC2 Manual**. Disponível em <<http://linuxcnc.org>>. Acessado em 13 jul, 2006.

_____. **EMC2 Tips and Tricks**. Disponível em <<http://linuxcnc.org>>. Acessado em 15 jul, 2006.

LIU, X.-J.; WANG, J.; PRITSCHOW, G. **Performance atlases and optimum design of planar 5R symmetrical parallel mechanisms** – Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (pg. 119-144) – Elsevier Ltd., 2006.

_____. **Kinematics, singularity and workspace of planar 5R symmetrical parallel mechanisms** – Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (pg. 145-169) – Elsevier Ltd., 2006.

_____. **On the Optimal Kinematics Design of the PRRRP 2-DOF Parallel Mechanism** – Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (pg. 1111-1130) – Elsevier Ltd., 2006.

LOZANO-PÉREZ, T. **Motion Planning for Simple Robot Manipulators** – Robotics Research, vol. 3 (pg. 133-140) – MIT Press, 1986.

MERLET, J.-P. **Designing a Parallel Manipulator for a Specific Workspace** – The International Journal of Robotics Research, vol. 16 No. 04 (pg. 545-556) – MIT Press, 1997.

MERLET, J.-P.; GOSELIN, C.M.; MOULY, N. **Workspaces of Planar Parallel Manipulators** – Mechanism and Machine Theory, vol. 33 No. 1/2 (pg. 7-20) – Elsevier Science Ltd., 1988.

NENCHEV, D.N.; UCHIYAMA, M. **Singularity-Consistent Path Planning and Motion Control Through Instantaneous Self-Motion Singularities of Parallel-Link Manipulators** – Journal of Robotic Systems, vol. 14 (pg. 27-36) – John Wiley & Sons, Inc., 1997.

NORTON, R.L. **Design of Machinery – An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines – Second Edition**. New York. McGraw-Hill, 2001.

PALMQVIST, J. **Parallel and normal cutting forces in peripheral milling of wood** – Holz als Roh- und Werkst 61 (pg. 409-415) – Springer-Verlag, 2003.

du PLEISIS, L.J.; SNYMAN, J.A. **An optimally re-configurable planar Gough-Stewart machining platform** – Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (pg. 334-357) – Elsevier Ltd., 2006.

_____. **Determination of optimum geometries for a planar re-configurable machining platform using the LFOPC optimization algorithm** – Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (pg. 307-333) – Elsevier Ltd., 2006.

RASZL, G. – **Avaliação do Potencial de Utilização de um Mecanismo Paralelo como Máquina Ferramenta**. 2003. Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003.

de SAPIO, V. **Some Approaches for Modeling and Analysis of a Parallel Mechanism with Stewart Platform Architecture** – SAND98-8242 – Sandia National Laboratories, 1998.

SIEMENS AG. – **PKM Machines**. Página da intranet da Siemens na Alemanha com apresentação de máquinas com cinemática paralela e CNC Siemens. Acessado em 10, jun 2006.

SIMAAN, N.; SHOHAM, M. **Geometric Interpretation of the Derivatives of Parallel Robots' Jacobian Matrix With Application to Stiffness Control** – Journal of Mechanical Design, vol. 125 (pg. 33-42) – ASME, 2003.

SNYMAN, J.A.; SMIT, W.J. **The Optimal Design of a Planar Parallel Platform for Prescribed Machining Tasks** – Multibody System Dynamics, vol. 8 (pg. 103-115) – Kluwer Academic Publishers, 2002.

VALERO, F.; MATTA, V.; BESA, A. **Trajectory planning in workspaces with obstacles taking into account the dynamic robot behaviour** – Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (pg. 525-536) – Elsevier Ltd., 2006.

VÁSQUEZ, I. et al. **A Visual Servoing Architecture for Controlling Eletromechanical Systems** – [s.n.] [S.I.].

WITTE, H. – **Máquinas Ferramenta** – Hemus Editora Ltda, 1998.

WOLF, A.; SHOHAM, M. **Investigation of Parallel Manipulators Using Linear Complex Approximation** – Journal of Mechanical Design, vol. 125 (pg. 564-572) – ASME, 2003.

WURLL, C.; HENRICH, D. **Point-to-Point and Multi-Goal Path Planning for Industrial Robots** – Journal of Robotic Systems, vol. 18 (pg. 445-461) – Jonh Wiley & Sons, Inc., 2001.

XI, F.; XU, Y.; XIONG, G. **Design and analysis of a re-configurable parallel robot** – Mechanism and Machine Theory, vol. 41 (pg. 191-211) – Elsevier Ltd., 2006.

YOSHIKAWA, T. **Analysis and Design of Articulated Robot Arms from the Viewpoint of Dynamic Manipulability** – Robotics Research, vol. 3 (pg. 273-279) – MIT Press, 1986.

ZHAO, X.; PENG, S. **A successive approximation algorithm for the direct position analysis of parallel manipulators** – Mechanism and Machine Theory, vol. 35 (pg. 1095-1101) – Elsevier Ltd., 2000.

ZOPPI, M. et al. **Constraint Singularities of Force Transmission in Nonredundant Parallel Robots With Less Than Six Degrees of Freedom** – Journal of Mechanical Design, vol. 125 (pg. 557-563) – ASME, 2003.