VITOR NEVES HARTMANN

CONTRIBUIÇÃO AO CONTROLE EXPERIMENTAL DE ROBÔS
PARALELOS

São Paulo
2018

VITOR NEVES HARTMANN

CONTRIBUIÇÃO AO CONTROLE EXPERIMENTAL DE ROBÔS
PARALELOS

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obten-
ção do título de Doutor em Ciências

São Paulo
2018

VITOR NEVES HARTMANN

CONTRIBUIÇÃO AO CONTROLE EXPERIMENTAL DE ROBÔS
PARALELOS

Versão corrigida

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obten-
ção do título de Doutor em Ciências

Área de concentração:
Engenharia Mecatrônica

Orientador: Professor Doutor
Tarcísio Antônio Hess Coelho

São Paulo
2018

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

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

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Hartmann, Vitor Neves

Contribuição ao controle experimental de robôs paralelos / V. N. Hartmann - versão corr. -- São Paulo, 2018.

145 p.

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

1.Mecanismos 2.Arquiteturas paralelas 3.Controle dinâmico
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t.

Nome: HARTMANN, Vitor Neves

Título: Contribuição ao controle experimental de robôs paralelos

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obtenção
do título de Doutor em Ciências

Aprovado em: 06 de julho de 2018

Banca examinadora

Prof. Dr. Tarcisio Antonio Hess Coelho

Instituição: EP - USP

Julgamento: _____

Prof.^a Dr.^a Máira Martins da Silva

Instituição: EESC - USP

Julgamento: _____

Prof. Dr. Bruno Augusto Angelico

Instituição: EP - USP

Julgamento: _____

Prof. Dr. Arturo Forner Cordero

Instituição: EP - USP

Julgamento: _____

Prof. Dr. Henrique Simas

Instituição: UFSC - Externo

Julgamento: _____

DEDICATÓRIA

Para minha família.

AGRADECIMENTOS

Tenho profunda gratidão a todos aqueles que auxiliaram direta ou indiretamente neste trabalho:

CNPq, pelo financiamento desta pesquisa do começo ao fim;

Prof. Tarcísio Antônio Hess Coelho, por sua orientação e paciência no decorrer da pesquisa, especialmente quando este seu orientado questionava suas ideias e aplicações da tecnologia na reabilitação;

Prof.^a Camila Pasin, por suas valiosas observações sobre o estado da arte na robótica de reabilitação e seu uso nas clínicas, enfatizando as reais dificuldades encontradas na integração entre a engenharia e a fisioterapia;

Prof. Arturo Forner Cordero, por suas duras, porém gratificantes, lições sobre argumentação e suas constantes cobranças por resultados, mesmo não sendo um trabalho diretamente ligado a suas atividades;

Prof. Rafael Traldi Moura, pelo fornecimento do sistema de medição a *laser* e do *software* de aquisição de dados, além dos minicursos sobre diversos assuntos em que o professor permitiu que eu estivesse presente;

Prof.^a Isabel C. N. Sacco, por mostrar em suas aulas, e dentro de seu laboratório, que a integração entre a engenharia e a reabilitação não é uma tarefa tão simples quanto possa parecer;

André Garnier Coutinho, por suas explicações sobre controle de mecanismos e robôs com base nos trabalhos de Renato Maia Matarazzo Orsino, que facilitaram bastante a compreensão física das equações utilizadas neste trabalho;

Guilherme Martinho, pelo desenvolvimento inicial da comunicação entre as placas de controle dos motores utilizados e a lógica de programação;

Décio de Moura Rinaldi, pela construção mecânica do protótipo, e por todas as demais atividades que desenvolvemos juntos durante a execução desse projeto;

Rynaldo Almeida, pelas equações de controle e sua comparação entre os métodos de sua tese;

Brian Juan Auza Tarquino, por suas explicações sobre diversos assuntos relacionados, incluindo sobre as normas para ensaio de máquinas industriais;

Michele Ghilardi, minha companheira de trabalhos na Faculdade de Medicina da Universidade de São Paulo (FMUSP), por suas breves aulas sobre reabilitação humana e terapia ocupacional;

Meu irmão Igor, por nossas infundáveis discussões nessas áreas do conhecimento, e pela paciência na revisão deste e de outros documentos relacionados a esta pesquisa;

Minha esposa, pelo carinho, paciência e apoio no desenvolvimento e na conclusão dos trabalhos;

Meu filho, nascido durante o período em que ocorreu esta pesquisa, e que também sempre me recebeu com um sorriso no rosto quando chegava em casa.

Aos demais, que porventura tenha me esquecido de mencionar aqui, peço que perdoem minha falha, e que saibam que sou eternamente agradecido.

Agir, eis a inteligência verdadeira. Serei o que quiser. Mas
tenho que querer o que for. O êxito está em ter êxito, e não
em ter condições de êxito. Condições de palácio tem qualquer
terra larga, mas onde estará o palácio se não o ficarem ali?

(Fernando Pessoa)

RESUMO

Existe um crescente aumento nos gastos mundiais em inovação, com maior participação de áreas como a computação, a eletrônica, a saúde, a área automotiva e a área industrial. Mecanismos diferenciados, assimétricos, tais como o estudado neste trabalho, necessitam de maiores investigações, como a realização de ensaios normatizados. Para se contribuir com esse cenário propõe-se a análise de um sistema robótico, de arquitetura paralela, para experimentos de múltiplas finalidades. O presente trabalho aborda desde a construção de uma máquina paralela de topologia assimétrica, passando por seu controle, até a obtenção de informações sobre essa nova arquitetura. A sua construção é dividida em cinco subsistemas, que se inter-relacionam: o mecânico, o elétrico, o de atuação, o de controle e o de interface. Sete estratégias de controle foram comparadas de acordo com os seguintes critérios: a exatidão na trajetória, o comprimento controlável, a dispersão das trajetórias em diferentes períodos de tempo, e o consumo de energia. Os resultados foram gerados por meio de registro, em folha de papel, da trajetória do efetuador da máquina. As curvas geradas foram digitalizadas e comparadas entre si. Os resultados mostraram que os controles dinâmicos podem permitir o funcionamento adequado da máquina, sendo possível, inclusive, velocidades maiores que as observadas no controle descentralizado PID. Neste trabalho em particular, o maior desafio observado foi o valor da menor frequência natural amortecida, que se mostrou baixo e resultou em baixos esforços de controle. Em ordem decrescente, os tipos de controle que apresentaram melhores resultados foram o PID descentralizado, o controle por torque computado com *feedforward*, e o controle por modos deslizantes, também com *feedforward*.

Palavras-chave: Mecanismos. Arquiteturas paralelas. Controle dinâmico.

ABSTRACT

There is a steady increase in global spending on innovation, with an increased share of areas such as computing, electronics, health, automotive and industrial area. Differentiated, asymmetric mechanisms, such as the one proposed in this work, need further investigations, such as standardized tests. To contribute to this scenario the analysis of a robotic system, with parallel architecture and for multi-purpose experiments, is proposed. This work covers the construction of a parallel machine with asymmetric topology, its control, and the collection of information on this new architecture. Its construction is divided into five sub-systems, which are interrelated: the mechanical, the electrical, the actuation, the control and its interface. Seven control strategies were compared, according to four criteria. The chosen criteria are the following: track accuracy, stability range, dispersion of the paths at different periods and energy consumption. The results were generated by recording, on a sheet of paper, the trajectory of the machine's end-effector. The plots were digitalized and compared. The results showed that the dynamic controls can allow the machine to behave appropriately, even at speeds higher than those with the decentralized PID. The main challenge in this case was the lowest damped frequency, with a low value that resulted in low control efforts. In decreasing order, the best results were achieved with the decentralized PID, the feedforward computed torque control and the feedforward sliding modes control.

Keywords: Mechanism. Parallel architectures. Dynamic control.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Distribuição dos investimentos por área (Próprio).	15
Figura 2 – Esboço do mecanismo proposto (Próprio).....	18
Figura 3 – Modelo virtual do mecanismo (Próprio).	18
Figura 4 – Objetivos gerais e específicos do trabalho (Próprio).	20
Figura 5 – Diagrama de blocos do controle tipo PID (Próprio).....	30
Figura 6 – Diagrama de blocos do controle tipo PID simplificado (Próprio).	31
Figura 7 – Diagrama de controle por torque computado (Próprio).....	34
Figura 8 – Diagrama de controle por CTC e alimentação <i>feedforward</i> (Próprio).	34
Figura 9 – Diagrama de controle por modos deslizantes (Próprio).	37
Figura 10 – Diagrama de controle por SMC com alimentação <i>feedforward</i> (Próprio).	37
Figura 11 – Modelo virtual da estrutura proposta (Hartmann, et al., 2015).	39
Figura 12 – Localização da origem: vistas frontal e lateral, respectivamente (Hartmann, et al., 2015).....	40
Figura 13 – Diagrama cinemático do mecanismo construído (Hartmann, et al., 2015).	41
Figura 14 – Espaço de trabalho disponível (Indeterminado).....	41
Figura 15 – Espaço de trabalho total (Kumazawa, et al., 2009).	42
Figura 16 – Parâmetros do mecanismo (Próprio).	43
Figura 17 – Definições para o equacionamento (Próprio).	45
Figura 18 – Estrutura mecânica do protótipo (Hartmann, et al., 2015).	48
Figura 19 – Sistema de medição <i>laser</i> utilizado (Hartmann, et al., 2015).	50
Figura 20 – Fluxo de dados simplificado (Hartmann, et al., 2015).	51
Figura 21 – Diagrama do fluxo de informações do controlador descentralizado de posição (Próprio).	54

Figura 22 – Diagrama de blocos do controlador descentralizado de posição (Hartmann, et al., 2015).....	54
Figura 23 – Diagrama do fluxo de informações dos controladores CTC e SMC (Próprio).	55
Figura 24 – Frequências naturais no espaço de trabalho considerado (Próprio).	59
Figura 25 – Trajetória teórica de referência (Próprio).	61
Figura 26 – Tempos inicial, em trajetória e final (Próprio).	62
Figura 27 – Comprimento controlável, LY , e dispersão das trajetórias, LZ (Hartmann, et al., 2018).	64
Figura 28 – Montagem utilizada para o ensaio de comportamento do mecanismo com folga (Rinaldi, 2018).	66
Figura 29 – Exatidão no eixo Y (Próprio).....	70
Figura 30 – Exatidão no eixo Z (Próprio).....	70
Figura 31 – Precisão no eixo Y (Próprio).....	71
Figura 32 – Precisão no eixo Z (Próprio).....	71
Figura 33 – Frequências naturais para o eixo Y (Próprio).	72
Figura 34 – Frequências naturais para o eixo Z (Próprio).	73
Figura 35 – Curvas de movimentação lenta, utilizando controle PID (Próprio).	74
Figura 36 – Curvas de movimentação intermediária, utilizando controle PID (Próprio).	74
Figura 37 – Curvas de movimentação rápida, utilizando controle PID (Próprio).	75
Figura 38 – Curvas de movimentação lenta, para o CTC, ganho fixo e <i>feedback</i> (Próprio).	76
Figura 39 – Curvas de movimentação intermediária, para o CTC, ganho fixo e <i>feedback</i> (Próprio).	76
Figura 40 – Curvas de movimentação rápida, para o CTC, ganho fixo e <i>feedback</i> (Próprio).	77
Figura 41 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e CTC com ganho fixo e <i>feedback</i> (vermelho) (Próprio).....	77
Figura 42 – Curvas de movimentação lenta, para o CTC, ganho fixo e <i>feedforward</i> (Próprio).	78

Figura 43 – Curvas de movimentação intermediária, para o CTC, ganho fixo e <i>feedforward</i> (Próprio).....	78
Figura 44 – Curvas de movimentação rápida, para o CTC, ganho fixo e <i>feedforward</i> (Próprio).	78
Figura 45 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e CTC com ganho fixo e <i>feedforward</i> (amarelo) (Próprio).	79
Figura 46 – Curvas de movimentação lenta, para o CTC, ganho variável e <i>feedback</i> (Próprio).	80
Figura 47 – Curvas de movimentação intermediária, para o CTC, ganho variável e <i>feedback</i> (Próprio).	80
Figura 48 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e CTC com ganho variável e <i>feedback</i> (verde) (Próprio).....	81
Figura 49 – Curvas de movimentação lenta, para o CTC, ganho variável e <i>feedforward</i> (Próprio).....	82
Figura 50 – Movimentação intermediária, para o CTC, ganho variável e <i>feedforward</i> (Próprio).	82
Figura 51 – Curvas de movimentação rápida, para o CTC, ganho variável e <i>feedforward</i> (Próprio).....	82
Figura 52 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e CTC com ganho variável e <i>feedforward</i> (turquesa) (Próprio)....	83
Figura 53 – Curvas de movimentação lenta, para o SMC e ganho fixo (Próprio).	84
Figura 54 – Curvas de movimentação intermediária, para o SMC e ganho fixo (Próprio).	84
Figura 55 – Curvas de movimentação rápida, para o SMC e ganho fixo (Próprio). ..	84
Figura 56 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e SMC com ganho fixo (azul) (Próprio).	85
Figura 57 – Curvas de movimentação lenta, para o SMC e ganho variável (Próprio).	85
Figura 58 – Curvas de movimentação intermediária, para o SMC e ganho variável (Próprio).	86
Figura 59 – Curvas de movimentação rápida, para o SMC e ganho variável (Próprio).	86

Figura 60 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e SMC com ganho variável (rosa) (Próprio).	86
Figura 61 – Comportamento do sistema modelado, apertado (Próprio).	93
Figura 62 – Comportamento do sistema modelado, encostado (Próprio).	93
Figura 63 – Comportamento do sistema modelado, com folga leve (Próprio).	94
Figura 64 – Comportamento do sistema modelado, com folga grande (Próprio).	94
Figura 65 – Envelope de erros de posição para $s = 0,7^\circ$ (Rinaldi, 2018).	97
Figura 66 – Movimento angular da junta universal (Rinaldi, 2018).	113
Figura 67 – Movimento angular da junta prismática (Rinaldi, 2018).	114
Figura 68 – Comparação entre controle indireto PID e direto PI (Próprio).	116
Figura 69 – Os seis movimentos no espaço sem restrições (Próprio).	128
Figura 70 – Graus de liberdade de: (a) uma maçaneta; (b) um cubo de gelo (Próprio).	129
Figura 71 – Juntas: (a) rotativa; (b) universal; (c) esférica (Próprio).	129
Figura 72 – Juntas: (a) prismática; (b) paralelogramo articulado (Próprio).	130
Figura 73 – Cadeia cinemática: (a) apenas o membro; (b) completa (Próprio).	131
Figura 74 – Mecanismo do tipo: (a) serial RR; (b) paralelo 2RRR+PaP (Próprio)...	131
Figura 75 – Mecanismo do tipo 2RSU+PPaP (Próprio).	132
Figura 76 – Diferentes velocidades em sistemas assimétricos (Próprio).	141
Figura 77 – Diferentes forças na reabilitação humana (Indeterminado).	142
Figura 78 – Relação entre os tipos de valores que podem existir (Próprio).	143

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características de algumas MCP para usinagem (Hess-Coelho, et al., 2005).	22
Tabela 2 – Características de algumas MCP para <i>pick-and-place</i> (Próprio).....	23
Tabela 3 – Parâmetros utilizados no controle do mecanismo (Próprio).....	47
Tabela 4 – Erro em trajetória (Próprio).....	90
Tabela 5 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias (Próprio).....	91
Tabela 6 – Energia total consumida (Próprio).	91
Tabela 7 – Resultados da medição do ensaio com a régua (Próprio).	92
Tabela 8 – Resultados de folga para as fontes consideradas (Próprio).....	96
Tabela 9 – Energia consumida ponderada (Próprio).	105
Tabela 10 – Parâmetros do critério de Kutzbach-Grübler.....	133

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABB	<i>Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget (ASEA) Brown Boveri</i>
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
AVC	Acidente vascular cerebral
CAN	<i>Controller Area Network</i>
CTC	<i>Computed torque control</i> (Controle por torque computado)
gdl	Graus de liberdade
MCP	Máquina de cinemática paralela
MCS	Máquina de cinemática serial
PID	Controle proporcional, integral e derivativo
PTV	Princípio dos Trabalhos Virtuais
RAM	<i>Random Access Memory</i>
rot	Rotação
SMC	<i>Sliding mode control</i> (Controle por modos deslizantes)
trans	Translação
USB	<i>Universal Serial Bus</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Comprimento controlável
'a'	Direção paralela à esteira
(a)	Direção mediolateral
a_1	Comprimento do braço motor
a_2	Comprimento do braço movido
a_{1e}	Comprimento equivalente do braço motor
a_{3e}	Comprimento equivalente da cadeia Pa
α	Termos que multiplicam ($\ddot{\cdot}$) na equação dinâmica de um sistema
α	Matriz de termos que multiplicam ($\ddot{\cdot}$) na equação dinâmica de um sistema
'b'	Direção perpendicular à esteira
(b)	Direção anteroposterior
β, f	Termos relativos às forças centrípetas, de Coriolis e gravitacionais de um sistema
β	Matriz de termos relativos às forças centrípetas, de Coriolis e gravitacionais de um sistema
C	Conectividade
C	Matriz de amortecimentos de um sistema
ζ	Coeficiente de amortecimento
d	Diferença $l - L$
Dim	Dimensão do espaço utilizado
δq	Matriz de deslocamentos virtuais dos atuadores
δx	Matriz de deslocamentos virtuais do efetuador
δx_i	Matriz de deslocamentos virtuais dos membros
$e_{y,p,r}$	Erro de posição calculado em y , p e r .

$e_{z,p,r}$	Erro de posição calculado em z , p e r .
e	Matriz de diferenças entre a posição desejada e a observada para o efetuador
$\dot{e}$	Matriz de diferenças entre a velocidade desejada e a observada para o efetuador
$\ddot{e}$	Matriz de diferenças entre a aceleração desejada e a observada para o efetuador
e_m	Erro de medição de um medidor
E	Energia total consumida
$E_{m,c}$	Erro médio de um controle
$E_{m,t}$	Erro médio em trajetória
$\hat{f}$	Melhor estimativa de f
F	Força externa aplicada sobre o efetuador
$\mathbf{F}$	Matriz de forças externas aplicadas sobre o efetuador
$\mathbf{F}_i$	Matriz de forças externas aplicadas sobre os membros
Φ	Largura da camada limite
g	Aceleração gravitacional
G	Esforços gravitacionais
h	Altura do eixo de rotação da junta universal em relação ao efetuador
H	Esforços de forças centrípetas e de Coriolis
i_m	Corrente no motor
j	Graus de liberdade
J	Matriz Jacobiana
J_i	Matriz que relaciona os deslocamentos dos atuadores com os deslocamentos dos membros
J_q	Matriz dos termos de J que multiplicam q
J_x	Matriz dos termos de J que multiplicam x
k	Ganho do termo descontínuo do SMC

K	Número de trajetórias possíveis
k_m	Rigidez de mola
k_M	Constante de torque do motor
$\mathbf{K}$	Matriz de rigidez de um sistema
$\mathbf{K}_d$	Matriz de ganhos derivativos de um sistema
$\mathbf{K}_i$	Matriz de ganhos integrais de um sistema
$\mathbf{K}_p$	Matriz de ganhos proporcionais de um sistema
L	Distância entre a guia linear e o eixo dos motores
L_Y	Comprimento controlável
L_Z	Dispersão das trajetórias
ℓ	Distância entre o eixo da junta universal e o centro do efetuator
λ	Espaço de movimentação
λ_n	Menor frequência natural de um sistema de ordem n
M	Mobilidade
m, M	Massa de um sistema
$\hat{m}$	Melhor estimativa da massa de um sistema
$\mathbf{M}$	Matriz de massas de um sistema
$\hat{\mathbf{M}}$	Melhor estimativa da matriz de massa de um sistema
n	Ordem de um sistema em relação a uma determinada variável de interesse
N	Número de pontos de controle
N_e	Número de elos
η	Tempo para o sistema atingir a camada limite
np_j	Número de pares cinemáticos com j graus de liberdade
ω_m	Velocidade angular do eixo do motor
ω_n	Frequência natural amortecida
p	Ponto de controle

P	Junta prismática
Pa	Paralelogramo articulado
P_e	Potência elétrica
P_m	Potência mecânica
Px	Junta de translação sobre o eixo X
Pz	Junta de translação sobre o eixo Z
q_1, q_1	Posição do atuador sobre sobre o eixo X
q_2, q_2	Posição do atuador sobre em relação ao eixo -X
q_3, q_3	Posição do atuador sobre em relação ao eixo +X
$q, q(t)$	Matriz de posições dos atuadores
$\dot{q}$	Matriz de velocidades dos atuadores
$\ddot{q}$	Matriz de acelerações dos atuadores
q_d	Matriz de posições desejadas para os atuadores
$\dot{q}_d$	Matriz de velocidades desejadas para os atuadores
$\ddot{q}_d$	Matriz de acelerações desejadas para os atuadores
r	Trajetória
R	Junta de rotação
R_t	Resistência dos terminais do motor
rot(x)	Rotação em torno do eixo X
Rx	Junta de rotação sobre o eixo X
S	Junta esférica
$s, S(t)$	Superfície variante no tempo
$\dot{s}$	Taxa de variação da superfície s
$sat(:)$	Função saturação de $(:)$
$sgn(:)$	Retorna o sinal de $(:)$
t	Tempo (variável não controlada)
Δt	Período amostral

T	Período do movimento do efetuator
T_s	Tempo de estabilização do efetuator
τ	Torque no atuador
$\hat{\tau}$	Melhor estimativa do torque no atuador
$\boldsymbol{\tau}$	Matriz de torques nos atuadores
τ_k	Torque nas molas
τ'	Ação do controlador no atuador
$\boldsymbol{\tau}'$	Matriz de ações dos controladores nos atuadores
trans(x)	Translação sobre o eixo X
trans(y)	Translação sobre o eixo Y
trans(z)	Translação sobre o eixo Z
U	Junta universal
V_m	Valor medido de uma grandeza
V_r	Valor de referência de uma grandeza
x	Posição sobre o eixo X
x_1, x_1	Posição do efetuator sobre o eixo X
x_2, x_2	Posição do efetuator sobre o eixo Y
x_3, x_3	Posição do efetuator sobre o eixo Z
$\ddot{x}$	Aceleração no eixo X
$\boldsymbol{x}, \boldsymbol{x}(t)$	Matriz de posições do efetuator
$\dot{\boldsymbol{x}}$	Matriz de velocidades do efetuator
$\ddot{\boldsymbol{x}}$	Matriz de acelerações do efetuator
$\tilde{\boldsymbol{x}}$	Matriz de diferenças entre a posição observada e a desejada para o efetuator
$\hat{\tilde{\boldsymbol{x}}}$	Matriz de diferenças entre a velocidade observada e a desejada para o efetuator
$\ddot{\tilde{\boldsymbol{x}}}$	Matriz de diferenças entre a aceleração observada e a desejada para o efetuator

x_d	Matriz de posições desejadas para o efetuador
$\dot{x}_d$	Matriz de velocidades desejadas para o efetuador
$\ddot{x}_d$	Matriz de acelerações desejadas para o efetuador
y	Posição sobre o eixo Y
$y_{d,r}$	Ponto teórico desejado em y , p e r .
$y_{p,r}$	Ponto real atingido pelo efetuador em y , p e r .
z	Posição sobre o eixo Z
$z_{d,r}$	Ponto teórico desejado em z , p e r .
$z_{p,r}$	Ponto real atingido pelo efetuador em z , p e r .
$(:) = f(\cdot)$	A variável dependente $(:)$ é uma função da variável independente $(\cdot)$
$\frac{d(:)}{dt}, (\dot{:})$	Derivada primeira de uma ou mais variáveis $(:)$ no tempo t
$(\ddot{:})$	Derivada segunda de uma ou mais variáveis $(:)$ no tempo t
$\frac{\partial(f(:))}{\partial(\cdot)}$	Derivada parcial de uma função de uma ou mais variáveis $(:)$ em $(\cdot)$
$[:]^{-1}$	Inversa da matriz $[:]$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	OBJETIVOS.....	20
3	REVISÃO DA LITERATURA.....	21
3.1	ESTADO DA ARTE.....	21
3.2	EQUACIONAMENTO CINEMÁTICO	25
3.3	PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS	27
3.4	CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO (PID).....	29
3.5	CONTROLE POR TORQUE COMPUTADO (CTC)	31
3.6	CONTROLE POR MODOS DESLIZANTES (SMC)	35
4	MATERIAIS E MÉTODOS.....	39
4.1	SISTEMA DE COORDENADAS.....	40
4.2	CINEMÁTICA DE POSIÇÕES	42
4.3	CINEMÁTICA DE VELOCIDADES.....	44
4.4	CINEMÁTICA DE ACELERAÇÕES	46
4.5	PROTÓTIPO	47
4.6	SISTEMA DE MEDIÇÃO.....	49
4.7	MAPEAMENTO DE ERROS E FREQUÊNCIAS.....	50
4.8	TÉCNICAS DE CONTROLE	52
4.8.1	PID DESCENTRALIZADO.....	53
4.8.2	TORQUE COMPUTADO (CTC).....	55
4.8.3	MODOS DESLIZANTES (SMC).....	57
4.8.4	DETERMINAÇÃO DOS GANHOS.....	58
4.9	REGISTRO DA TRAJETÓRIA	60
4.10	CRITÉRIOS DE COMPARAÇÃO.....	63
4.11	MODELAGEM DAS FOLGAS	65
4.12	INCERTEZA DE POSICIONAMENTO	67
5	RESULTADOS.....	69
5.1	EXATIDÃO E REPETIBILIDADE.....	69
5.2	MAPEAMENTO DE FREQUÊNCIAS NATURAIS	72
5.3	PID DESCENTRALIZADO	73
5.4	TORQUE COMPUTADO COM GANHO FIXO E REALIMENTAÇÃO FEEDBACK.....	75

5.5	TORQUE COMPUTADO COM GANHO FIXO E ALIMENTAÇÃO <i>FEEDFORWARD</i>	77
5.6	TORQUE COMPUTADO COM GANHO VARIÁVEL E REALIMENTAÇÃO <i>FEEDBACK</i>	79
5.7	TORQUE COMPUTADO COM GANHO VARIÁVEL E ALIMENTAÇÃO <i>FEEDFORWARD</i>	81
5.8	<i>SLIDING MODES</i> COM FUNÇÃO SATURAÇÃO, TERMO INTEGRAL E ALIMENTAÇÃO <i>FEEDFORWARD</i>	83
5.9	<i>SLIDING MODES</i> COM FUNÇÃO SATURAÇÃO, TERMO INTEGRAL, ALIMENTAÇÃO <i>FEEDFORWARD</i> E GANHOS VARIÁVEIS	85
5.10	TÉCNICAS DE CONTROLE INSATISFATÓRIAS	87
5.10.1	<i>SLIDING MODES</i> SEM TERMO INTEGRAL	87
5.10.2	<i>SLIDING MODES</i> COM FUNÇÃO SINAL	88
5.10.3	<i>SLIDING MODES</i> COM FUNÇÃO SATURAÇÃO E REALIMENTAÇÃO <i>FEEDBACK</i>	88
5.10.4	<i>SLIDING MODES</i> COM FUNÇÃO SATURAÇÃO E ALIMENTAÇÃO <i>FEEDFORWARD</i>	88
5.10.5	<i>SLIDING MODES</i> COM FUNÇÃO SATURAÇÃO, TERMO INTEGRAL E REALIMENTAÇÃO <i>FEEDBACK</i>	89
5.11	ERRO EM TRAJETÓRIA	89
5.12	COMPRIMENTO CONTROLÁVEL E DISPERSÃO DAS TRAJETÓRIAS	90
5.13	ENERGIA CONSUMIDA	91
5.14	EFEITO DA FOLGA	92
5.15	ENVELOPE DE INCERTEZA DE POSIÇÃO	95
6	DISCUSSÃO	99
6.1	COMPARAÇÃO COM OUTRAS MÁQUINAS	99
6.2	CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DO PROTÓTIPO	101
6.3	PRINCIPAIS APLICAÇÕES	102
6.4	ANÁLISE SOBRE OS TIPOS DE CONTROLES	103
6.5	LIMITAÇÕES DO PROTÓTIPO	106
6.6	SOBRE AS FOLGAS E ERROS	108
6.7	CORREÇÃO DAS FOLGAS E ERROS	111
6.8	SOBRE AS JUNTAS MECÂNICAS	112
6.9	MELHORIAS NO SISTEMA DE CONTROLE	115
7	CONCLUSÃO	118
7.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS	118
7.2	TRABALHOS FUTUROS	120
	REFERÊNCIAS	122

APÊNDICE A – CONCEITOS BÁSICOS UTILIZADOS.....	128
A.1 MECÂNICA E CINEMÁTICA	128
A.2 CONTROLE.....	134
A.3 APLICAÇÕES.....	140
A.4 ENSAIOS EXPERIMENTAIS	142

1 INTRODUÇÃO

Desde o ano 2000, os gastos mundiais com inovação vêm aumentando, em média, cerca de 7% ao ano. Em 2008, esse valor foi de aproximadamente US\$ 520 bilhões, caindo para cerca de US\$ 500 bilhões em 2009 devido à recessão. Em 2010 houve uma recuperação desse investimento para um patamar próximo aos valores de longo prazo, num total de US\$ 550 bilhões (Jaruzelski, et al., 2011).

Desse total, somente as áreas de computação e eletrônica (C&E), saúde, e automotiva e industrial (A&I), são responsáveis por investimentos de aproximadamente 154, 121 e 138 bilhões de dólares, respectivamente. Outros seis tipos de indústrias compõem o restante dos investimentos realizados. A Figura 1 ilustra essa distribuição dos investimentos para o ano de 2010.

Figura 1 – Distribuição dos investimentos por área (Próprio).

Essas três áreas correspondem a 75% do total de investimentos realizados, e aparecem em 19 posições das 20 primeiras empresas que mais utilizaram recursos para inovação em 2010. O aumento médio das verbas destinadas à pesquisa e ao de-

envolvimento nessas áreas foi de 10% em relação a 2009. Em relação às vendas, o montante dedicado pode chegar a mais de 20% (Jaruzelski, et al., 2011).

Nos últimos 20 anos, acompanhando essa tendência, observa-se que houve uma grande migração na robótica: de desenvolvimentos teóricos e experimentais para aplicações em setores além do industrial, tais como o da saúde ou de assistência domiciliar, o da automobilística e o aeroespacial (Hess-Coelho, et al., 2005). As aplicações nessas áreas incluem tanto processos de fabricação quanto atividades de *pick-and-place* e terapias de reabilitação.

Para tanto, níveis elevados de desempenho tiveram de ser atingidos com a participação expressiva de especialistas de diferentes áreas do conhecimento. Conceitos sobre sistemas robóticos, atuação e seu controle tiveram de ser revistos, e inovações aplicadas constantemente. Além disso, quando se fala em inovação, não se trata apenas das novas descobertas nessas áreas, mas também no uso de alternativas já existentes na resolução de novos problemas.

Assim, em 2010, o Laboratório de Mecanismos, Máquinas e Robôs foi inserido no âmbito do NEAR – Núcleo de Estudos Avançados em Reabilitação. Esse núcleo faz parte do Programa da Reitoria da USP de incentivo à pesquisa, aberto através do Edital USP do ano de 2010. Um dos projetos propostos nesse documento é o NARLE – Novas Abordagens em Reabilitação de Lesões Encefálicas.

O NARLE “...visa propor e validar novos paradigmas de reabilitação utilizando terapia robótica na recuperação da capacidade funcional de membros superiores e inferiores de pacientes pós-AVC.”. De forma que “...a reabilitação de pacientes com AVC será auxiliada por meio de dispositivos robóticos, com a utilização de jogos computacionais baseados em protocolos de controle motor.”.

A aproximação da Engenharia e da Medicina se dá através da Faculdade de Medicina da Universidade de São Paulo (FMUSP), da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC), da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP) e da Escola de Artes, Ciências e Humanidades (EACH), além da Universidade Estadual Paulista (UNESP) e da Universidade de Mogi das Cruzes (UMC).

Também contribuem os parceiros *Massachusetts Institute of Technology* (MIT), *Imperial College*, *Harvard*, *University of Tasmania* (UTAS) e a *Katholieke Universiteit* (KU) Leuven. Diversos laboratórios e linhas de pesquisa estão envolvidos, e maiores

informações podem ser obtidas no edital supracitado. Este trabalho é uma contribuição para esse grupo de pesquisa.

Nessa linha, há a necessidade de maiores investigações em mecanismos diferenciados ainda não totalmente dominados como, por exemplo, aqueles de topologia assimétrica. Métricas normatizadas devem ser utilizadas para a obtenção de resultados que forneçam informações acerca de seu desempenho. Com esses resultados em mãos, pode-se avaliar para quais atividades o mecanismo é mais indicado, de forma que possíveis aplicações possam ser identificadas.

A linha que se segue para controlar esses mecanismos diferenciados tem sido a da adaptação de técnicas de controle mais amadurecidas, já empregadas em mecanismos seriais. No entanto, apesar de conquistas notáveis, mais investigações são necessárias para determinar a abordagem mais adequada para cada controle, seja de posição ou de força.

Assim, apresenta-se uma proposta de máquina de cinemática paralela (MCP), em função das condições brevemente discutidas no início deste capítulo. Deseja-se estudar um mecanismo com topologia assimétrica, justamente para se avaliar a possibilidade de uso em aplicações que não demandem simetria de suas propriedades dinâmicas.

A máquina proposta é um mecanismo paralelo composto de três cadeias cinemáticas ativas. Duas delas têm simetria topológica, sendo que a terceira é que difere o mecanismo dos demais existentes até o momento. As cadeias podem ser representadas na forma $2R_{SU} + PPaP$, e o esboço do mecanismo pode ser observado na Figura 2.

O mecanismo apresenta uma mobilidade igual a 3, referente aos três movimentos de translação que podem ser realizados pelo efetuador. O mecanismo está equipado com três sensores do tipo *encoder*, localizados diretamente nos motores dos atuadores. Uma unidade *laser* faz o papel de um sensor adicional baseado em interferometria para as medições de interesse.

Sua construção mecânica faz com que o sistema seja parcialmente acoplado, sendo que a variável independente é o deslocamento linear da guia prismática solidária à base fixa. As duas outras variáveis são dependentes tanto entre si, quanto do deslo-

camento linear dessa mesma guia linear. O modelo virtual do mecanismo pode ser observado na Figura 3.

Figura 2 – Esboço do mecanismo proposto (Próprio).

Um mecanismo desse tipo possui algumas dificuldades inerentes à sua construção. As cadeias RSU, por exemplo, amplificam os erros de posicionamento dos atuadores, ao contrário do que acontece em uma MCS. Além disso, como o projeto da máquina foi desenvolvido para maximizar o espaço de trabalho, a atuação em si fica afastada da base, o que pode gerar maiores deslocamentos no efetuator.

Figura 3 – Modelo virtual do mecanismo (Próprio).

Quanto ao controle, por sua vez, pode-se citar a dificuldade de posicionamento dos atuadores, uma vez que pequenos ângulos alteram significativamente a posição do efetuador. Ademais: o grande número de juntas movidas após os atuadores pode adicionar distúrbios no controle que dificilmente podem ser modelados, como será apresentado mais adiante.

Atualmente existem poucas MCP construtivamente similares ao modelo proposto. O controle dessas máquinas é geralmente descentralizado e do tipo PID, escolha que tende a minimizar os problemas de controle supracitados. No Capítulo 3, faz-se uma revisão do estado da arte para mecanismos similares, tanto seriais como paralelos, e considerações sobre o seu controle.

Assim, busca-se contribuir para o meio acadêmico com informações sobre essa nova arquitetura, a $2RSS + PPaP$. São focados os tipos de controle mais adequados a ela, em quais situações, e quais as vantagens que ela pode oferecer em relação a outras soluções já disponíveis no mercado.

Este trabalho está dividido da seguinte maneira: no Capítulo 2 são enumerados os objetivos gerais e específicos da pesquisa. Uma breve revisão da literatura, e dos conceitos básicos utilizados neste trabalho, é feita no Capítulo 3. No Capítulo 4 são listados os equipamentos utilizados e os métodos de ensaio, cujos resultados são expostos no Capítulo 5. A discussão sobre os resultados é feita no Capítulo 6, e complementada no Capítulo 7 com as conclusões sobre o trabalho. No APÊNDICE A – Conceitos básicos utilizados, encontram-se conceitos adicionais sobre o desenvolvimento realizado.

2 OBJETIVOS

Em função das atuais condições e problemas apresentados no Capítulo 1, para a solução proposta deseja-se:

- i. Determinar se é possível controlar dinamicamente o mecanismo $2R_{SU} + PPaP$, através das variações de controle especificadas no Capítulo 4;
- ii. Avaliar a estabilidade do mecanismo em função da utilização de ganhos fixos e variáveis.

Para tanto, alguns objetivos específicos foram levantados, discriminados a seguir:

- a) Levantar, experimentalmente, suas propriedades mecânicas;
- b) Controlar o mecanismo de acordo com as variações propostas;
- c) Ensaiar os controles selecionados e determinar seu desempenho;
- d) Avaliar a controlabilidade e sugerir possíveis aplicações.

A relação entre os objetivos gerais e específicos é mostrada na Figura 4.

Figura 4 – Objetivos gerais e específicos do trabalho (Próprio).

No capítulo seguinte será feita uma revisão mais aprofundada da literatura utilizada para as atividades desenvolvidas nesta pesquisa. Será possível observar que alguns assuntos tratados brevemente no Capítulo 1 serão expandidos nesse novo capítulo.

3 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo será feita uma revisão do estado da arte, e das equações e princípios que foram utilizados para controlar e avaliar o mecanismo. Conceitos básicos podem ser consultados no APÊNDICE A – Conceitos básicos utilizados. Por fim, noções sobre os tipos de controles utilizados são apresentados.

3.1 ESTADO DA ARTE

Robôs de cinemática paralela têm sido alternativas para a melhoria de desempenho de máquinas, de uma maneira geral, e de manipuladores, particularmente. O objetivo nesses casos é investigar seu potencial para atingir altas velocidade, rigidez e precisão, associadas a baixos peso e consumo de energia (Pashkevich, et al., 2006).

Esse potencial tornou-se realidade em algumas aplicações, tais como operações de *pick-and-place* (Clavel, 2011) e fresamento (PKMtricept SL). A tecnologia atualmente disponível consiste em robôs de arquitetura paralela que alcançam velocidades e acelerações de até 10 m/s e 500 m/s², respectivamente, sendo que a repetibilidade é de, em média, 0,02 mm (Merlet, 2006) (Kong, et al., 2007). Para o caso das máquinas de usinagem, é possível a enumeração de alguns valores como os listados na Tabela 1.

Pode-se adicionar ainda nessa análise a TriceptTM da ABB (ABB Robotics, 2005) (ABB Robotics, 2005) que, apesar de apresentar uma repetibilidade de 0,02mm, é híbrida, e não puramente paralela. A Tabela 2 mostra as propriedades mecânicas de MCP destinadas a atividades de *pick-and-place*, ou similares. A TriceptTM foi inserida nessa tabela pelo fato de seu motor serial ser destinado a melhorar o espaço de trabalho do efetuator, que está inserido numa estrutura paralela.

Tabela 1 – Características de algumas MCP para usinagem (Hess-Coelho, et al., 2005).

Sigla	Nome	Fabricante	Exatidão (μm)	Repetibilidade (μm)	Espaço de trabalho (dm^3)	Razão espacial (dm)	Velocidade de avanço (mm/s)	Aceleração máxima (m/s^2)
CM	CMW300	C.M.W. SA	10	3	100	0,63	833	10
HM	HexaM	Toyota	4	---	87	---	1667	---
IV	VOH 1000	Ingersoll	20	---	7800	---	500	5
QS	Quickstep	Krause& Mauser	---	---	760	---	1667	20
TD	Tornado	Hexel	25	10	90	0,11	333	---
VX	Variax	Giddings & Lewis	10	---	800	0,06	1167	10
UL	Ulysses	Fatronik	---	---	720	---	2000	20

Para o caso de máquinas do tipo *pick-and-place*, pode-se citar primeiramente a máquina denominada Portys (Hesselbach, et al., 2004). O mecanismo desenvolvido possui uma exatidão próxima de 0,1mm, assim como a mesma repetibilidade de ambas as versões da FlexPickerTM, da ABB (ABB Robotics, 2009) (ABB Robotics, 2005).

Em verdade, pode-se dizer que a exatidão típica de manipuladores industriais varia de 10 mm, para aqueles não calibrados, com modelos computacionais pobres, até 0,01 mm, para aqueles fabricados e medidos com alta precisão, associados a modelos cinemáticos mais acurados (Scheinman, et al., 2008).

Dificuldades iniciais, tais como espaço de trabalho reduzido, grande quantidade de componentes mecânicos, e a alta complexidade associada à cinemática inversa, à dinâmica e ao controle, foram superadas por meio de escolhas melhores quanto à topologia do mecanismo, seus parâmetros, juntas e *design* mecânico (Briot, et al., 2007) (Campos, et al., 2010) (Zhan, et al., 2018) (Jiang, et al., 2018).

Por sua vez, com relação ao controle desses mecanismos, a direção seguida tem sido adaptar nos robôs paralelos técnicas de controle já empregadas na maioria dos robôs seriais. Assim, o controle descentralizado é mais apropriado em tarefas cujo *setpoint* é mais importante (Chung, et al., 2008). Contudo, em operações que neces-

sitem de seguimento de trajetória, o controle centralizado pode fornecer melhores resultados (Hesselbach, et al., 2004).

De uma maneira geral, há poucos trabalhos experimentais sobre o controle de robôs paralelos análogos ao controle estudado. Os trabalhos encontrados focam o controle de um mecanismo através de um controlador PID, utilizado neste trabalho como referência para os demais tipos de controle. Não há um controlador dinâmico, como acontece neste e no caso da Portys (Hesselbach, et al., 2004).

Tabela 2 – Características de algumas MCP para *pick-and-place* (Próprio).

Sigla	Nome	Fabricante	Exatidão (μm)	Repetibilidade (μm)	Espaço de trabalho (dm^3)	Razão espacial (dm)	Velocidade de avanço (mm/s)	Aceleração máxima (m/s^2)
PO	Portys	Hesselbach	111	---	2	0,08	4000	30
AL	Quattro	Omron s650 AL/EN	---	100	166	0,46	2459	49
SS	Quattro	Omron s650 SS	---	100	166	0,46	2459	100
AS	Quattro	Omron s800	---	100	251	0,70	2419	59
F4	FlexPicker	ABB - IRB-340	---	100	251	2,51	10000	100
F6	FlexPicker	ABB - IRB-360	---	100	251	2,51	10000	100
TC	Tricept	ABB - IRB-940	---	20	804	3,94	250	---

Nessa linha, podem ser citados os trabalhos de (Lin, et al., 2015), cujo mecanismo é controlado com um motor de passo; e de (Pierrot, et al., 2001), cujo mecanismo é controlado por meio de um controlador PID. Há em verdade uma predominância de trabalhos teóricos e de simulações, como os desenvolvidos por (Prempraneerach, 2014), (Hee-Byoung Choi, 2003), (Wu, et al., 2008) e (Pierrot, et al., 1999).

Todas as MCP esbarram em problemas, geralmente inerentes ao seu controle. Uma vez que, na maioria das vezes, as equações cinemáticas e dinâmicas de um mecanismo paralelo são mais complexas que de seu equivalente serial, elas devem ser simplificadas antes de serem utilizadas em controladores industriais (Almeida, 2013), sendo assim fatores limitantes para a melhoria do seu desempenho (Merlet, 2006) (Molina, 2012).

Podem ser citadas também dificuldades oriundas das incertezas paramétricas, variações de carga no efetuador, atritos, folgas, incluindo o *backlash*, e as deformações elásticas (Zhan, et al., 2018) (Hesselbach, et al., 2004) (Grzelczyk, et al., 2016). Para o caso das MCP, há dois fatores que desempenham um papel fundamental em seu controle.

O primeiro deles é a complexidade do modelo dinâmico inverso completo (Zubizarreta, et al., 2013), que exige um intenso trabalho do computador. Isso decorre da existência de mais do que uma cadeia cinemática e, por isso, muitos corpos movidos.

O segundo ponto é o controle no espaço das juntas, que aumenta o erro de seguimento de trajetória devido a folgas, deformações e vibrações. Uma alternativa para esses problemas é o controle no espaço do efetuador (Özgür, et al., 2010) (Li, 2009), mas que possui limitações de precisão e de custos no que diz respeito aos sensores necessários para a determinação de sua posição (Mohan, 2017).

Alguns trabalhos também propõem a utilização do CTC com alimentação do tipo *feedforward* (Wang, et al., 2017). Isso permite que a computação do modelo seja feita fora do *loop* de controle. Há ainda a possibilidade de se utilizar ambas as alternativas simultaneamente por meio de um controle *High-Authority Low-Authority* (Colombo, et al., 2017) (Colombo F.T., 2018).

Outros ainda recomendam o uso de estratégias de controle robusto ou até mesmo de controle adaptativo (Safonov, 2012) (Islam, 2011) (Achili, et al., 2012) (Piltan, et al., 2012) (Chevalier, et al., 2016) (Shi, et al., 2008) (Daly, 2006) (Natal, et al., 2016). Essas alternativas têm se mostrado promissoras para o caso das MCP (Achili, et al., 2012) (Zeinali, 2010) (Sarkar, 2018) (Singh, et al., 2015) (Hesselbach, et al., 2004).

Trazendo o foco novamente para a proposta apresentada neste trabalho, já foram publicados documentos sobre as sínteses de tipo e dimensional, além do modelo cinemático dessa arquitetura (Kumazawa, et al., 2009) (Almeida, et al., 2010). Também já se tratou da determinação do espaço de trabalho disponível, a investigação de ocorrência de configurações singulares, e o desenvolvimento do modelo dinâmico (Almeida, et al., 2010) (Almeida, et al., 2011) (Almeida, et al., 2013).

Como os requisitos para determinadas aplicações não necessitam ser os mesmos em todas as direções, conforme abordado na Seção A.3, a anisotropia característica dessa arquitetura pode ser aproveitada (Almeida, 2013). Com relação aos trabalhos experimentais, um ensaio preliminar em área de trabalho reduzida já foi executado (Hartmann, et al., 2015), seguido de uma análise de folgas e a atual análise sobre técnicas de controle (Hartmann, et al., 2018).

Nesta seção buscou-se apresentar as mais recentes publicações sobre algumas características de MCP, e seu controle. As próximas seções abordarão a revisão do equacionamento utilizado neste trabalho.

3.2 EQUACIONAMENTO CINEMÁTICO

Na seção anterior foram apresentados os trabalhos mais recentes no controle de MCP, e algumas das características utilizadas como base para o funcionamento desta proposta. Nesta seção será apresentado o equacionamento que relaciona as posições dos atuadores com a posição do efetuador, que é o primeiro passo para se controlar um mecanismo.

Todo sistema mecânico pode ser modelado através de equações que representem seu comportamento real. No entanto, essa representação pode ser tão complexa quanto se deseje, ou tão simples quanto seja necessário. Uma das representações é a que se utiliza de informações puramente geométricas para a localização de um mecanismo no espaço.

A essa representação dá-se o nome de equacionamento cinemático. O equacionamento cinemático pode ser feito para estabelecer diversas relações mecânicas. Geralmente, existem três relações principais: a cinemática de posições, a de velocidades e a de acelerações.

A primeira usualmente é empregada em sistemas cuja movimentação pode ser considerada estática, ou seja, em baixas velocidades e acelerações. As duas últimas são geralmente utilizadas quando se deseja fazer o controle dinâmico de um mecanismo em altas velocidades, como será visto mais adiante.

Todas elas podem ser representadas de duas maneiras diferentes: de forma direta e de forma inversa. Na cinemática direta, as posições dos atuadores são conhecidas, de forma que a posição do atuador é determinada através da substituição direta. Já na cinemática inversa, as posições desejadas para o efetuador é que são conhecidas, fazendo com que as posições dos atuadores tenham de ser determinadas de forma inversa.

Assim, para o controle de um mecanismo, geralmente é mais vantajoso equacionar a cinemática inversa. Sejam as seguintes definições: $\mathbf{x}(\mathbf{t})$, como sendo o vetor de posições do efetuador, doravante denominado apenas $\mathbf{x}$; e $\mathbf{q}(\mathbf{t})$, o vetor de posições dos atuadores, doravante denominado apenas $\mathbf{q}$. Geometricamente é possível determinar uma relação entre $\mathbf{x}$ e $\mathbf{q}$ de forma que a Equação (1) seja verdadeira:

$$f(\mathbf{x}, \mathbf{q}) = 0 \quad (1)$$

Pode-se determinar a cinemática direta isolando-se as variáveis dependentes $\mathbf{q}$ e reescrevendo a relação expressa na Equação (1) na seguinte forma:

$$\mathbf{x} = f_q(\mathbf{q}) \quad (2)$$

Analogamente, a cinemática inversa pode ser feita assumindo que as variáveis dependentes sejam as posições dos atuadores:

$$\mathbf{q} = f_x(\mathbf{x}) \quad (3)$$

No caso de sistemas acoplados, essa separação pode não ser tão trivial; ela, no entanto, muitas vezes é possível, por meio de uma alteração nas variáveis, como será visto no caso particular deste mecanismo mais adiante.

A derivação da Equação (1) no tempo leva à cinemática de velocidades, e a um novo conceito: o Jacobiano. O Jacobiano é uma matriz que guarda as relações existentes entre as velocidades do efetuador e dos atuadores. Trata-se de um termo muito importante para o controle dinâmico, e aparecerá em muitas situações nesse tipo de controle.

A Equação (4) representa essa derivação, em que J_x são os termos de ordem zero que multiplicam as velocidades do efetuador e J_q são os termos de ordem zero que multiplicam as velocidades dos atuadores. Sua determinação pode ser feita pelas Equações (5) e (6).

$$\frac{d(f(x, q))}{dt} = J_x \cdot \dot{x} - J_q \cdot \dot{q} = 0 \quad (4)$$

$$J_x = \frac{\partial(f(x, q))}{\partial x} \quad (5)$$

$$J_q = \frac{\partial(f(x, q))}{\partial q} \quad (6)$$

O Jacobiano é representado conforme as Equações (7) e (8):

$$\dot{x} = J \cdot \dot{q} \quad (7)$$

$$J = J_x^{-1} \cdot J_q \quad (8)$$

A equação da cinemática de velocidades é dada pela Equação (7). Sua derivação no tempo leva à última cinemática a ser abordada aqui: a cinemática de acelerações, dada pela Equação (9).

$$\ddot{x} = \dot{J} \cdot \dot{q} + J \cdot \ddot{q} \quad (9)$$

Nesta seção foram abordadas as cinemáticas de posições, velocidades e acelerações de um mecanismo. Essas equações são utilizadas para a movimentação de máquinas através de diversos tipos de controles. A seguir serão apresentados esses controles, e a maneira como a cinemática auxilia a determinação dos torques a serem aplicados nos atuadores.

3.3 PRINCÍPIO DOS TRABALHOS VIRTUAIS

Para o controle dinâmico de um mecanismo é necessário descrever a relação entre os esforços dos atuadores e do efetuator. Até esta Seção foram apresentadas as relações estáticas entre eles, através das cinemáticas de posição, velocidade e aceleração. O Princípio dos Trabalhos Virtuais (PTV) é uma das maneiras de se encontrar essa relação dinâmica.

De maneira simplificada, a ideia por trás do PTV é que, necessariamente, a soma de todos os esforços exercidos por um mecanismo deve ser zero (Tsai, 1999). Assim, a soma do trabalho exercido pelas forças internas e externas de um mecanismo é zero. Além das definições do Capítulo 3, faz-se ainda a seguinte consideração: as forças atuantes em cada um dos membros de uma MCP são dadas por F_i , e os deslocamentos virtuais aos quais elas são submetidas são dados por δx_i . Dessa forma:

$$\tau \cdot \delta q + F \cdot \delta x + F_i \cdot \delta x_i = 0 \quad (10)$$

É necessário, no entanto, relacionar os deslocamentos virtuais δq , δx e δx_i . Ao se trabalhar com valores muito pequenos, a Equação (7) pode ser reescrita como:

$$\delta x = J \cdot \delta q \quad (11)$$

De forma análoga, também é possível estabelecer a mesma relação entre cada um dos membros e os atuadores:

$$\delta x_i = J_i \cdot \delta q \quad (12)$$

A Equação (10) pode então ser reescrita como:

$$\tau \cdot \delta q + F \cdot J \cdot \delta q + F_i \cdot J_i \cdot \delta q = 0 \quad (13)$$

$$(\tau + F \cdot J + F_i \cdot J_i) \cdot \delta q = 0 \quad (14)$$

Como os deslocamentos virtuais dos atuadores são diferentes de zero ($\delta q \neq 0$), é possível estabelecer a relação final entre os esforços realizados por cada uma das partes do mecanismo:

$$\tau = -F \cdot J - F_t \cdot J_t \quad (15)$$

Nesta seção foi apresentada uma técnica utilizada para a determinação do equacionamento dinâmico de um mecanismo. Nas seções seguintes serão abordadas as diversas técnicas de controle estudadas, possíveis de serem aplicadas numa máquina. Seu desempenho, contudo, depende do tipo de atividade em questão, como é abordado na Seção A.2.

3.4 CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO (PID)

Na seção anterior foi abordada uma técnica para determinação das equações dinâmicas de controle de um mecanismo através do PTV. Esta seção procura apresentar uma forma de se aplicar esse equacionamento no controle direto de uma planta, ou seja, um sistema qualquer que se deseja controlar.

Um controlador do tipo PID significa que um mecanismo é controlado através de ganhos aplicados, respectivamente, aos erros de posição (proporcional, P), velocidade (derivativo, D) e em regime permanente (integral da posição, I). Ele pode ser subdividido em vários tipos, mas, para fins deste trabalho, serão abordados o PD e o PID. Um sistema dinâmico linear e invariante no tempo pode ser escrito na forma:

$$M \cdot \ddot{q} + C \cdot \dot{q} + K \cdot q = F \quad (16)$$

A matriz M é a matriz de massas do mecanismo, C a matriz de amortecimentos e K a matriz de rigidez do sistema. A matriz de esforços externos devidos aos atuadores é dada por F , que também é uma função do tempo. De forma a transformar o sistema descrito pela Equação (16) num sistema de comportamento conhecido, podemos impor que:

$$F = \hat{M} \cdot \ddot{q}_d + K_d \cdot \dot{q}_d + K_p \cdot q_d \quad (17)$$

Define-se $\hat{M}$ como sendo a melhor estimativa da matriz real M , e q_d , $\dot{q}_d$ e $\ddot{q}_d$ representam, respectivamente, a posição, velocidade e aceleração desejadas em determinado instante. Fazendo com que $K_p = \hat{K}$ e $K_d = \hat{C}$, e assumindo ainda que $\hat{M} \rightarrow M$, $\hat{C} \rightarrow C$ e $\hat{K} \rightarrow K$, pode-se reescrever a Equação (16) da seguinte maneira:

$$M \cdot \ddot{e} + K_d \cdot \dot{e} + K_p \cdot e = 0 \quad (18)$$

A Equação (17) representa um controlador do tipo PD. O sistema representado pela Equação (18) agora tem comportamento conhecido e possui realimentação, e os erros de posição, velocidade e aceleração são dados por:

$$e = q_d - q \quad (19)$$

$$\dot{e} = \dot{q}_d - \dot{q} \quad (20)$$

$$\ddot{e} = \ddot{q}_d - \ddot{q} \quad (21)$$

O sistema, apesar disso, ainda pode apresentar um erro em regime permanente que, frequentemente, é corrigido através da adição de um termo integral à Equação (17). Nesse caso a Equação (18) pode ser reescrita de forma a representar um controlador do tipo PID, como segue:

$$M \cdot \ddot{e} + K_d \cdot \dot{e} + K_p \cdot e + K_i \cdot \int (e \cdot dt) = 0 \quad (22)$$

Figura 5 – Diagrama de blocos do controle tipo PID (Próprio).

Para valores baixos de K_i , o sistema é mantido próximo à condição original, sem adição de grande instabilidade no controle. Em todos os casos, todos os ganhos devem ser ajustados conforme o tipo de resposta que se deseja do sistema. A Figura 5 ilustra o fluxo de informações deste tipo de controle.

Contudo, são comuns simplificações na maioria das máquinas comerciais. Assim, a matriz de massa M é tida como unitária, e a velocidade e acelerações desejadas, $\dot{x}_d$ e $\ddot{x}_d$, são assumidas como desconhecidas e, por isso, têm seu valor zerado. O diagrama de blocos nessa situação é dado pela Figura 6.

Figura 6 – Diagrama de blocos do controle tipo PID simplificado (Próprio).

Até aqui foram discutidos os sistemas lineares e invariantes no tempo, que podem ser controlados facilmente através de um controlador do tipo PID. Nas seções seguintes serão abordados outros tipos de controle, mais adequados a sistemas não lineares e variantes no tempo.

3.5 CONTROLE POR TORQUE COMPUTADO (CTC)

A seção anterior abordou uma técnica de controle largamente utilizada pela indústria por sua facilidade de aplicação e uso. Aqui, o objetivo é apresentar a primeira técnica de controle dinâmico a trabalhar com sistemas não lineares e variantes no tempo.

Um sistema dinâmico pode ser representado através da Equação (23). O termo à direita representa o valor dos torques dos atuadores, enquanto que os termos à esquerda são, respectivamente, a matriz de massas $\mathbf{M}$, as acelerações das juntas $\ddot{\mathbf{q}}$, acelerações centrípeta e de Coriolis $\mathbf{H}$, e efeitos gravitacionais na dinâmica do movimento $\mathbf{G}$ (Almeida, 2013).

$$\mathbf{M}(\mathbf{x}) \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{H}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) + \mathbf{G}(\mathbf{x}) = \boldsymbol{\tau} \quad (23)$$

Equações diferenciais como a indicada acima são de difícil solução, dependendo dos termos envolvidos. Felizmente é possível utilizar-se de recursos para reduzir a forma acima apenas aos termos de acelerações, que são facilmente resolvidos. Admite-se para isso que os torques nos atuadores são no formato da Equação (24).

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\alpha} \cdot \boldsymbol{\tau}' + \boldsymbol{\beta} \quad (24)$$

Fazendo com que $\boldsymbol{\alpha}$ e $\boldsymbol{\beta}$ se igualem aos termos de ordem inferior, conforme Equações (25) e (26), pode-se simplificar a resolução do problema para o caso da Equação (27). Observe que essas situações são impostas para facilitar a resolução, e tomam como pressuposto que as equações do movimento estão completamente definidas, ou seja, é um caso ideal de controle.

$$\boldsymbol{\alpha} = \mathbf{M}(\mathbf{x}) \quad (25)$$

$$\boldsymbol{\beta} = \mathbf{H}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) + \mathbf{G}(\mathbf{x}) \quad (26)$$

$$\ddot{\mathbf{x}} = \boldsymbol{\tau}' \quad (27)$$

Mais ainda: é possível reduzir o sistema a uma igualdade a zero, assumindo que $\boldsymbol{\tau}'$ comporte-se de acordo com a Equação (28). Nela, $\mathbf{K}_d$ é o ganho nos termos de velocidade, $\mathbf{K}_p$ é o ganho nos termos de posição e $\mathbf{K}_i$ é o ganho nos termos da integral da posição. Esses ganhos definem o quanto a velocidade e a posição serão corrigidas quando a máquina encontra-se numa posição diferente da desejada.

$$\boldsymbol{\tau}' = \ddot{\mathbf{x}}_d + \mathbf{K}_d \cdot \dot{\mathbf{e}} + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{e} + \mathbf{K}_i \cdot \int (\mathbf{e} \cdot dt) \quad (28)$$

Lembrando que $\mathbf{e}$, $\dot{\mathbf{e}}$ e $\ddot{\mathbf{e}}$ são dados, respectivamente, pelas Equações (19), (20) e (21), porém escritas para o efetuador.

A dinâmica de erros fica então conforme a Equação (29). Ganhos altos deixam a máquina mais rápida, porém menos suave em seus movimentos, podendo ocorrer oscilações antes da estabilização. Por outro lado, ganhos baixos deixam os movimentos mais suaves, mas mais lentos, podendo gerar erros em regime permanente.

O ponto ideal depende da atividade a ser desenvolvida e da forma como se deseja que o sistema se recupere de perturbações externas. Usualmente adota-se comportamento crítico: a resposta mais rápida possível, sem oscilações.

$$\ddot{e} + K_d \cdot \dot{e} + K_p \cdot e + K_i \cdot \int (e \cdot dt) = 0 \quad (29)$$

Para que isso ocorra, o parâmetro de amortecimento ζ_i deve ser definido como 1, e o valor da frequência natural ω_i a ser utilizada deve ser limitado à metade da menor frequência estrutural do mecanismo completo. O índice i representa os diversos atuadores da máquina e, frequentemente, todos os termos são tidos como iguais.

$$K_p = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & \\ & \ddots & \\ & & \omega_n^2 \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$K_d = \begin{bmatrix} 2 \cdot \zeta_1 \cdot \omega_1 & & \\ & \ddots & \\ & & 2 \cdot \zeta_n \cdot \omega_n \end{bmatrix} \quad (31)$$

Figura 7 – Diagrama de controle por torque computado (Próprio).

A Figura 7 mostra o diagrama do que foi apresentado até então. No torque computado, a trajetória desejada pelo efetuador é transformada em posições, velocidades e acelerações nos atuadores, que são combinadas com as informações recebidas pelos sensores para formar os erros em movimento dinâmico. Os erros são corrigidos e agregados às acelerações centrípeta e de Coriolis antes de serem transformados em informações de corrente nas malhas dos motores.

Frequentemente não se dispõe de um *hardware* potente o suficiente para que o cálculo das matrizes $M(x)$, $G(x)$ e $H(x, \dot{x})$ seja feito dentro da malha de controle. Uma alternativa para isso é justamente a alimentação *feedforward*. Nesse caso, o cálculo das matrizes não lineares e variantes no tempo é feito com a informação das variáveis desejadas, conforme ilustra a Figura 8.

Figura 8 – Diagrama de controle por CTC e alimentação *feedforward* (Próprio).

3.6 CONTROLE POR MODOS DESLIZANTES (SMC)

O controle por modos deslizantes busca controlar plantas que possuem imprecisões em sua modelagem. Essas imprecisões são oriundas, principalmente, de duas fontes: a primeira delas são as incertezas estruturadas, também denominadas paramétricas, originadas de desconhecimento sobre o sistema. Isso inclui a variação dimensional das peças em função do seu desgaste natural ao longo do tempo de operação da máquina.

A segunda são as incertezas não estruturadas, associadas principalmente com a dinâmica não modelada, ou modelada parcialmente (Slotine, et al., 1991). É o caso das atividades de reabilitação motora e de terapia ocupacional, em que não se sabe exatamente qual será o comportamento do membro durante os exercícios. Este tipo de controle surge como uma forma de contornar essas dificuldades existentes em outros tipos de técnicas, como o próprio CTC, por exemplo.

A ideia aqui é transformar um sistema de ordem n em um sistema equivalente de ordem 1. Nessa transformação, o problema de controle de um mecanismo é modificado de forma que o controle passa a ser o de se aproximar de uma superfície. Para isso, algumas definições são feitas a seguir, para uma versão simplificada do controle SMC.

Um sistema pode ser representado pela seguinte equação dinâmica:

$$\ddot{x} = f + \frac{1}{m} \cdot \tau \quad (32)$$

Em que f engloba todos os termos da Equação (26), e τ é o esforço de controle. O erro de trajetória é dado por $\tilde{x}$, conforme a Equação (33):

$$\tilde{x} = x - x_d = -e \quad (33)$$

Para a variável de interesse $\int_0^t \tilde{x} dt$, uma superfície variante no tempo $S(t)$ pode ser definida como:

$$s(x, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda_n \right)^{n-1} \cdot \int_0^t \tilde{x} dt \quad (34)$$

Em que λ_n pode ser assumido como a menor frequência natural do sistema e n é a ordem do sistema em relação à variável de interesse. O sistema representado pela Equação (32) passa a ser de terceira ordem para a variável de interesse $\int_0^t \tilde{x} dt$ e, portanto, $n = 3$. A Equação (34) fica:

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda_n \right)^2 \cdot \int_0^t \tilde{x} dt = \ddot{\tilde{x}} + 2 \cdot \lambda_n \cdot \dot{\tilde{x}} + \lambda_n^2 \cdot \tilde{x} \quad (35)$$

A dinâmica no espaço dos modos deslizantes é definida como:

$$\dot{s} = 0 \quad (36)$$

Assim, para a Equação (35) tem-se:

$$\dot{s} = \ddot{\tilde{x}} + 2 \cdot \lambda_n \cdot \dot{\tilde{x}} + \lambda_n^2 \cdot \tilde{x} = 0 \quad (37)$$

Pode-se reescrever a Equação (37) de forma a se evidenciar $\ddot{\tilde{x}}$ como se segue:

$$\ddot{\tilde{x}} = -\dot{\tilde{x}} - 2 \cdot \lambda_n \cdot \tilde{x} - \lambda_n^2 \cdot \tilde{x} \quad (38)$$

Ainda, substituindo a Equação (32) em $\ddot{\tilde{x}}$ podemos determinar qual a melhor estimativa do esforço equivalente que deve ser exercido pelos atuadores:

$$\hat{\tau} = -\hat{f} + \ddot{x}_d - 2 \cdot \lambda_n \cdot \dot{\tilde{x}} - \lambda_n^2 \cdot \tilde{x} \quad (39)$$

Essa melhor estimativa dos torques $\hat{\tau}$ não considera ainda as incertezas discutidas no início desta Seção. Para que isso ocorra, deve-se adicionar um termo descontínuo ao equacionamento, conforme segue:

$$\tau = \hat{m} \cdot (\hat{\tau} - k \cdot \text{sgn}(s)) = \hat{m} \cdot (-\hat{f} + \ddot{x}_d - 2 \cdot \lambda_n \cdot \dot{\tilde{x}} - \lambda_n^2 \cdot \tilde{x} - k \cdot \text{sgn}(s)) \quad (40)$$

A Equação (40) é a equação que foi utilizada para o primeiro controle através dos *sliding modes*. Seu diagrama pode ser visualizado na Figura 9.

Figura 9 – Diagrama de controle por modos deslizantes (Próprio).

De maneira análoga ao caso do CTC, pode-se também aplicar a alimentação do tipo *feedforward* nesse controle. O diagrama de blocos do controlador fica então conforme é ilustrado pela Figura 10.

Figura 10 – Diagrama de controle por SMC com alimentação *feedforward* (Próprio).

No entanto, de maneira geral, esse tipo de controlador insere uma vibração no efetador devida ao termo descontínuo, denominada *chattering*. Uma maneira de se eliminar esse tipo de vibração é aproximando o termo descontínuo de forma contínua, através da função saturação. Substituindo-se a função sinal da Equação (40) pela função saturação chega-se na seguinte equação:

$$\tau = \hat{m} \cdot \left(-\hat{f} + \ddot{x}_d - 2 \cdot \lambda_n \cdot \dot{\tilde{x}} - \lambda_n^2 \cdot \tilde{x} - k \cdot \text{sat} \left(\frac{s}{\Phi} \right) \right) \quad (41)$$

Observa-se que é necessária a inclusão do termo Φ , que representa a largura da camada limite utilizada para a aproximação da descontinuidade pela função saturação. A constante k pode ser determinada experimentalmente através de sucessivos incrementos em seu valor, a partir do zero. A variável Φ pode ser determinada por:

$$\Phi = \frac{\eta}{\lambda_n} \quad (42)$$

Em que η é o tempo que o sistema leva para alcançar a camada limite, partindo do exterior. É interessante notar que, para $\lambda_n \rightarrow \omega_n$, tanto a Equação (40) como a Equação (41) correspondem à Equação (24) do CTC com a adição do termo descontinuo.

Até aqui foram apresentadas, de uma forma geral, as técnicas de controle dos tipos centralizado e descentralizado, que podem ser utilizadas no controle de mecanismos. Na seção seguinte serão apresentados alguns conceitos sobre a realização de ensaios experimentais, como os realizados neste trabalho.

Neste capítulo foram abordados mais profundamente todos os conceitos e técnicas utilizados para o desenvolvimento deste trabalho. A seguir, no Capítulo 4, é apresentada a forma pela qual todos os ensaios foram realizados. Também são abordados os modelos utilizados tanto para o mecanismo como para explicar algumas características apresentadas pela máquina.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

No Capítulo 3 foi realizada uma revisão da literatura quanto aos conceitos e técnicas utilizados no decorrer deste trabalho. Este capítulo busca apresentar um detalhamento sobre os procedimentos utilizados durante os ensaios e as considerações feitas sobre o mecanismo. Os trabalhos foram desenvolvidos seguindo a metodologia a seguir, para cada uma de suas partes. O modelo virtual da estrutura pode ser observado na Figura 11.

Figura 11 – Modelo virtual da estrutura proposta (Hartmann, et al., 2015).

4.1 SISTEMA DE COORDENADAS

O sistema de coordenadas e a cinemática de posições foram adotados conforme trabalhos anteriores do mecanismo (Almeida, et al., 2013) e serão brevemente apresentados nesta seção. Conforme a Figura 12, a origem foi fixada no centro do segmento de reta que conecta os dois eixos dos atuadores. O eixo X é orientado perpendicularmente a essa linha imaginária, sendo paralelo ao plano horizontal.

Figura 12 – Localização da origem: vistas frontal e lateral, respectivamente (Hartmann, et al., 2015).

O eixo Y intercepta ambos os atuadores e é perpendicular a cada um deles, ou seja, também é paralelo ao eixo horizontal. O eixo Z é perpendicular ao plano horizontal, partindo da origem, e orientado para baixo. A orientação dos eixos X e Y é dada pela regra da mão direita. O diagrama cinemático do mecanismo está representado na Figura 13.

O mecanismo possui um espaço de trabalho útil na forma de uma região paralelepípedica de dimensões $A \times L \times P$ com 100 mm x 400 mm x 400 mm. Ele foi pensado inicialmente para atender a operações de *pick-and-place* da indústria eletrônica e de reabilitação, como ilustra a Figura 14.

Figura 13 – Diagrama cinemático do mecanismo construído (Hartmann, et al., 2015).

Figura 14 – Espaço de trabalho disponível (Indeterminado).

O espaço de trabalho total é curvo, devido às relações geométricas entre os membros paralelos, e pode ser observado na Figura 15. Singularidades na região podem ser evitadas ao se utilizar um comprimento menor para o braço motor (a_1), em relação à haste acopladora (a_2) (Kumazawa, et al., 2009).

Figura 15 – Espaço de trabalho total (Kumazawa, et al., 2009).

4.2 CINEMÁTICA DE POSIÇÕES

Utilizando-se as definições da Figura 13 e da Figura 16, pode-se determinar a correspondência entre as variáveis de interesse x_1 , x_2 e x_3 com as coordenadas globais x , y e z , conforme apresentado na Equação (43). Também é possível estabelecer relações geométricas entre as coordenadas do efetuador e dos atuadores, conforme as Equações (44), (45) e (46).

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (43)$$

$$x_1 - q_1 = 0 \quad (44)$$

$$x_1^2 + (x_2 - l + L + a_1 \cdot \cos(q_2))^2 + (x_3 - a_1 \cdot \sin(q_2))^2 - a_2^2 = 0 \quad (45)$$

$$x_1^2 + (x_2 + l - L - a_1 \cdot \cos(q_3))^2 + (x_3 - a_1 \cdot \sin(q_3))^2 - a_2^2 = 0 \quad (46)$$

Isolando-se as coordenadas dos atuadores é possível obter-se a cinemática inversa. A Equação (47), a Equação (48) e a Equação (49) mostram as relações utilizadas

$$k_{32} = -2 \cdot (x_2 + l - L) \cdot a_1 \quad (54)$$

$$k_{33} = x_1^2 + (x_2 + l - L)^2 + x_3^2 + a_1^2 - a_2^2 \quad (55)$$

Pode-se notar que existem quatro soluções independentes para cada q_2 e q_3 . No entanto, na prática, existem apenas duas, uma vez que a função *arctan* fornece o mesmo resultado para ângulos localizados no primeiro/terceiro e segundo/quarto quadrantes. Assim, é desejada apenas a solução localizada no primeiro quadrante do círculo unitário.

4.3 CINEMÁTICA DE VELOCIDADES

Apesar de o mecanismo concebido atuar num espaço tridimensional, foram construídos até o momento dois de seus três eixos. Assim, contrariamente ao que foi realizado na cinemática de posições, para simplificar os cálculos e reduzir o tempo de processamento, tanto a cinemática de velocidades como a de acelerações foram desenvolvidas sobre o mecanismo no plano $x = 0$. A Figura 16 ilustra essa condição. Dessa forma, fazendo-se a derivação das Equações (45) e (46), e isolando-se os termos de velocidades do efetuator e dos atuadores, pode-se estabelecer a relação existente entre eles. Os termos que multiplicam a velocidade do efetuator são representados por J_x , e aqueles que multiplicam as velocidades dos atuadores são representados por J_q .

$$J_x \cdot \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} = J_q \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} \quad (56)$$

Sendo $c_i = \cos(q_i)$ e $s_i = \sin(q_i)$, pode-se escrever J_x e J_q conforme se segue:

$$J_x = \begin{bmatrix} 2 \cdot y + 2 \cdot d - 2 \cdot a_1 \cdot c_1 & 2 \cdot z - 2 \cdot h - 2 \cdot a_1 \cdot s_1 \\ 2 \cdot y - 2 \cdot d + 2 \cdot a_1 \cdot c_3 & 2 \cdot z - 2 \cdot h - 2 \cdot a_1 \cdot s_3 \end{bmatrix} \quad (57)$$

$$J_q = 2 \cdot a_1 \cdot \begin{bmatrix} c_1 \cdot (z - h) - s_1 \cdot (y + d) & 0 \\ 0 & c_3 \cdot (z - h) + s_3 \cdot (y - d) \end{bmatrix} \quad (58)$$

O Jacobiano passa a ser dado por:

$$J = J_x^{-1} \cdot J_q \quad (59)$$

E a relação entre as velocidades do efetuador e dos atuadores passa a ser:

$$\dot{q} = J^{-1} \cdot \dot{x} \quad (60)$$

Adicionalmente, de forma a já adequar esse equacionamento às necessidades do controle, tanto por CTC como por SMC, foram realizadas também algumas simplificações da parte mecânica. Todos os membros foram representados como massas concentradas em seus centros de gravidade.

Os braços movidos foram substituídos por restrições geométricas em ambas as juntas às quais se acoplam, na forma de uma distância fixa entre esses dois pontos. Ao mesmo tempo, metade de sua massa foi concentrada em cada extremidade, ou seja, metade nos braços motores e metade no efetuador. As demais alterações e definições podem ser observadas na Figura 17.

Figura 17 – Definições para o equacionamento (Próprio).

Nessas condições, o sistema de equações que relacionam as posições dos pontos de interesse é apresentado a seguir:

$$\begin{cases} y_1 = a_{1e} \cdot c_1 + L \\ z_1 = a_{1e} \cdot s_1 \\ y_2 = y \\ z_2 = (a_{3e}^2 - y^2)^{1/2} \\ y_3 = -a_{1e} \cdot c_3 - L \\ z_3 = a_{1e} \cdot s_3 \end{cases} \quad (61)$$

Fazendo a derivação no tempo de (61), pode-se determinar a velocidade dos pontos de interesse, conforme (62).

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = -a_{1e} \cdot s_1 \cdot \dot{q}_1 \\ \dot{z}_1 = a_{1e} \cdot c_1 \cdot \dot{q}_1 \\ \dot{y}_2 = \dot{y} \\ \dot{z}_2 = -(a_{3e}^2 - y^2)^{-1/2} \cdot y \cdot \dot{y} \\ \dot{y}_3 = a_{1e} \cdot s_3 \cdot \dot{q}_3 \\ \dot{z}_3 = a_{1e} \cdot c_3 \cdot \dot{q}_3 \end{cases} \quad (62)$$

4.4 CINEMÁTICA DE ACELERAÇÕES

A cinemática de acelerações é utilizada principalmente no controle dinâmico, tanto no CTC quanto no SMC. A relação entre as acelerações dos atuadores e do efetuador é dada pela derivação no tempo da Equação (60), dada a seguir:

$$\ddot{\mathbf{q}} = (\mathbf{J}^{-1}) \cdot \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{J}^{-1} \cdot \ddot{\mathbf{x}} \quad (63)$$

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 = -a_{1e} \cdot c_1 \cdot \dot{q}_1^2 - a_{1e} \cdot s_1 \cdot \ddot{q}_1 \\ \ddot{z}_1 = -a_{1e} \cdot s_1 \cdot \dot{q}_1^2 + a_{1e} \cdot c_1 \cdot \ddot{q}_1 \\ \ddot{y}_2 = \ddot{y} \\ \ddot{z}_2 = -(a_{3e}^2 - y^2)^{-3/2} \cdot y^2 \cdot \dot{y}^2 - (a_{3e}^2 - y^2)^{-1/2} \cdot (\dot{y}^2 - y \cdot \ddot{y}) \\ \ddot{y}_3 = a_{1e} \cdot c_3 \cdot \dot{q}_3^2 + a_{1e} \cdot s_3 \cdot \ddot{q}_3 \\ \ddot{z}_3 = -a_{1e} \cdot s_3 \cdot \dot{q}_3^2 + a_{1e} \cdot c_3 \cdot \ddot{q}_3 \end{cases} \quad (64)$$

Por meio da derivação temporal do sistema de equações dado em (62), pode-se também obter os termos de aceleração das massas concentradas, conforme o sistema apresentado em (64).

O modelo dinâmico teve seus parâmetros medidos experimentalmente, e seus valores são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Parâmetros utilizados no controle do mecanismo (Próprio).

Parâmetro	Valor
a_1	345 mm
a_2	440 mm
a_3	385 mm
h	19,4 mm
l	80 mm
L	260 mm
m_{1E}	240 g
m_{3E}	378 g
m_E	497 g
τ_{k1}	$(0,6+1,9 \cdot q_1)$ Nm
τ_{k3}	$(0,6+1,9 \cdot q_3)$ Nm

4.5 PROTÓTIPO

Em virtude das aplicações desejadas, as forças de interação foram limitadas a 20N, com um peso máximo da estrutura limitado a 20kgf. Por questões de disponibilidade, os atuadores, originalmente de 300W, foram substituídos por atuadores de 150W. Sua estrutura mecânica sofreu poucas alterações em relação ao projeto original e encontra-se na Figura 18.

Atualmente, o protótipo pesa 54kgf, com a vantagem de que sua estrutura de alumínio permite maior versatilidade na montagem de equipamentos adicionais. Os dois atuadores de rotação já estão em funcionamento, mas o atuador de translação ainda não foi montado. Assim, atualmente, o eixo de translação encontra-se fixado na po-

sição $x=0$ e a máquina passa a se comportar como um mecanismo paralelo do tipo $2RRR + PaP$.

Figura 18 – Estrutura mecânica do protótipo (Hartmann, et al., 2015).

O *hardware* utilizado é composto de três controladores EPOS2 70/10, interconectados através de uma conexão CAN, sendo que um deles está ligado diretamente ao computador através de uma conexão USB. O computador utilizado é um notebook Dell de 1,83GHz com instruções de 64bits, 4Gb de RAM e portas USB 2.0.

Os atuadores são um conjunto pré-montado composto por *encoder*, engrenagens planetárias e o motor elétrico de números, respectivamente, 228456, 203120 e 148867, conforme catálogo do fabricante (Maxon Motor, 2013). O fornecimento de energia é feito por três fontes MeanWell NES-350-27.

A tensão elétrica necessária para os controladores na situação de maior carga foi estimada em 27,4V, já considerando uma margem de segurança (Maxon, 2013). Levando-se em conta ainda as quedas de tensão devidas a fiação, conexões e outros componentes eletrônicos, tais como botões, luzes indicadoras e diodos, foi assumida a necessidade de uma fonte de 30V.

A corrente nominal é de 6A, sendo que a controladora permite picos de até 12A por menos de 13s (estimado através de (Maxon, 2013)). As fontes selecionadas, em

30V, podem fornecer até 11A sem sobrecarga, sendo que seu sistema de proteção, para o tempo de pico calculado para a controladora, não é acionado.

Dessa forma, toda a estrutura está mecânica e eletricamente protegida: a transmissão mecânica é protegida pelo desenho dos atuadores; os atuadores estão protegidos por meio da limitação de corrente imposta pelas controladoras; todo o equipamento eletro/eletrônico está protegido pelas fontes de tensão; elas, por sua vez, estão protegidas pelo disjuntor (40A).

Toda a máquina e seus respectivos componentes estão devidamente aterrados, sendo que ela foi construída para funcionar a plena capacidade com tomadas comuns de 20A. Ambas as tensões de 110V ou 220V são suportadas; no entanto, a alteração deve ser feita manualmente nas fontes.

4.6 SISTEMA DE MEDIÇÃO

Para a execução das medições foi utilizado um vibrômetro a *laser* por efeito Doppler da Polytec. O sensor é um OFV-323 associado a um decodificador OFV-3020. Foi selecionada a saída de deslocamento com um fator de escala de 10.240 μm a uma frequência inferior a 50 Hz, suficiente para as medições em regime permanente. Nessa condição é possível registrar um deslocamento máximo de 80 mm (Polytec, 2002).

O sensor utilizado é uma fonte de *laser* hélio neônio que funciona numa frequência de 80 MHz com distância de aproximação mínima de 450 mm. Todas as recomendações de transporte, armazenamento e aquecimento, assim como outras relacionadas à operação e à manutenção, foram respeitadas.

O posicionamento do sistema de medição foi feito conforme ilustra a Figura 19.

Figura 19 – Sistema de medição *laser* utilizado (Hartmann, et al., 2015).

Para os ensaios, procurou-se delimitar a maior área de trabalho retangular, que não estivesse limitando fisicamente o sistema de aquisição. O resultado é uma representatividade de cerca de 45% da área de trabalho total. Para que medições adicionais fossem feitas, algumas alterações deveriam ser aplicadas ao sistema de medição; no entanto, elas não foram implementadas para os presentes ensaios.

4.7 MAPEAMENTO DE ERROS E FREQUÊNCIAS

Antes de se partir para o controle por meio das técnicas de CTC e SMC, foram mapeados os erros de posição do efetuator e realizada uma compensação por *software*. Os métodos de ensaio adotados têm como base o cálculo da exatidão, da precisão e da repetibilidade conforme documentos de referência da ANSI (ANSI, 1990) e o *Measurement system analysis* (Down, et al., 2010). A terminologia utilizada segue as definições da norma nacional para o SI (Inmetro, 2012).

A execução dos ensaios e o cálculo da precisão adotado foram realizados utilizando um mesmo procedimento de medição, com os mesmos operadores, com apenas um único sistema de medição, em condições controladas de operação, apenas no Laboratório de Mecanismos, Máquinas e Robôs, e por meio de medições repetidas na MCP durante um curto período de tempo. Sendo assim, os resultados também podem ser associados à repetibilidade do mecanismo.

Uma vez que o presente mecanismo é planar em $(0, y, z)$, quatro níveis verticais foram medidos: o mais alto em $z = 400 \text{ mm}$, limitado construtivamente; o mais baixo em $z = 460 \text{ mm}$, limitado pela capacidade de aquisição do sistema de medição; mais dois níveis intermediários igualmente espaçados de 20 mm.

Em cada altura, a distância ao longo do eixo y foi variada em segmentos de 20 mm, igualmente distribuídos nos seus valores positivos e negativos, num total de 25 pontos, incluindo a origem. Foram realizadas 9 repetições para cada ponto para minimizar as incertezas do tipo A (Joint Committee for Guides in Metrology, 2010), sempre em sentidos alternados, partindo-se das extremidades consideradas, em $\pm 240 \text{ mm}$. Assim, cada altura tem um total de 225 pontos adquiridos, e o experimento corresponde a 900 pontos medidos.

Figura 20 – Fluxo de dados simplificado (Hartmann, et al., 2015).

Para cada posição, os resultados do sistema de medição foram transferidos para um programa de aquisição e pós-processamento de dados escrito em Matlab. Esse programa foi escolhido apenas devido ao acesso facilitado no ambiente laboratorial e à

familiaridade de uso por parte deste pesquisador. O fluxo de dados dos equipamentos principais é mostrado na Figura 20.

O *laser* foi utilizado em modo de aquisição de velocidade, com uma escala de 10 mm/s/V e frequência de aquisição de 5 kHz. O sinal foi posteriormente integrado utilizando-se o Matlab para a determinação da distância percorrida. Os erros de integração oriundos desse programa foram desconsiderados por possuírem magnitude desprezível em relação aos erros do mecanismo, e os resultados foram tabelados e posteriormente tratados.

De maneira, análoga foram adquiridas as informações sobre a frequência natural amortecida do sistema. A diferença é que elas não foram obtidas simultaneamente com o registro de erros descrito acima, mas em um momento separado. Devido às características da máquina, foi possível realizar medições diretas com o sistema *laser* na direção Y. Para a direção Z, um prisma de acrílico foi construído para que as frequências nesse eixo pudessem ser registradas.

4.8 TÉCNICAS DE CONTROLE

Foram utilizadas três técnicas de controle para o estudo deste mecanismo: o PID descentralizado, o torque computado e os modos deslizantes. O controle PID foi selecionado devido ao seu amplo uso na indústria, como um tipo de controle simples, porém muito confiável e consolidado.

O controle por torque computado é umas das mais intuitivas técnicas de controle centralizado. Ele também estava sendo utilizado nos trabalhos desenvolvidos em algumas disciplinas sobre o assunto. Por essas razões o controle por torque computado foi uma das técnicas centralizadas escolhidas.

Era desejável ainda que alguma técnica de controle robusto fosse utilizada para comparação. No Laboratório de Mecanismos, Máquinas e Robôs, a técnica dos modos deslizantes já vinha sendo estudada em outros trabalhos experimentais. Assim,

o controle por meio dos modos deslizantes foi a última técnica escolhida para o desenvolvimento dos trabalhos.

Pelo fato de se ter utilizado as funcionalidades disponíveis nas próprias placas controladoras, no caso do controle PID, controlou-se o sistema unicamente com realimentação *feedback*. Os ganhos também foram mantidos fixos, uma vez que a redução existente consegue reduzir os efeitos da dinâmica do sistema nos atuadores, conforme explicado no APÊNDICE A – Conceitos básicos utilizados.

Para os controles centralizados, foram abordadas as técnicas de realimentação *feedback* e de alimentação *feedforward*, assim como a utilização de ganhos fixos e variáveis. Devido às características do mecanismo, era esperada a necessidade de variação nos ganhos de controle. Desejava-se, assim, determinar qual o real impacto entre o uso de ganhos fixos e o uso de ganhos variáveis.

Com relação às técnicas de alimentação e de realimentação, esperava-se que o mecanismo se comportasse de maneira diferente com o uso de uma ou de outra. No entanto, a extensão dessa diferença não era conhecida e, sendo assim, desejava-se determinar quais respostas seriam observadas para cada uma delas.

A seguir, a forma como as três técnicas de controle foram implementadas é explicada em maiores detalhes.

4.8.1 PID DESCENTRALIZADO

O controle PID foi implementado por meio das funcionalidades das próprias placas controladoras utilizadas. O diagrama do fluxo de informações pode ser observado na Figura 21. A referência de posição é enviada pelo computador e alimenta o PID de posição interno da EPOS2. A saída desse *loop* de controle alimenta o PI de corrente que efetivamente controla os motores.

Figura 21 – Diagrama do fluxo de informações do controlador descentralizado de posição (Próprio).

A Figura 22 representa o diagrama de blocos do fluxo de informações da posição desejada. Os ganhos do PID de posição são $K_p = 709$, $K_i = 2219$ e $K_d = 1209$, e foram obtidos através da função *auto tuning* fornecida pelo programa do fabricante dos motores. A função foi executada com o sistema desacoplado, ou seja, os valores obtidos para os ganhos dizem respeito às inércias do conjunto motorreductor.

Como o objetivo final é operar a máquina através do CTC e do SMC, o mesmo procedimento foi utilizado para se determinar os ganhos do PI de corrente. Os valores obtidos foram $K_p = 271$ e $K_i = 52$. Essa determinação foi um bom ponto de partida, e foi seguida da variação manual dos valores para se verificar se esses valores estariam adequados para o sistema acoplado.

Figura 22 – Diagrama de blocos do controlador descentralizado de posição (Hartmann, et al., 2015).

Os testes mostraram que a determinação dos ganhos pela função *auto tuning* foi suficiente mesmo com a variação de inércia do mecanismo acoplado. Sendo assim,

foram mantidos os ganhos determinados por essa função. É importante destacar que isso foi possível nesse sistema devido à redução mecânica do conjunto motor-reductor, como abordado no APÊNDICE A – Conceitos básicos utilizados.

A comunicação com o controlador foi feita através de um programa desenvolvido no LabVIEW, versão 2012, SP1, 32bits. Esse programa foi escolhido apenas devido ao acesso facilitado no ambiente laboratorial e à experiência anterior por parte dos pesquisadores predecessores no projeto.

4.8.2 TORQUE COMPUTADO (CTC)

O controle CTC foi implementado por meio do controle de corrente das placas controladoras utilizadas. O diagrama do fluxo de informações pode ser observado na Figura 23. A referência de corrente é enviada pelo computador e alimenta diretamente o PI de corrente interno da EPOS2.

Figura 23 – Diagrama do fluxo de informações dos controladores CTC e SMC (Próprio).

$$\begin{aligned}
 & \tau_1 \cdot \delta q_1 - \tau_{k1} \cdot \delta q_1 + m_{1e} \cdot g \cdot \delta z_1 - m_{3e} \cdot g \cdot \delta z_2 + \tau_3 \cdot \delta q_3 - \tau_{k3} \cdot \delta q_3 \\
 & + m_{1e} \cdot g \cdot \delta z_3 + m_e \cdot g \cdot \delta z \\
 & = m_{1e} \cdot (-\ddot{y}_1 \cdot \delta y_1 + \ddot{z}_1 \cdot \delta z_1) + m_{3e} \cdot (\ddot{y}_2 \cdot \delta y_2 - \ddot{z}_2 \cdot \delta z_2) + m_{1e} \\
 & \cdot (\ddot{y}_3 \cdot \delta y_3 + \ddot{z}_3 \cdot \delta z_3) + m_e \cdot (\ddot{y} \cdot \delta y + \ddot{z} \cdot \delta z)
 \end{aligned} \tag{65}$$

Utilizando o diagrama da Figura 17, é possível escrever a equação do CTC através do PTV, descrito na Seção 3.3. A Equação (65) mostra esse equacionamento dinâmico.

É possível separar os termos de forma que sejam agrupados com seus respectivos valores virtuais. Assim, fazendo com que F_{q1} , F_{q3} , F_y e F_z sejam a somatória dos termos que multiplicam, respectivamente, δq_1 , δq_3 , δy e δz , pode-se então reescrever a Equação (65) dessa forma:

$$[F_{q1} \ F_{q3}] \cdot \begin{bmatrix} \delta q_1 \\ \delta q_3 \end{bmatrix} + [F_y \ F_z] \cdot \begin{bmatrix} \delta y \\ \delta z \end{bmatrix} = 0 \quad (66)$$

Da Equação (60) podemos substituir os termos virtuais de δq para que a Equação (66) seja reescrita conforme se segue:

$$[F_{q1} \ F_{q3}] \cdot \begin{bmatrix} \delta q_1 \\ \delta q_3 \end{bmatrix} + [F_y \ F_z] \cdot J \cdot \begin{bmatrix} \delta q_1 \\ \delta q_3 \end{bmatrix} = 0 \quad (67)$$

Cancelando os termos virtuais δq e transpondo toda a Equação (67), pode-se obter o seguinte:

$$\begin{bmatrix} F_{q1} \\ F_{q3} \end{bmatrix} + J^T \cdot \begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix} = 0 \quad (68)$$

Em que os termos das matrizes são dados por:

$$\begin{bmatrix} F_{q1} \\ F_{q3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{\tau 1} \\ F_{\tau 3} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{\ddot{q}1} & 0 \\ 0 & F_{\ddot{q}3} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} \quad (69)$$

$$\begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{\ddot{y}} & 0 \\ 0 & F_{\ddot{z}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{GHy} \\ F_{GHz} \end{bmatrix} \quad (70)$$

Os termos τ correspondem aos torques nos atuadores; F_{τ} corresponde aos torques de molas, e às forças gravitacionais e inerciais referentes aos membros ligados aos atuadores; $F_{\ddot{q}}$, $F_{\ddot{y}}$ e $F_{\ddot{z}}$ correspondem, respectivamente, aos termos que multiplicam as aceleração dos atuadores e do efetuador; e os termos F_{GH} são aqueles que contêm as demais informações sobre as forças gravitacionais e inerciais, referentes ao efetuador.

Pode-se agora utilizar ainda a Equação (63) para reescrever a Equação (68) na forma dos torques computados, no espaço do efetuador:

$$\begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_3 \end{bmatrix} = \alpha \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} + \beta \quad (71)$$

Em que:

$$\alpha = - \left(\begin{bmatrix} F_{\ddot{q}1} & 0 \\ 0 & F_{\ddot{q}3} \end{bmatrix} \cdot J^{-1} + J^T \cdot \begin{bmatrix} F_{\ddot{y}} & 0 \\ 0 & F_{\ddot{z}} \end{bmatrix} \right) \quad (72)$$

$$\beta = - \begin{bmatrix} F_{\tau 1} \\ F_{\tau 3} \end{bmatrix} - J^T \cdot \begin{bmatrix} F_{GHy} \\ F_{GHZ} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{\ddot{q}1} & 0 \\ 0 & F_{\ddot{q}3} \end{bmatrix} \cdot (J^{\dot{-}1}) \cdot \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} \quad (73)$$

O termo $\begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}$ é o termo que corresponde à componente τ' do CTC, e foi substituído conforme a Equação (74) a seguir:

$$\begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} = \tau' = \begin{bmatrix} \ddot{y}_d \\ \ddot{z}_d \end{bmatrix} + K_v \cdot \begin{bmatrix} \dot{y}_d - \dot{y} \\ \dot{z}_d - \dot{z} \end{bmatrix} + K_p \cdot \begin{bmatrix} y_d - y \\ z_d - z \end{bmatrix} + K_i \cdot \begin{bmatrix} \int (y_d - y) dt \\ \int (z_d - z) dt \end{bmatrix} \quad (74)$$

No controle do mecanismo foram utilizadas as Equações (71) e (74), de forma que as variações propostas pudessem ser realizadas. Essas variações correspondem a alterações na equação de controle, representada essencialmente por τ' : em alguns ensaios os ganhos foram fixados, em outros eram variáveis; em alguns ensaios o termo integral estava ausente, em outros, presente. Essas diferenças serão vistas no Capítulo 5.

4.8.3 MODOS DESLIZANTES (SMC)

O controle SMC foi implementado por meio do controle de corrente das placas controladoras utilizadas, analogamente ao controle CTC. O diagrama do fluxo de infor-

mações pode ser observado na Figura 23. A referência de corrente é enviada pelo computador e alimenta diretamente o PI de corrente interno da EPOS2.

Neste tipo de controle as Equações (40) e (41) foram modificadas de forma a atender a um sistema com múltiplas entradas e saídas. Em sua essência, este controle é o CTC com a adição de um termo descontínuo. Isso porque a determinação, em tempo real, de algumas variáveis da teoria pura do SMC é muito custosa.

Dessa forma elas foram substituídas por valores constantes, como será visto a seguir. Assim, as Equações (71) e (74) podem ser reescritas para o SMC conforme se segue:

$$\tau = \alpha \cdot (\tau' + k \cdot \text{sin}(\text{sgn}(s))) + \beta \quad (75)$$

$$\tau = \alpha \cdot \left(\tau' + k \cdot \text{sat}\left(\frac{s}{\Phi}\right) \right) + \beta \quad (76)$$

$$\tau' = \ddot{e} + K_v \cdot \dot{e} + K_p \cdot e \quad (77)$$

$$s = \dot{e} + K_v \cdot e + K_p \cdot \int_0^t e \, dt \quad (78)$$

As constantes k e Φ foram determinadas experimentalmente. As variações deste controle deram-se sobre os ganhos, fixos ou variáveis, e também sobre as funções utilizadas, sinal ou saturação. Analogamente ao CTC, elas serão apresentadas em maiores detalhes no Capítulo 5.

4.8.4 DETERMINAÇÃO DOS GANHOS

O sistema de controle possui dois conjuntos de ganhos. O primeiro conjunto é formado pelos ganhos PID e PI da placa controladora EPOS2, respectivamente referentes ao controle de posição e ao controle de corrente. A maneira pela qual os seus valores foram determinados é detalhada na Subseção 4.8.1.

O segundo conjunto é composto pelos ganhos oriundos da técnica centralizada utilizada para o controle do mecanismo, na forma de um PID inserido no equacionamento dinâmico. Dois tipos de ganhos de controle foram utilizados: ganhos fixos e ganhos variáveis. Em ambos os casos, sua determinação inicial foi feita por meio das frequências naturais amortecidas, conforme o método descrito na Seção 4.7.

Por meio dos resultados apresentados na Seção 5.2, a frequência natural amortecida foi determinada para toda a área de trabalho conforme a Equação (79), em que ω_{ny} e ω_{nz} são as frequências experimentais medidas, respectivamente na direção Y e na direção Z.

Para evitar mudanças abruptas dos ganhos no espaço de trabalho, uma suavização manual desses valores foi realizada, especialmente na região em torno de $y = -110 \text{ mm}$ e $y = +110 \text{ mm}$. As frequências utilizadas para os fins deste trabalho podem ser observadas na Figura 24.

14,7	16	16,5	17,5	17,4	14,7	12	11,3	11,9	12,8	12,8	13	13,5	11,2	10,3	11,1	11,3	10,7	11,7	14,7	17,5	17,3	17,3	16,4	15,8
13,5	15,7	16,1	16,3	16,8	13,7	10,7	10,8	10,8	11	10,9	11,7	9,9	10,1	11,2	10,9	10	11,4	11,4	14,4	17,4	16,9	16,5	15,6	15,2
13,3	13,8	15,5	15,8	16	13,1	10,3	10,8	10,8	10,8	11,3	12	11,1	9,2	10,4	8,8	10,5	10,9	10,9	14,1	17,2	16,8	16,3	14,8	14,8
11,8	13,3	14	15,6	15,1	12,9	10,7	10	10,5	11	10,1	10,8	8,3	7,9	9,7	10,3	11	11	11	13,7	16,4	15,3	15	14,4	14

Figura 24 – Frequências naturais no espaço de trabalho considerado (Próprio).

Os ganhos de cada ponto ensaiado da área de trabalho foram determinados conforme as Equações (80), (81) e (82), respectivamente para ganhos de posição, de velocidade e integral.

$$\omega_n = \frac{(\omega_{ny} + \omega_{nz})}{2} \quad (79)$$

$$K_p = \left(\frac{\omega_n}{2}\right)^2 \quad (80)$$

$$K_d = 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \quad (81)$$

$$K_i = 0,1 \cdot K_p \quad (82)$$

Para o caso dos controles centralizados com ganho fixo, o valor desse ganho foi determinado por meio da média aritmética dos valores obtidos para a região entre $y = -110 \text{ mm}$ e $y = +110 \text{ mm}$. Para o caso dos controles com ganho variável, seu valor

foi utilizado diretamente numa tabela, acessada em tempo real pelo programa de controle. Quando o valor exato do ganho não pudesse ser especificado, realizava-se uma interpolação linear dos valores adjacentes.

A aplicação direta dos valores dos ganhos calculados dessa maneira levava o sistema frequentemente à instabilidade. Assim, uma correção manual desses valores fez-se necessária, com base em seu comportamento experimental. Para isso, os ganhos K_i e K_d foram zerados, enquanto variava-se K_p até que um valor ótimo fosse encontrado.

A partir desse ponto, variava-se K_i , com eventuais correções em K_p , até que o par do PI fosse encontrado. Por fim, a determinação experimental de K_d foi feita sobre os valores desse par, com eventuais correções, para que o PID fosse especificamente ajustado para aquela situação de controle.

Em virtude do desgaste sofrido pela máquina durante a execução dos ensaios, suas propriedades dinâmicas foram alteradas. Assim, outra correção dos valores do PID foi necessária, sempre com o intuito de manter o sistema funcionando na melhor condição possível para o controle utilizado.

4.9 REGISTRO DA TRAJETÓRIA

Com relação à comparação das estratégias de controle, foi realizado um ensaio de seguidor de trajetória. Procurou-se saber qual a máxima velocidade na qual o efetuator consegue realizar uma determinada operação. O controlador PID foi utilizado como referência para a comparação entre os demais tipos de controle e suas variações.

A escolha da trajetória foi feita com base nos resultados obtidos com relação à exatidão em regime permanente e às frequências naturais. Tanto nas situações sem carga como nas com cargas nos eixos horizontal e vertical, há uma certa semelhança entre as propriedades da área de trabalho e a letra “V” (Rinaldi, 2018). Assim, a

trajetória foi escolhida de maneira a tentar minimizar o efeito das variações das propriedades da área de trabalho.

O efetuador parte da posição $(y; z) = (-240; 400) \text{ mm}$ e vai até a posição $(y; z) = (240; 400) \text{ mm}$, passando por $(y; z) = (0; 460) \text{ mm}$. O movimento é descrito por um cosseno em ambos os eixos. O movimento de cada eixo é dado pelas Equações (83) e (84), e a curva resultante é ilustrada na Figura 25.

$$y = -\left(\frac{a}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot t}{T}\right) \quad (83)$$

$$z = 440 - 30 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) \quad (84)$$

A variável independente tempo é dada por t , e o período do movimento é dado por T , sendo que $T \in \{10; 8,5; 7; 5,5; 4; 2,5; 2; 1,5; 1\}$, em segundos. A amplitude do movimento é dada por a , sendo que $a \in \{220; 320; 400; 480\}$, em mm. A variação da amplitude foi necessária devido às condições de estabilidade do efetuador para cada controle considerado.

Nos casos em que há instabilidade do efetuador, a amplitude do movimento é reduzida até que se determine a maior amplitude estável para a combinação estudada. Nesses casos, um ensaio adicional com o controle PID de referência é realizado para que possa ser feita uma comparação direta nessa nova amplitude.

Figura 25 – Trajetória teórica de referência (Próprio).

O efetuador permanece parado por $T_s = 10$ segundos antes de iniciar o movimento e após concluí-lo. O tempo da trajetória aos poucos se reduz, até que a trajetória seja perdida ou a máquina torne-se instável. Inicia-se com uma trajetória de duração de dez segundos, com redução de 1,5 s por iteração, até chegar-se em 1 s. Nas últimas

iterações as reduções são realizadas a cada 0,5 s. A Figura 26 ilustra as relações de tempo do ensaio.

Figura 26 – Tempos inicial, em trajetória e final (Próprio).

Todos os resultados descritos neste trabalho foram obtidos através de medições diretas através de um dispositivo de impressão fixado ao efetuador. A cada movimentação, a ponta de uma caneta hidrocor registrou o movimento em duas dimensões em um papel quadriculado A4 duplo. O papel foi revestido por um adesivo plástico para permitir sua reutilização e para evitar rasgos em velocidades mais altas.

Cada divisão do papel tem 5 mm de lado, e os resultados foram digitalizados para posterior tratamento. As medições foram feitas através de *software* comercial, como será mostrado nas subseções seguintes. Uma análise comparativa entre cada um dos métodos de controle é feita no Capítulo 6.

Em cada figura, as trajetórias são identificadas por seu tracejamento, sendo que a correspondência a um determinado tempo de execução da trajetória é dada na legenda específica. Em todos os casos, o efetuador permaneceu 10 segundos parado tanto na posição inicial quanto na posição final. Os valores de tempo das trajetórias variam a cada 1,5 s no intervalo entre 10 s e 2,5 s; e a cada 0,5 s no intervalo entre 2,5 s e 1 s.

Nem todos os tipos de controle ensaiados possuem todos os tempos indicados. Aqueles que não estão indicados são tempos em que o controle se tornou instável ou excessivamente oscilatório. Ao se comparar os resultados observados pelas diversas estratégias de controle, pode-se sugerir a melhor delas para as condições impostas. Os resultados podem ser consultados no próximo capítulo.

4.10 CRITÉRIOS DE COMPARAÇÃO

Foram utilizados quatro critérios para a comparação das diferentes estratégias de controle: a exatidão na trajetória, o comprimento controlável, a dispersão das trajetórias em diferentes períodos de tempo, e o consumo de energia. A exatidão na trajetória foi determinada através da amostragem de pontos especificados na curva ensaiada. Os erros desses pontos foram calculados conforme as Equações (85) e (86).

$$e_{y,p,r} = y_{p,r} - y_{d,r} \quad (85)$$

$$e_{z,p,r} = z_{p,r} - z_{d,r} \quad (86)$$

Em que, para determinados ponto de controle, p , e trajetória, r , $e_{y,p,r}$ é o erro de posição calculado em y ; $y_{p,r}$ é o ponto em y efetivamente atingido pelo efetuador; $y_{d,r}$ é o ponto em y teoricamente desejado; $e_{z,p,r}$ é o erro de posição calculado em z ; $z_{p,r}$ é o ponto em z efetivamente atingido pelo efetuador; e $z_{d,r}$ é o ponto em z teoricamente desejado.

Cada um desses erros pontuais foi utilizado para determinar o erro médio em uma determinada trajetória, conforme a Equação (87):

$$E_{m,t} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{p=1}^N \sqrt{e_{y,p,r}^2 + e_{z,p,r}^2} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{p=1}^N \sqrt{(y_{p,r} - y_{d,r})^2 + (z_{p,r} - z_{d,r})^2} \quad (87)$$

Em que $E_{m,t}$ é o erro médio para uma trajetória, em tempo específico, para um determinado tipo de controle; e N é o número de pontos de controle utilizados para cada tipo de trajetória, e pertence ao conjunto $\{13; 15; 17; 21\}$. Os valores desse conjunto foram determinados de forma que a maior distância entre dois pontos consecutivos estivesse em torno de 30 mm. Assim, o intervalo entre medições consecutivas foi de, no máximo, 1,5 vezes o valor utilizado para os mapeamentos realizados.

Por fim, o erro médio para um determinado tipo de controle (Hesselbach, et al., 2004) é definido conforme a Equação (88):

$$E_{m,c} = \frac{1}{K} \cdot \sum_{r=1}^K (E_{m,t}) = \frac{1}{K} \cdot \sum_{r=1}^K \left(\frac{1}{N} \cdot \sum_{p=1}^N \sqrt{(y_{p,r} - y_{d,r})^2 + (z_{p,r} - z_{d,r})^2} \right) \quad (88)$$

Em que K é o número de trajetórias possíveis de serem realizadas para determinado controle, em tempos de execução variados. Esse número de trajetórias pode assumir valores do conjunto $\{2; 8; 9\}$, em função da estabilidade que o efetuador apresentou em cada tipo de controle. Já os tempos de execução pertencem ao conjunto $\{10; 8,5; 7; 5,5; 4; 2,5; 2; 1,5; 1\}$, abordados na Seção 4.9.

Para uma determinada estratégia de controle, e uma mesma curva de referência, o efetuador realiza diferentes trajetórias, cada uma delas com uma duração específica de tempo. O comprimento controlável, L_Y , é a maior distância na direção Y que o efetuador consegue atingir sem experimentar qualquer instabilidade no controle. Quanto maior esse comprimento, melhor o resultado.

Já a dispersão das trajetórias, L_Z , é a maior distância na direção Z, medida entre a menor e a maior coordenadas dos pontos que pertencem a essas possíveis trajetórias. Quanto menor esse valor, melhor o resultado. Ambos os índices L_Y e L_Z estão representados na Figura 27.

Com relação ao último critério, a energia consumida, ela foi determinada a partir da integral no tempo da soma das potências elétrica e mecânica, para cada uma das trajetórias. Estão incluídos aqui os tempos de estabilização inicial e final, além da trajetória executada.

Figura 27 – Comprimento controlável, L_Y , e dispersão das trajetórias, L_Z (Hartmann, et al., 2018).

A Equação (89) mostra como foi calculada a potência elétrica consumida; a Equação (90) mostra o mesmo para a potência mecânica; e a Equação (91) apresenta a determinação da energia consumida, para cada uma das trajetórias executadas. Essa integral foi aproximada por uma somatória calculada sobre o período de amostragem Δt .

$$P_e = R_t \cdot i_m^2 \quad (89)$$

$$P_m = k_M \cdot i_m \cdot \omega_m \quad (90)$$

$$E = \sum_{t=0}^T (P_m + P_e) \cdot \Delta t \quad (91)$$

Em que R_t é a resistência medida nos terminais do motor; i_m é a corrente disponibilizada para o motor; k_M é a constante de torque do motor; e ω_m é a velocidade angular do eixo do motor.

4.11 MODELAGEM DAS FOLGAS

Ao se tentar explicar o comportamento do mecanismo frente aos dados obtidos através da medição direta da frequência natural, esbarrou-se no problema das baixas frequências medidas na região central. Ao mesmo tempo, nas extremidades, esse valor se eleva consideravelmente. Apesar de ter sido estabelecido posteriormente aos resultados, esse procedimento visa estimar o comportamento do mecanismo na presença de folgas.

Com isso em mente, chegou-se a um modelo simplificado que faz a união da presença das folgas com o comportamento observado das propriedades do mecanismo, medidas experimentalmente. Nesse modelo a folga seria um material de baixa densidade, com elevado amortecimento e uma baixa rigidez mecânica. Outros autores também já se utilizaram da ideia de um membro virtual para representar a folga (Lixin, et al., 2014).

O modelo consiste em um material rígido, com determinada rigidez e amortecimento internos. Faz-se com que o material se torne gradualmente mais maleável, com baixa densidade. Nessa situação, o amortecimento interno vai aumentando, ao passo que a sua rigidez vai diminuindo. Nem todos os materiais comportam-se dessa maneira, mas, para efeito do desenvolvimento da proposta, ele assim foi considerado.

Ao se extrapolar ainda mais essa situação, podemos entender o ar como um tipo de junta em que o amortecimento é elevado e a rigidez baixíssima. Assim, a folga seria esse tipo de junta, até que houvesse o contato do material da junta real de fato. Nessa situação, além de aumentar consideravelmente o amortecimento e reduzir significativamente a rigidez, esse modelo de junta adiciona descontinuidades ao sistema, devido aos impactos que ocorrem internamente à junta real.

Figura 28 – Montagem utilizada para o ensaio de comportamento do mecanismo com folga (Rinaldi, 2018).

Para tentar verificar essa hipótese, montou-se um experimento simplificado: uma régua foi fixada verticalmente em uma morsa, conforme a Figura 28. Ao ser excitada, o número de oscilações, assim como o tempo em que ocorreram, foi medido, até um máximo de 10 ciclos. O valor da folga existente entre a morsa e a régua era regulado manualmente, de maneira qualitativa: apertado (0), encostado (1), folga leve (2), folga grande (3).

Quando apertada, a morsa pressionava a régua firmemente; quando encostada, a morsa pressionava a régua até que não houvesse mais movimentação relativa entre elas; quando em folga leve, foi permitida uma pequena movimentação relativa entre

a morsa e a régua, por meio de uma folga de 0,5 mm; por fim, quando em folga grande, havia cerca de 1 mm de folga entre os mordentes da morsa e a régua.

4.12 INCERTEZA DE POSICIONAMENTO

A medição da incerteza de posicionamento do efetuator foi realizada de forma a determinar qual a influência de cada um dos distúrbios de posicionamento do mecanismo no posicionamento no efetuator. Aqui será apresentado brevemente o roteiro utilizado para essas medições. Detalhes podem ser obtidos no trabalho desenvolvido paralelamente a este (Rinaldi, 2018).

Apesar de os erros não serem conhecidos em cada posição, e consequentemente durante uma trajetória, possuem valores máximos que interferem no funcionamento cinemático e dinâmico do mecanismo (Li-xin, et al., 2014). As fontes de erro identificadas como apresentando a maior influência no posicionamento do efetuator são relacionadas a seguir:

- *Backlash* do conjunto motorreductor;
- Folga na chaveta interna do acoplamento com o conjunto motorreductor;
- Folga na chaveta externa do acoplamento com os braços atuados;
- Folga nas juntas esféricas;
- Folga nas juntas universais;
- Folga na junta prismática;
- Determinação do zero máquina;
- Erros de arredondamento no equacionamento cinemático.

Para cada uma das fontes de folga foi realizado um ensaio com um relógio apalpador para determinar o deslocamento existente na folga. Foi aplicada manualmente uma força até que se encontrasse resistência do material, sem, contudo, submeter o conjunto a deformações elásticas consideráveis. O intuito era medir apenas o jogo existente entre as partes móveis do acoplamento, uma vez que ele também não estará sujeito a grandes esforços estáticos quando em operação.

Analogamente, o erro na determinação do zero máquina foi estimado com base nas incertezas de posicionamento mecânico utilizadas para esse fim: um batente mecânico no eixo Y e outro no eixo Z. A aproximação até o batente foi definida pelo critério passa-não-passa, através de um calibrador de folgas (lâmina padrão).

Já os erros cinemáticos foram determinados através da comparação dos resultados de posicionamento obtidos através da cinemática direta e da cinemática inversa. A diferença, em relação ao que foi solicitado, foi determinada para cada um dos pontos ensaiados nos ensaios de exatidão e repetibilidade. No entanto, apenas os valores mais altos foram considerados, para fins da construção de um envelope, como será abordado a seguir.

Após a determinação desses deslocamentos para cada uma das fontes, os valores encontrados foram transportados como erros de posicionamento dos atuadores (Li-xin, et al., 2014). Esses erros foram somados para cada um dos atuadores, de forma que, ao final, foi determinado um valor de erro de posicionamento dos atuadores em função das folgas consideradas para esse mecanismo.

Em seguida, um programa em Matlab foi criado para comparar o posicionamento ideal com o posicionamento devido às folgas. Ele é apresentado na forma de um envelope, que delimita o erro máximo de posicionamento do efetuador em função dessas fontes de erros (Li-xin, et al., 2014). O Matlab foi utilizado apenas devido a sua disponibilidade no laboratório, podendo ser utilizado qualquer outro ambiente de programação.

Por fim, o envelope foi comparado com os erros experimentais observados no posicionamento estático (Rinaldi, 2018) e no posicionamento dinâmico do mecanismo, apresentado neste trabalho.

Neste capítulo foram abordadas as condições nas quais foram realizados os ensaios sobre o mecanismo proposto neste trabalho. Também foram apresentadas as metodologias utilizadas, e os modelos considerados para os fenômenos observados. No capítulo seguinte os resultados desse trabalho são apresentados.

5 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados das atividades propostas neste trabalho. A metodologia seguida para cada um deles está descrita no Capítulo 4. Analogamente a ele, para cada um dos tipos de controle foi dedicada uma seção. Uma análise dos dados será realizada apenas no Capítulo 6.

5.1 EXATIDÃO E REPETIBILIDADE

A exatidão de posicionamento, sem a compensação por *software* mencionada na Seção 4.7, é dada pelas figuras a seguir. A relação existente entre a exatidão em Y e a em Z é desconhecida. Por essa razão, optou-se por apresentar essa propriedade de forma separada: a Figura 29 mostra a exatidão em Y, enquanto a Figura 30 mostra a exatidão em Z.

Podem ser observadas duas situações distintas: no eixo Y, o mecanismo apresenta uma maior exatidão de posicionamento na região central da máquina, diminuindo conforme se afasta dela nesse mesmo eixo. Já na direção Z, observa-se que a maior exatidão de posicionamento ocorre em regiões mais afastadas perpendicularmente a esse eixo, de maneira mais acentuada a partir dos 120 mm em Y, em módulo.

Outro ponto que vale ser mencionado é que a magnitude dos erros de deslocamento em Z é bem menor que a magnitude observada para o eixo Y. No primeiro caso, ele chega a 9,7 mm, em módulo; no eixo Y, a 17,4 mm, também em módulo. Ou seja, na ausência de carga externa, a exatidão em Z é praticamente o dobro da exatidão em Y (no sentido de os valores do eixo Z serem mais exatos).

Figura 29 – Exatidão no eixo Y (Próprio).

Figura 30 – Exatidão no eixo Z (Próprio).

Analogamente, as figuras a seguir exibem os resultados observados para a precisão de posicionamento da máquina. Na Figura 31, observa-se que a precisão no eixo Y tende a ser menor (pior) do lado negativo desse mesmo eixo. O valor máximo medido para essa propriedade foi de 11 mm, cerca de 35% menor que sua exatidão.

Figura 31 – Precisão no eixo Y (Próprio).

Com relação ao eixo Z, a Figura 32 mostra que, em quase toda a área de trabalho considerada, a precisão atinge um máximo de 3 mm. No entanto, há uma queda acentuada dessa propriedade na região central dos semi-eixos de Y, mais especificamente entre as distâncias de 40 mm e 140 mm, em relação à origem. Nelas, o valor máximo chega também a 11 mm, próximo da exatidão para esse mesmo eixo.

Figura 32 – Precisão no eixo Z (Próprio).

Após a aplicação da correção por *software* foi possível atingir uma exatidão de posicionamento de 5 mm em toda a área de trabalho utilizada, com manutenção dos valores de precisão.

5.2 MAPEAMENTO DE FREQUÊNCIAS NATURAIS

Outro parâmetro necessário para o controle do mecanismo através das técnicas dinâmicas é a frequência natural amortecida do sistema. Com o mesmo sistema de medição, foram feitas aquisições da frequência natural tanto no eixo Y quanto no eixo Z. Os resultados encontram-se nas duas figuras a seguir.

Figura 33 – Frequências naturais para o eixo Y (Próprio).

Na Figura 33, observa-se que existe certa simetria dos valores registrados, apesar de o centro estar deslocado em cerca de 60 mm. Conforme o efetuador afasta-se do paralelogramo articulado, seus valores tendem a diminuir, sendo que o menor valor registrado para essa propriedade, nesse eixo, foi de 10,5 Hz.

Figura 34 – Frequências naturais para o eixo Z (Próprio).

Analogamente, para o eixo Z, a Figura 34 mostra que as frequências medidas são inferiores às aquelas obtidas no eixo Y, com menor valor registrado de 4,5 Hz. Isso era esperado em virtude de dois fatores: a presença da guia linear do efetuator, que não restringe o movimento nessa direção; e o comprimento dos braços, dimensionados para o maior espaço de trabalho.

Mais ainda, observa-se que, nas imediações das distâncias 140 mm no eixo Y, em módulo, em relação à origem, ocorre um aumento significativo dessa propriedade. Uma discussão sobre essa ocorrência será feita no Capítulo 6.

5.3 PID DESCENTRALIZADO

Este caso já é praticado pela indústria e foi utilizado como referência para os demais casos. Nove tempos de execução diferentes foram utilizados, abrangendo o comprimento total da área de trabalho, de 480 mm, cujos limites inferior e superior da coordenada y do efetuator são, respectivamente, -240 mm e 240 mm.

Tanto a posição inicial quanto a final foram mantidas por 10 s, com a duração pré-definida para os percursos variando de 1 s a 10 s. No intervalo de 1 s a 2,5 s, o incremento escolhido foi de 0,5 s. Para o intervalo de 2,5 s a 10 s, o incremento foi de 1,5 s.

Para facilitar a compreensão e visualização dos gráficos, eles foram agrupados a cada três tempos de percurso, ou seja, os tempos de 10 s, 8,5 s e 7 s foram agrupados como de baixa velocidade, os de 5,5 s, 4 s e 2,5 s como de média velocidade, e os demais como de alta velocidade. As figuras a seguir mostram os resultados obtidos.

Figura 35 – Curvas de movimentação lenta, utilizando controle PID (Próprio).

Figura 36 – Curvas de movimentação intermediária, utilizando controle PID (Próprio).

Nota-se que há um seguimento da trajetória, cujo erro piora conforme aproxima-se da curva de 1 s. Essa curva foi utilizada como corte para determinação da capacidade do controle de referência PID descentralizado. Assim, apenas as movimentações

geradas com tempo de execução superior a 1 s foram consideradas para efeito de comparação.

Figura 37 – Curvas de movimentação rápida, utilizando controle PID (Próprio).

Tanto o ponto de origem quanto o ponto de destino são obedecidos e atingidos com erro inferior a 5 mm. Observa-se que, dentro da faixa considerada, há erros na trajetória de até cerca de 20 mm. Também foram ensaiadas trajetórias nas mesmas condições, porém com comprimentos de 400 mm, 320 mm e 220 mm, para efeito de comparação com os demais tipos de controle.

Para facilitar a comparação entre os diversos controles, os resultados de cada um dos controles centralizados foram comparados com os do controle PID descentralizado da seguinte maneira: todas as trajetórias consideradas estáveis para a situação, nas diferentes velocidades utilizadas, foram envolvidas por uma curva limitando as máximas posições atingidas. Utilizando a maior amplitude de movimento para cada uma, foram gerados os gráficos das seções seguintes.

5.4 TORQUE COMPUTADO COM GANHO FIXO E REALIMENTAÇÃO *FEEDBACK*

A utilização do CTC com ganho fixo resultou em uma região de controlabilidade menor que a obtida com o PID. Isso era esperado, uma vez que as frequências naturais

amortecidas sofrem uma grande variação ao longo do eixo Y. Nesse eixo, o sistema funcionou de forma estável entre -110 mm e 110 mm. As trajetórias obtidas são exibidas na figura a seguir.

Para facilitar a compreensão e visualização dos gráficos, eles foram agrupados a cada três tempos de percurso, ou seja, os tempos de 10 s, 8,5 s e 7 s foram agrupados como de baixa velocidade, os de 5,5 s, 4 s e 2,5 s como de média velocidade, e os demais como de alta velocidade. As figuras a seguir mostram os resultados obtidos.

Figura 38 – Curvas de movimentação lenta, para o CTC, ganho fixo e *feedback* (Próprio).

Figura 39 – Curvas de movimentação intermediária, para o CTC, ganho fixo e *feedback* (Próprio).

Observa-se que existe um acompanhamento da trajetória de referência, cujo erro vai diminuindo conforme se diminui a velocidade. Em altas velocidades existe uma assimetria da trajetória real, deslocada no sentido do semi-eixo negativo de Y. Essa assimetria também reduz conforme a redução na velocidade, sendo que os maiores tempos de execução são os que mais se aproximam da curva teórica.

Figura 40 – Curvas de movimentação rápida, para o CTC, ganho fixo e *feedback* (Próprio).

Figura 41 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e CTC com ganho fixo e *feedback* (vermelho) (Próprio).

O primeiro resultado comparativo é com o controle CTC com ganho fixo e realimentação *feedback*. A Figura 41 ilustra a diferença em relação ao controle PID descentralizado. Esse resultado era esperado, pois o mecanismo apresenta diferentes propriedades ao longo de sua área de trabalho, o que exigiria um ganho variável do controlador para o correto posicionamento do efetuator.

5.5 TORQUE COMPUTADO COM GANHO FIXO E ALIMENTAÇÃO *FEEDFORWARD*

A utilização do CTC com ganho fixo e alimentação *feedforward* também resultou em uma região de controlabilidade menor que a obtida com o PID. Isso era esperado, uma vez que as frequências naturais amortecidas sofrem uma grande variação ao

longo do eixo Y. Nesse eixo, o sistema funcionou de forma estável entre -110 mm e 110 mm. As trajetórias obtidas são exibidas nas figuras a seguir.

A alimentação *feedforward* notadamente reduziu as instabilidades do sistema, porém aumentou o erro de posicionamento do efetuator, como pode ser observado comparando-se as figuras acima com aquelas do CTC com ganho fixo apenas. Mesmo mantendo um erro máximo de 40 mm, sua frequência foi maior neste caso.

Figura 42 – Curvas de movimentação lenta, para o CTC, ganho fixo e *feedforward* (Próprio).

Figura 43 – Curvas de movimentação intermediária, para o CTC, ganho fixo e *feedforward* (Próprio).

Figura 44 – Curvas de movimentação rápida, para o CTC, ganho fixo e *feedforward* (Próprio).

Adicionalmente, dentre todas as curvas, a de 10 segundos apresentou o maior distanciamento da origem, em relação à curva teórica. Uma vez que o posicionamento do efetuator para as condições dessa máquina depende da condição inicial na qual ele se encontrava, esse comportamento era esperado.

Figura 45 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e CTC com ganho fixo e *feedforward* (amarelo) (Próprio).

A Figura 45 mostra os resultados obtidos pela alimentação *feedforward*. Houve manutenção do comprimento controlável, com leve aumento dos erros em trajetória. Porém, esse efeito adverso pode ser aceito uma vez que se observou uma melhora na estabilidade de movimento do efetuator.

5.6 TORQUE COMPUTADO COM GANHO VARIÁVEL E REALIMENTAÇÃO *FEEDBACK*

A utilização do CTC com ganho variável resultou em uma região de controlabilidade bem maior que a obtida através do ganho fixo, porém ainda menor que a obtida com o PID. Isso era esperado, uma vez que as frequências naturais amortecidas sofrem uma grande variação ao longo do eixo Y, e os ganhos variáveis são utilizados justamente numa tentativa de compensar essas diferenças. Nesse eixo, o sistema funcionou de forma estável entre -160 mm e 160 mm. As trajetórias obtidas são exibidas nas figuras a seguir.

Neste caso em particular, o sistema apresentou comportamento oscilatório nas velocidades que não foram apresentadas nas figuras a seguir. Foi evidente a existência de instabilidade no sistema e, por isso, as curvas foram omitidas. Esse comportamento será discutido no Capítulo 6.

Figura 46 – Curvas de movimentação lenta, para o CTC, ganho variável e *feedback* (Próprio).

Figura 47 – Curvas de movimentação intermediária, para o CTC, ganho variável e *feedback* (Próprio).

Apesar disso, o controlador operou de modo adequado, impedindo o aumento progressivo e irreversível do desvio da trajetória de referência. A posição final para essa variante de controle, nessas condições, foi atingida até o tempo de execução de 2 s.

A comparação em relação à dispersão das trajetórias leva em consideração todas as curvas ensaiadas, obtidas com o CTC com realimentação do tipo *feedback*, e encontra-se na Figura 48.

Figura 48 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e CTC com ganho variável e *feedback* (verde) (Próprio).

Houve uma melhora no comprimento controlável, de 220 mm para 320 mm, mas a alta sensibilidade do equacionamento às velocidades dos atuadores leva frequentemente o sistema à instabilidade. A grande região indicada em verde existe devido às oscilações que o efetuator realizou antes de se estabilizar.

A baixa frequência natural não permite que um elevado ganho de posição seja utilizado, gerando erros de posição durante a trajetória e lentidão no posicionamento final, que deve se apoiar significativamente no termo integral do erro.

5.7 TORQUE COMPUTADO COM GANHO VARIÁVEL E ALIMENTAÇÃO *FEEDFORWARD*

A utilização do CTC com ganho variável e alimentação *feedforward* resultou em uma região de controlabilidade maior que a obtida por meio apenas do ganho variável, porém ainda menor que a obtida com o PID. Isso era esperado, uma vez que as frequências naturais amortecidas sofrem uma grande variação ao longo do eixo Y, e os ganhos variáveis são utilizados justamente numa tentativa de compensar essas diferenças. Nesse eixo, o sistema funcionou de forma estável entre -200 mm e 200 mm. As trajetórias obtidas são exibidas nas figuras a seguir.

Figura 49 – Curvas de movimentação lenta, para o CTC, ganho variável e *feedforward* (Próprio).

Figura 50 – Movimentação intermediária, para o CTC, ganho variável e *feedforward* (Próprio).

Figura 51 – Curvas de movimentação rápida, para o CTC, ganho variável e *feedforward* (Próprio).

Um ponto extremamente positivo, novamente, com a utilização da técnica de alimentação *feedforward* foi a maior estabilização do sistema. A curva de 1 s encontrava-se no limite de operação e foi descartada. Os percursos com duração de 1,5 s a 8,5 s aproximaram-se significativamente da trajetória de referência.

A curva de 10 s, apesar de estar dentro da faixa considerada, notadamente distingue-se das demais com relação ao seguimento da trajetória. Se esse tempo de 10 s for desconsiderado, por ser decorrente provavelmente de uma condição inicial anô-

mala, observa-se que a técnica de alimentação *feedforward* é adequada para a solução das instabilidades desse tipo de equipamento.

Até o momento, este foi o melhor tipo de controle centralizado para posicionamento e seguimento de trajetória, bastando comparar a amplitude de movimentação e a amplitude dos erros em relação às curvas das demais técnicas utilizadas. O maior erro foi de até 40 mm no início do movimento, caindo para cerca de 10 mm no restante da trajetória, como mostra a Figura 52.

Figura 52 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e CTC com ganho variável e *feedforward* (turquesa) (Próprio).

Observa-se nesse caso que o comportamento do controlador é parecido com o padrão adotado, PID descentralizado, tendo também se mostrado o melhor resultado dos ensaios como um todo. Ainda existem erros de posição, mas, como já esclarecido, eles têm origem na baixa frequência natural do sistema.

5.8 SLIDING MODES COM FUNÇÃO SATURAÇÃO, TERMO INTEGRAL E ALIMENTAÇÃO *FEEDFORWARD*

A utilização da integral como variável de interesse nos cálculos da função saturação desta técnica permite o aparecimento do termo proporcional nas equações de torque. Uma vez que a maior componente de corrente é oriunda desse termo proporcional, libera-se o termo de saturação para atuar na estimulação da movimentação do sistema, quando este estiver fora do esperado.

Figura 53 – Curvas de movimentação lenta, para o SMC e ganho fixo (Próprio).

Figura 54 – Curvas de movimentação intermediária, para o SMC e ganho fixo (Próprio).

Figura 55 – Curvas de movimentação rápida, para o SMC e ganho fixo (Próprio).

Mais ainda: a utilização da alimentação *feedforward* permitiu que as instabilidades dinâmicas fossem reduzidas, e que maiores velocidades pudessem ser alcançadas. Nota-se que, apesar do erro em relação à curva de referência ter sido maior, cerca de 40 mm, a variação do posicionamento do efetuador durante as diversas velocidades foi menor que nos demais controles analisados.

Figura 56 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e SMC com ganho fixo (azul) (Próprio).

A Figura 56 ilustra a região de controlabilidade do efetuador para um ganho constante. Analogamente aos casos anteriores e como esperado, a região de controlabilidade fica reduzida devido às diferentes propriedades mecânicas que o mecanismo apresenta em função da posição escolhida.

5.9 SLIDING MODES COM FUNÇÃO SATURAÇÃO, TERMO INTEGRAL, ALIMENTAÇÃO FEEDFORWARD E GANHOS VARIÁVEIS

A adição dos ganhos variáveis à técnica anterior permitiu que a região de controlabilidade atingisse valores entre -200 mm e 200 mm. Ainda está abaixo do obtido com o PID descentralizado, mas é a segunda a alcançar essa amplitude dentre todos os demais tipos de controle. Existe uma maior variação do posicionamento entre as diferentes velocidades utilizadas, a qual será discutida no Capítulo 6.

Figura 57 – Curvas de movimentação lenta, para o SMC e ganho variável (Próprio).

Figura 58 – Curvas de movimentação intermediária, para o SMC e ganho variável (Próprio).

Figura 59 – Curvas de movimentação rápida, para o SMC e ganho variável (Próprio).

O maior erro de posição registrado é de até 40 mm, porém com uma trajetória razoavelmente acompanhada, bom afastamento da posição inicial e boa aproximação da posição desejada.

Figura 60 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias para controle PID (preto) e SMC com ganho variável (rosa) (Próprio).

No caso do ganho variável para o controlador do tipo SMC, obteve-se um bom resultado dentre os controles utilizados. A Figura 60 mostra que a região de controlabili-

dade vai de -200 mm até 200 mm; erros de posição existem devido ao ganho reduzido para o erro de posição. Isso ocorre porque a baixa frequência natural não permite que sejam utilizados ganhos maiores, sob pena de tornar todo o sistema instável.

5.10 TÉCNICAS DE CONTROLE INSATISFATÓRIAS

Outras técnicas foram utilizadas para se tentar controlar o mecanismo; no entanto, elas resultaram em um comportamento insatisfatório do efetuador. A seguir, cada uma delas é comentada e seus respectivos resultados são apresentados de maneira simplificada.

5.10.1 *SLIDING MODES* SEM TERMO INTEGRAL

Sem utilizar o termo integral como variável de interesse, não foi possível obter o posicionamento correto do efetuador na área de trabalho considerada, em nenhuma das situações testadas com a técnica de modos deslizantes. Com o uso de frequências naturais baixas, o mecanismo não foi capaz de atingir uma posição desejada. Já com ganhos mais altos, mesmo com o uso da função saturação, entrava-se em modo oscilatório, ou seja, um *chattering* de baixa frequência.

5.10.2 *SLIDING MODES* COM FUNÇÃO SINAL

Com o uso da função sinal foi possível controlar o mecanismo, porém com presença de *chattering*, tanto para *feedforward* como para *feedback*. Para ganhos menores, não houve movimentação além da fornecida pelo termo β . Por segurança, a movimentação foi realizada numa área bem menor que a existente, e gerou tantas vibrações que outras tentativas em amplitudes maiores foram desconsideradas.

5.10.3 *SLIDING MODES* COM FUNÇÃO SATURAÇÃO E REALIMENTAÇÃO *FEEDBACK*

Analogamente à função sinal, utilizando a realimentação *feedback* não foi possível controlar o mecanismo a contento. Ou havia muitas vibrações, ou o efetuator não realizava movimento. Os termos dinâmicos parecem influenciar bastante o equacionamento que, vale lembrar, não possuía termo proporcional. Assim, toda a correção de erros de posição recai sobre o termo de saturação que, associado aos termos dinâmicos, não realiza a tarefa a contento.

5.10.4 *SLIDING MODES* COM FUNÇÃO SATURAÇÃO E ALIMENTAÇÃO *FEEDFORWARD*

Utilizando a alimentação *feedforward*, não foi possível controlar o mecanismo a contento, apesar de haver uma significativa melhora com relação à estabilidade do movimento. Em função dos ganhos aplicados, ou o sistema entrava em instabilidade, ou o efetuator não realizava movimento.

Os termos dinâmicos parecem influenciar bastante o equacionamento que, vale lembrar, não possuía termo proporcional. Assim, toda a correção de erros de posição recai sobre o termo de saturação que, associado aos termos dinâmicos, não realiza a tarefa a contento.

5.10.5 *SLIDING MODES* COM FUNÇÃO SATURAÇÃO, TERMO INTEGRAL E REALIMENTAÇÃO *FEEDBACK*

Analogamente à função sinal, utilizando a realimentação *feedback*, não foi possível controlar o mecanismo a contento. A máquina realizava um movimento, mas os erros de posição eram extremamente altos. Os termos dinâmicos parecem influenciar bastante o equacionamento que, vale lembrar, possui termo proporcional com ação reduzida devido às frequências naturais. Assim, toda a correção de erro permanente recai sobre o termo integral da função saturação, que só pode assumir como maior valor, em módulo, 1.

5.11 ERRO EM TRAJETÓRIA

De posse dos resultados apresentados nas Seções de 5.3 a 5.9, e se utilizando do procedimento descrito na Seção 4.10, é possível determinar o erro em cada uma das trajetórias de cada um dos controles realizados. A Tabela 4 mostra os valores encontrados para os sete controles.

Os controles listados na primeira coluna da Tabela 4 referem-se ao PID (pid), ao torque computado (ctc), e aos modos deslizantes (smc); nas variações *feedback* (fb) e *feedforward* (ff); e com ganho fixo (fg) e variável (vg).

Tabela 4 – Erro em trajetória (Próprio).

Erro médio em trajetória de tempo (mm)										
Controle	Tempo de trajetória (s)									Média das médias
	30	28,5	27	25,5	24	22,5	22	21,5	21	
pid	9	7	8	7	7	7	8	9	15	8
ctc-fb-fg	15	15	11	14	13	15	17	17	---	15
ctc-ff-fg	25	15	14	15	17	15	15	17	23	17
ctc-fb-vg	28	---	---	28	---	---	---	---	---	28
ctc-ff-vg	25	8	10	15	12	16	12	14	---	14
smc-ff-fg	25	19	23	20	22	21	26	23	28	23
smc-ff-vg	20	25	24	23	20	20	22	24	---	22

O controle PID descentralizado apresentou o melhor resultado de exatidão em trajetória, com cerca de 8 mm de erro médio. Esse resultado ocorreu não só em seu maior comprimento controlável, mas também nos comprimentos controláveis dos demais tipos de controle considerados. Contudo, sua exatidão reduz-se consideravelmente na trajetória de 1 s, chegando a 25 mm nos pontos de teste intermediários.

Os controles centralizados que mais se aproximam do resultado obtido com o PID são o ctc-ff-vg, o ctc-fb-fg e o ctc-ff-fg, cujos erros são, respectivamente, 14 mm, 15 mm e 17 mm. Mesmo assim, seus valores são aproximadamente o dobro dos do PID.

5.12 COMPRIMENTO CONTROLÁVEL E DISPERSÃO DAS TRAJETÓRIAS

O comprimento controlável e a dispersão das trajetórias do mecanismo podem ser apresentados agrupados. A Tabela 5 resume os resultados coletados a partir das Seções de 5.3 a 5.9, também se utilizando do procedimento descrito na Seção 4.10.

O comprimento controlável do controlador PID atingiu toda a área de trabalho proposta, sendo de 480 mm. Os controladores centralizados dos tipos ctc-ff-vg e smc-ff-vg foram os que melhor aproximaram-se desse resultado, atingindo cerca de 83% do comprimento controlável alcançado pelo PID.

Tabela 5 – Comprimento controlável e dispersão das trajetórias (Próprio).

Controle	L _y (mm)	L _z (mm)
ctc-fb-fg	220	52
ctc-ff-fg	220	60
smc-ff-fg	220	50
ctc-fb-vg	320	80
ctc-ff-vg	400	35
smc-ff-vg	400	30
pid	480	18

Com relação às dispersões de trajetória, a maior dispersão registrada para o controlador do tipo PID foi de 18 mm. Dos controladores centralizados, os tipos ctc-ff-vg e smc-ff-vg também foram os que melhor se aproximaram desse resultado, com aproximadamente o dobro do valor alcançado pelo PID.

5.13 ENERGIA CONSUMIDA

A energia total consumida durante os ensaios pode ser observada na Tabela 6. Destaca-se que, apesar de terem sido obtidos resultados até o tempo de execução de 1 s, apenas os valores até o tempo de 22,5 s foram considerados no cálculo da energia total consumida, para efeito de comparação.

Tabela 6 – Energia total consumida (Próprio).

Energia consumida (Wh)											
Amplitude (mm)	Controle	Tempos (s)									Total
		30	28,5	27	25,5	24	22,5	22	21,5	21	
220	pid	45	46	25	43	63	40	72	28	22	262
	ctc-fb-fg	55	79	61	70	45	55	56	30	---	366
	ctc-ff-fg	72	89	87	86	72	62	61	65	62	468
	smc-ff-fg	43	41	40	35	33	24	28	27	23	216
320	pid	34	103	57	59	44	80	84	15	33	377
	ctc-fb-vg	51	79	66	66	62	93	---	---	---	417
400	pid	110	76	103	54	79	26	60	89	23	448
	ctc-ff-vg	121	90	78	96	56	83	72	78	78	524
	smc-ff-vg	58	50	48	45	44	35	40	24	24	280
480	pid	111	114	178	145	64	111	125	57	79	722

Assim, observa-se que os controles centralizados do tipo SMC foram os que melhor obtiveram o menor consumo de energia para um determinado percurso. Eles apresentam, inclusive, melhores resultados que o PID, principalmente em maiores regiões de controlabilidade.

5.14 EFEITO DA FOLGA

Um ensaio para a determinação do efeito da folga na medição da frequência natural do movimento foi realizado seguindo os procedimentos apresentados na Seção 4.11. A Figura 28 ilustra a montagem do experimento realizado. A Tabela 7 mostra os resultados obtidos com o ensaio de simulação de comportamento de um sistema com folga.

A última coluna indica se houve parada do movimento da régua durante o tempo de medição. O comportamento foi conforme o esperado, de acordo com o modelo do membro virtual sugerido na Seção 4.11. É possível observar que a frequência de vibração reduz conforme a folga aumenta.

Tabela 7 – Resultados da medição do ensaio com a régua (Próprio).

Folga	Tempo (s)	Ciclos	Frequência (Hz)	Houve parada?
0	3,16	10	3,2	Não
1	3,33	10	3	Não
2	2,05	6	2,9	Sim
3	1,61	4,5	2,8	Sim

Também se observa que nos dois primeiros casos há movimentação contínua do sistema pelo menos até os dez primeiros ciclos. Nos dois últimos casos, o movimento é forçadamente parado em tempo reduzido, indicando aumento sensível do amortecimento. Esse comportamento é representado nas próximas figuras; tanto o tempo quanto a amplitude são adimensionais, para efeito de comparação.

Figura 61 – Comportamento do sistema modelado, apertado (Próprio).

Na Figura 61 foi representado o comportamento do sistema apertado. Observa-se que o amortecimento não é perceptível, e o movimento oscilatório continua até o tempo 2,2. O mesmo ocorre na Figura 62, porém é possível notar que houve uma redução na frequência de vibração da onda.

Figura 62 – Comportamento do sistema modelado, encostado (Próprio).

Figura 63 – Comportamento do sistema modelado, com folga leve (Próprio).

A Figura 63 ilustra o sistema simulado para a condição de folga leve. Nesse caso, o amortecimento é perceptível, com parada da movimentação até o tempo 2,2. Comportamento similar ocorre na Figura 64, porém o amortecimento é mais acentuado e o movimento cessa até o tempo 1,7.

Figura 64 – Comportamento do sistema modelado, com folga grande (Próprio).

O valor real do amortecimento não foi medido, tendo sido representado na forma linear. O intuito não é determinar exatamente como esse processo ocorre, mesmo porque o sistema ensaiado e o sistema a ser controlado são bem diferentes. No entanto, mostrou-se que é possível considerar a folga como um elemento de grande amortecimento e menor rigidez que os demais constituintes do mecanismo.

5.15 ENVELOPE DE INCERTEZA DE POSIÇÃO

Os ensaios realizados conforme descrito na Seção 4.12, geraram os seguintes resultados: os deslocamentos devidos ao *backlash* do conjunto motorreductor localizado no semieixo negativo de Y foram de $0,39^\circ$. Para o localizado no semieixo positivo, o valor foi de $0,33^\circ$. Para fins de simulação, o erro médio de posicionamento angular foi considerado como $0,36^\circ$ para ambos os atuadores, apesar de serem valores diferentes, devido aos erros que podem existir em função do método de medição utilizado.

Com relação ao acoplamento dos eixos dos atuadores, a chaveta interna do lado do eixo negativo de Y possui uma folga de $1,1^\circ$, enquanto a do lado positivo cerca de 1° . Há que se mencionar que esse valor já está acrescido do *backlash* determinado no item anterior, ou seja, o valor da folga correspondente apenas à chaveta interna é de $0,71^\circ$ e $0,67^\circ$, respectivamente.

Já as chavetas externas apresentaram valores maiores: $2,1^\circ$ e $2,5^\circ$, respectivamente ao lado negativo e positivo de Y. No caso específico das chavetas, esses valores foram corrigidos e novo ensaio foi realizado. Esse novo ensaio mostrou que as correções foram eficazes e reduziram as folgas a zero, devido ao acoplamento por interferência utilizado.

Com relação às folgas nas juntas passivas, o valor da folga medida para as juntas esféricas foi, para aquela localizada no semieixo negativo de Y, de 0,48 mm; e, para aquela localizada no semieixo positivo de Y, de 0,25 mm. Em relação aos atuadores,

esses valores correspondem, respectivamente, a $0,08^\circ$ e $0,04^\circ$. Novamente, para fins de simulação, seu efeito médio foi assumido como sendo de $0,06^\circ$ para ambos os atuadores.

Com relação aos semieixos negativo e positivo de Y, as folgas nas juntas universais foram de 0,30 mm e de 0,45 mm, respectivamente. Em ambos os casos, o paralelismo com o plano horizontal é mantido, e os valores são referentes ao deslocamento na direção Y. A variação na direção Z foi medida e é da ordem de 1 μm , sendo desconsiderada.

Para a junta prismática do paralelogramo articulado, o maior deslocamento linear registrado foi de 0,7 mm na altura média, na direção Y. Assim, o acúmulo das folgas no efetuador, levando-se em conta a junta prismática e a junta universal, é de cerca de 1,15 mm. Fazendo-se a cinemática inversa, essa variação corresponde a cerca de $0,1^\circ$ em cada atuador.

A incerteza total no posicionamento do efetuador em relação ao procedimento de determinação do zero é de cerca de 1,16 mm. Isso equivale aproximadamente a uma variação angular de $0,1^\circ$ nos atuadores. Por fim, o erro de posicionamento do efetuador em função de arredondamentos nas equações cinemáticas varia até um máximo de 0,5 mm em função da posição escolhida. Isso corresponde a, aproximadamente, um erro angular de cerca de $0,05^\circ$.

A tabela a seguir mostra os resultados obtidos com os ensaios descritos, tanto do ponto de vista do erro de posicionamento do efetuador, como do erro de posicionamento dos atuadores.

Tabela 8 – Resultados de folga para as fontes consideradas (Próprio).

Fonte de erro	Erro nos atuadores ($^\circ$)	Erro no efetuador (mm)
<i>Backlash</i>	0,36	4
Juntas esféricas	0,06	0,7
Juntas universais	0,05	0,45
Junta prismática	0,06	0,7
Determinação do zero máquina	0,1	1,16
Equacionamento cinemático	0,05	0,5
Totais	0,7	7,5

Cabe ressaltar que as folgas nas chavetas foram eliminadas antes da simulação desejada, como mencionado anteriormente, e que, para os valores listados na Tabela

8, as médias das folgas determinadas experimentalmente foram calculadas. Isso porque os valores exatos das folgas são função de cada uma das posições escolhidas para o posicionamento do efetuador.

Além disso, o erro de posicionamento é função tanto da própria posição quanto do sentido em que o movimento está sendo realizado. Assim, para fins de simulação e unificação dos dados, considerando ainda que os valores medidos não diferem muito entre cada um dos semieixos analisados, foram tomadas as médias das folgas observadas.

Utilizando esse valor de erro dos atuadores de $0,7^\circ$, o programa elaborado em Matlab foi alimentado e executado para diversas alturas. Para fins de clareza, mostra-se na Figura 65 apenas o nível de 410 mm, que foi o que apresentou os maiores módulos de erro de posicionamento.

Figura 65 – Envelope de erros de posição para $s = 0,7^\circ$ (Rinaldi, 2018).

Observa-se que os dados experimentais enquadram-se totalmente dentro do envelope estimado. Maiores informações podem ser obtidas no trabalho completo desen-

volvido para essas fontes de erro (Rinaldi, 2018), e um desenvolvimento sobre esses resultados é feito no Capítulo 6.

6 DISCUSSÃO

No Capítulo 5 foram apresentados os resultados obtidos com os ensaios realizados para este trabalho, utilizando-se da metodologia descrita no Capítulo 4. Neste capítulo, procura-se desenvolver explicações e relações quanto aos resultados registrados. Na medida do possível, a apresentação é feita em ordem cronológica, sempre buscando suas inter-relações.

6.1 COMPARAÇÃO COM OUTRAS MÁQUINAS

Comparando-se o trabalho realizado com outros similares e com máquinas comerciais, pode-se citar primeiramente o trabalho de Hesselbach (Hesselbach, et al., 2004). O mecanismo desenvolvido por eles, a Portys, possui uma exatidão próxima de 0,1 mm, assim como a repetibilidade de ambas as versões da FlexPicker™, da ABB (ABB Robotics, 2005) (ABB Robotics, 2009).

Comparando o mecanismo proposto com a Portys, observa-se que, no geral, a diferença é de uma ordem de grandeza em favor dela, nos aspectos analisados. No entanto, alguns pontos devem ser levados em consideração: a potência disponível, assim como os materiais, são melhores no estudo de Hesselbach (Hesselbach, et al., 2004).

O conjunto motor, por exemplo, é composto de dois atuadores lineares em *direct drive*, e não rotativos com redutor, como neste caso. Apenas essa utilização de atuadores *direct drive* eliminaria completamente o problema do *backlash* enfrentado neste caso particular. Ainda que existam outras influências, o erro de posicionamento dos atuadores devido a essa característica corresponde a mais de 50% do erro de posição do efetuador.

Além disso, os braços da Portys são articulados em dois pontos, sendo que, neste mecanismo, existem 3 pontos para o funcionamento no espaço. Apesar de projetada

para o espaço 3D, a máquina está restrita ao plano 2D. Como as juntas fornecem mais graus de liberdade que o necessário para o funcionamento nessa situação, elas podem estar influenciando negativamente o seu desempenho no plano.

O intuito não é justificar os dados aqui apresentados, ou tampouco classificar uma ou outra máquina como melhor, mas sim esclarecer que há diferenças significativas que devem ser levadas em consideração quando da comparação entre os resultados apresentados.

De maneira geral, existem poucos trabalhos experimentais sobre o controle de robôs paralelos análogos ao estudado. Os trabalhos encontrados acabaram por focar o controle de um mecanismo através de um controlador PID, utilizado neste trabalho como referência para os demais tipos de controle. Não há um controlador dinâmico, como acontece neste e no caso de Hesselbach (Hesselbach, et al., 2004).

Nessa linha, pode-se citar os trabalhos de Lin (Lin, et al., 2015), cujo mecanismo é controlado com um motor de passo; e de Pierrot (Pierrot, et al., 2001), cujo mecanismo é controlado por meio de um controlador PID. Há em verdade uma predominância de trabalhos teóricos e de simulações, como os desenvolvidos por Pradya Prempraneerach (Prempraneerach, 2014), Choi (Hee-Byoung Choi, 2003), Wu (Wu, et al., 2008) e Pierrot (Pierrot, et al., 1999).

Em relação às máquinas comerciais de cinemática paralela, o presente trabalho encontra-se afastado de duas ordens de grandeza para a exatidão. Os dados de repetibilidade não são encontrados facilmente, mas estão afastados de entre duas a três ordens de grandeza. As máximas velocidades alcançadas estão mais próximas: a presente máquina é de duas a três vezes mais lenta que algumas máquinas comerciais. A Tabela 1 apresenta essas características.

Apesar dessa relação chegar a até uma ordem de grandeza, dependendo da máquina com a qual se esteja comparando, essas propriedades são aplicáveis apenas para operações de usinagem, que não são o escopo desta máquina em particular. Em outros casos, como no caso da Tricept™ da ABB (ABB Robotics, 2005) (ABB Robotics, 2005), apesar de a repetibilidade encontrada ser de 0,02 mm, a máquina em questão é híbrida, e não puramente paralela.

Para operações de pick-and-place a relação inverte-se, como mostra a Tabela 2. Não existem dados no mercado que possam ser diretamente comparados, pois as

condições em que as medições de cada um foram feitas são diferentes. Fazendo uma estimativa dessas propriedades, tanto a velocidade quanto a repetibilidade são de 1,5 ordens de grandeza piores, ou seja, cerca de 60 vezes mais lenta e 50 vezes menos precisa que um *pick-and-place* comercial.

Entende-se essa situação como muito boa: para se ter uma ideia da magnitude de diferença entre os sistemas de acionamento dos dois casos, tomaremos a potência em kVA dos transformadores. Nos casos comerciais analisados (ABB Robotics, 2005) (ABB Robotics, 2009), o transformador utilizado é de 7,2 kVA, o que, numa simplificação grosseira, equivale a 2,4 kVA para cada motor. No caso estudado, foram utilizados motores idênticos nos três eixos, de 0,15 kVA.

Ademais, ambas se utilizam de juntas que foram concebidas de forma a eliminar, ou pelo menos minimizar, folgas. Elas possuem um sistema de molas que introduzem uma pré-carga na junta, com assentos esféricos desenhados para esse propósito. Na seção seguinte serão levantados aspectos práticos experimentais em relação ao formato construtivo do mecanismo proposto.

6.2 CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DO PROTÓTIPO

Outro ponto a ser levado em consideração é que os ensaios foram realizados numa fração da área de trabalho total da máquina. Procurou-se delimitar o maior retângulo de trabalho que não limitasse fisicamente o sistema de aquisição. O resultado é uma representatividade de cerca de 45% da área de trabalho total. Para que medições adicionais fossem realizadas, algumas alterações deveriam ser aplicadas ao sistema de medição, alterações estas inviáveis no momento.

Com relação às frequências naturais, percebe-se um salto da frequência medida numa determinada faixa da área de trabalho. A ele é atribuído o atrito na junta prismática do paralelogramo: quando nos extremos, a distâncias em torno de 140 mm do centro, a torção aumenta o atrito nessa junta e dificulta sua movimentação vertical, o que aumenta a rigidez. No centro, em posições afastadas em menos de 140 mm, essa movimentação é livre e a rigidez cai.

Por outro lado, observa-se um aumento seguido de uma redução gradual dos valores de frequência medidos, a partir de 140 mm do centro. Atribui-se esse comportamento ao aumento do braço do mecanismo ao longo da movimentação nessa região. Com o aumento do braço, a massa percebida pelo sistema aumenta e, assim, a frequência natural amortecida diminui. Frequências naturais muito baixas são determinantes no mau desempenho no controle de mecanismos.

Os resultados encontrados na Seção 5.1 foram considerados satisfatórios do ponto de vista das condições existentes para a fabricação do mecanismo. No entanto, do ponto de vista operacional, eles são insatisfatórios quanto à exatidão e à precisão de posicionamento desejadas para o mecanismo. Esperava-se que o mecanismo se aproximasse do comportamento exibido por algumas máquinas comerciais de mesma topologia, com exatidão em torno de 300 μm e com precisão em torno de 100 μm .

6.3 PRINCIPAIS APLICAÇÕES

Os resultados observados indicam que, para as condições analisadas, o controle PID descentralizado ainda é o mais robusto para este mecanismo particular. Mesmo para esse tipo de controle, a variação de posicionamento chega a 20 mm, para um mesmo ponto da trajetória. Esse valor é muito elevado quando comparado com as presentes máquinas comerciais com estrutura similar, que possuem um erro em trajetória da ordem de 1 mm para as velocidades consideradas aqui.

Apesar disso, ao se comparar os resultados atuais com os resultados anteriores (Hartmann, et al., 2015), nota-se uma melhora significativa no que diz respeito ao posicionamento estático. Atualmente, o efetuator pode ser posicionado com um erro de até 5 mm, um ganho de até quatro vezes sobre o erro de posicionamento sem a utilização da compensação por *software*.

Da forma como o mecanismo encontra-se hoje, uma possível aplicação é na área da saúde, especificamente nas atividades de reabilitação motora em pacientes sem

controle de seus membros (fase flácida no AVC, por exemplo). Como nessas atividades a exatidão no posicionamento do efetuator não é tão alta, e também não existe esforço contrário ao movimento pelo paciente, o sistema pode ser utilizado sem modificações.

É possível inclusive simplificar o equacionamento de forma a considerar apenas os termos com influência maior que 5% no resultado do torque. Essa medida reduz o tempo de cálculo dos esforços, sem o surgimento de erros de posicionamento significativos (Almeida, et al., 2013).

Para uso na terapia ocupacional, ou quando o paciente em reabilitação motora possui certo controle dos membros, algumas modificações deveriam ser feitas para que seu aproveitamento nessas atividades fosse adequado. Elas serão citadas a seguir, mas não abordadas profundamente neste trabalho.

O melhor controle para essas atividades é o controle de força, que permite que não só a posição, mas também a força que o mecanismo realiza numa determinada posição sejam controladas. A introdução de sensores de carga no efetuator permite que os dados de força do paciente sejam coletados e processados pelo controlador.

Assim, pode-se realizar a reabilitação de pacientes também na fase espástica do AVC, por exemplo. Mesmo sob a influência de entradas de força oriundas da musculatura do paciente, não controladas por ele, o controlador seria capaz de manter uma força constante no efetuator. Isso implicaria em dois benefícios: segurança para os membros do paciente, e possibilidade de modificação da intensidade do exercício.

6.4 ANÁLISE SOBRE OS TIPOS DE CONTROLES

Pode-se fazer dois tipos de análise dinâmica sobre os ensaios realizados: em regime transitório e em regime permanente. Uma vez que o efetuator permanece parado por 10 segundos no início e no final da trajetória, considerou-se que essa situação representa o *setpoint* do efetuator, em regime permanente. A translação do efetuator conforme a trajetória programada foi considerada em regime transitório.

Com relação ao regime permanente, há que se apontar algumas percepções sobre esse mecanismo em particular, associado aos controles e às condições em que se encontra. A primeira é que existe uma diferença perceptível entre os *setpoints* das técnicas de controle. O PID responde com boa repetitividade, como esperado; em seguida vêm os controles dinâmicos.

Apesar de fornecer uma resposta dinâmica inferior à do *ctc-ff-vg*, o *smc-ff-vg* apresenta um melhor ajuste de *setpoint*. Ao se analisar as equações utilizadas no controle por modos deslizantes, esse desempenho foi atribuído ao termo de saturação adicional, em relação ao torque computado. Aparentemente o termo de saturação fornece energia adicional para retirar o mecanismo de situações de travamento.

O importante é que essa energia adicional, e pontual, é inserida no sistema antes do termo integrador acumular muitos erros. Isso aparentemente favoreceu o funcionamento do *smc-ff-vg*, pois permitiu que a instabilidade gerada pelo integrador fosse reduzida. Ganhos proporcionais ligeiramente maiores no SMC são uma consequência dessa característica.

Observa-se para os controles descentralizados, de uma maneira geral, que o sistema possui uma dificuldade em atingir rapidamente uma posição, dependendo acentuadamente do termo integral do controlador para isso. Para que o erro de posição pudesse ser reduzido dentro do menor tempo possível haveria necessidade de se aumentar o ganho do termo proporcional, ou até mesmo do integrador.

No entanto, em ambos os casos, esse aumento do ganho elevaria a instabilidade do sistema. Um aumento do ganho do termo do erro da velocidade teoricamente poderia melhorar essa situação, mas não é o que ocorre. Para os ensaios utilizados, o amortecimento foi fixado em 0,02. Esse valor reduzido praticamente torna o controlador um PI. Valores superiores a esse levam o sistema à instabilidade devido à alta sensibilidade da máquina à velocidade.

Observa-se, portanto, que o controle que apresentou melhor desempenho nos ensaios realizados foi o controle PID descentralizado. Mesmo assim, os erros de posicionamento durante a trajetória são de até 20 mm. Em seguida vem o controle CTC com ganhos variáveis e alimentação do tipo *feedforward*, que reproduziu os erros em trajetória, mas teve dificuldade em manter a posição inicial e a posição final conforme o efetuador afasta-se do eixo $y=0$.

Por fim, vem o controle SMC, também com ganhos variáveis e alimentação do tipo *feedforward*, com erros de posicionamento em trajetória e erros de posição inicial e final levemente maiores que os dois primeiros. No entanto, foi possível atingir velocidades levemente maiores com os controladores CTC e SMC, em relação ao PID descentralizado, em detrimento da exatidão de posicionamento ao longo da trajetória.

É interessante notar que, individualmente aos critérios de comparação utilizados, existem casos em que o controle PID deixa de ser o mais indicado para esse mecanismo em particular. No entanto, ao se associar os resultados das energias consumidas com o comprimento controlável e os erros médios, obtém-se um resultado de energia consumida ponderado por esses critérios adicionais. A Tabela 9 ilustra essa relação.

Tabela 9 – Energia consumida ponderada (Próprio).

Energia consumida (Wh)											
Amplitude (mm)	Controle	Tempos (s)						Total	Relativa ¹ (Wh/m)	Erro médio (mm)	Relativa ² (Wh·m/m)
		30	28,5	27	25,5	24	22,5				
220	pid	45	46	25	43	63	40	262	1193	8	10
	ct-fb-fg	55	79	61	70	45	55	366	1663	15	25
	ct-ff-fg	72	89	87	86	72	62	468	2125	17	36
	sm-ff-fg	43	41	40	35	33	24	216	980	23	23
320	pid	34	103	57	59	44	80	377	1178	8	9
	ct-fb-vg	51	79	66	66	62	93	417	1302	28	36
400	pid	110	76	103	54	79	26	448	1121	8	9
	ct-ff-vg	121	90	78	96	56	83	524	1310	14	18
	sm-ff-vg	58	50	48	45	44	35	280	700	22	15
480	pid	111	114	178	145	64	111	722	1505	8	12

¹ Energia consumida dividida pelo comprimento controlável.

² Energia consumida dividida pelo comprimento controlável, e multiplicada pelo erro médio.

Assim, o PID passa a ser, novamente, o mais indicado para esse uso em particular. Em verdade, observou-se que o controle é muito mais sensível às regiões de transição do que às técnicas utilizadas. As frequências naturais em Y e em Z na região central diferem bastante entre si, chegando a diferenças de até 10 Hz, sobre valores de mesma ordem de grandeza.

A utilização de uma matriz de ganhos variáveis seguindo as frequências de Y levava o sistema à instabilidade na região central do mecanismo. Por outro lado, o uso de

uma matriz condizente com as frequências em Z também levava à instabilidade, mas dessa vez devido às mudanças abruptas nos ganhos do controlador. A solução encontrada foi suavizar manualmente a média dos dois conjuntos de dados, de forma que as transições fossem bem mais suaves, conforme detalhado na Subseção 4.8.4.

Mesmo com essa suavização, a determinação dos ganhos reais por meio de metodologias teóricas frequentemente localizou-se ligeiramente afastada da estabilidade. Assim, foi introduzido um fator adicional multiplicativo da frequência natural amortecida, cuja finalidade era ajustar experimentalmente o valor dos ganhos reais. Uma possível causa para essa situação é a simplificação do modelo utilizada.

Outro ponto a ser levado em consideração é que não houve vantagem de controlabilidade por parte do PID sobre os demais controladores, apesar de ele ser aplicado diretamente sobre a EPOS2. Isso porque, embora a quantidade de cálculos a serem executados pelo programa seja muito maior nos controles centralizados, sua saída é direta no PI de corrente da EPOS2.

O mesmo não ocorre com o controlador PID: o *setpoint* de posição enviado para a EPOS2 alimenta o controlador PID. Esse, por sua vez, alimenta o controlador PI de corrente, que de fato controla os motores, conforme ilustra a Figura 68. Assim, na prática, devido às velocidades internas da própria EPOS2, o tempo de execução do loop de controle do PID é inferior ao dos controles centralizados, como será abordado na Seção 6.9.

6.5 LIMITAÇÕES DO PROTÓTIPO

Há que se considerar, contudo, que a máquina utilizada possui diversas características que contribuem para esse resultado. O tamanho dos braços do mecanismo contribui para a propagação dos erros de posição dos atuadores. Apesar dos conjuntos motorreduzores utilizados serem bons, o *backlash* existente, em torno de 1° , é multiplicado até chegar no efetuator.

Mesmo assim, como já apresentado na Seção 5.1, grande parte desse erro de posicionamento no regime estático pôde ser corrigido via *software*. Apesar disso, como se tratam de erros devido a folgas, o comportamento dinâmico em alta velocidade não foi beneficiado por essa correção, apenas o de baixas velocidades.

Para velocidades mais altas, os torques exigidos para controlar o efetuador são mais altos do que aqueles que podem ser alcançados atualmente. As massas a serem transportadas não são altas, mas as velocidades sim; além disso, por terem sido fruto de doação, os motores correspondem a uma potência 50% inferior àquela projetada.

Existe também o efeito *stick-slip* causado pelo atrito na junta prismática do paralelogramo articulado; tentou-se reduzi-lo através da aplicação de lubrificante na junta, o que até certo ponto teve resultado positivo. Mesmo assim ele não foi eliminado, ocorrendo piora do efeito ao longo do tempo em funcionamento da máquina. Trata-se de um problema considerável, principalmente nos controles por torque computado e modos deslizantes.

Uma particularidade disso é que, em algumas posições, há uma transição muito forte entre uma região de baixa rigidez mecânica para outra de alta, e vice-versa. Particularmente, isso pode ser observado tanto no semieixo positivo como no negativo de Y, a uma distância de aproximadamente 140 mm da origem.

Adicionalmente, há folgas no sistema, oriundas da junta prismática do paralelogramo articulado e das juntas esféricas, que ainda não puderam ser solucionadas. Elas, somadas aos três problemas anteriores, culminam em um mecanismo de controle bem desafiador. Particularmente, os efeitos do atrito *stick-slip* são os que mais parecem contribuir para a instabilidade dos sistemas de controle estudados.

Mesmo assim, foi possível mostrar que o mecanismo pode ser controlado satisfatoriamente através do uso de alimentação do tipo *feedforward*, reduzindo os efeitos dos termos dinâmicos de controle. Nesse caso, o controlador do tipo CTC com ganhos variáveis foi o que apresentou resultado similar ao controlador PID descentralizado. No entanto, ainda existem erros de posição oriundos da baixa frequência natural, do atrito *stick-slip*, e das próprias características da máquina ensaiada.

No primeiro caso, a baixa frequência natural impede que sejam utilizados ganhos de posição elevados, o que poderia ser compensado, em regime permanente, pelo ga-

nho integral. No entanto, a existência do atrito mencionado no segundo caso faz com que a compensação integral também não seja satisfatória, gerando instabilidade.

Essas instabilidades poderiam ser reduzidas por meio do aumento do ganho sobre a velocidade, mas, como o mecanismo é muito sensível às variações dessa variável, um aumento no ganho gera mais instabilidade na máquina.

Algumas alterações devem ser feitas no mecanismo para que esses problemas sejam contornados, mas acredita-se que o controle baseado em outras técnicas que não o PID descentralizado só funcionará a contento se houver um aumento significativo da menor frequência natural não modelada.

O trabalho de Valasek et. al. (Valasek, et al., 2004) apresenta uma maneira de se resolver quase todos esses problemas levantados. Através da introdução de mais uma cadeia ativa o mecanismo se torna um sistema redundante. Essa redundância é capaz de reduzir, ou até mesmo eliminar, grande parte dos problemas inerentes ao mecanismo paralelo. No entanto, esse tipo de alteração implica numa grande modificação da máquina atualmente estudada, e, por enquanto, foi descartado.

6.6 SOBRE AS FOLGAS E ERROS

Soma-se a essa discussão o efeito da folga no comportamento dos parâmetros do mecanismo. A presença de folgas no mecanismo faz com que existam impactos na região da junta, que induzem vibrações em todo o sistema. Essas vibrações reduzem a estabilidade dinâmica do sistema, ao mesmo tempo em que degradam a exatidão cinemática e dinâmica do efetuator (Li-xin, et al., 2014).

Conforme visto na Seção 5.14, as folgas parecem reduzir a rigidez aparente do sistema, ao mesmo tempo em que aumentam significativamente seu amortecimento.

Isso implica numa resposta extremamente forte dos atuadores em contraposição aos erros de velocidade existentes, o que pode levar à instabilidade.

As folgas exibidas pelos componentes considerados foram utilizadas para se determinar se o comportamento apresentado atualmente pelo mecanismo pode ser considerado como decorrente apenas delas, e não de outros fatores não levados em consideração. Seu levantamento também foi necessário para que fossem realizadas correções no mecanismo, de forma a reduzir, ou até mesmo eliminar, essas folgas.

No caso do conjunto motorreductor, os valores encontrados são intrínsecos a ele e não há nada que se possa fazer. Opções como a substituição do conjunto, ou sua duplicação em paralelo, com o intuito de eliminar o efeito do *backlash*, não foram levadas em consideração por envolver custos adicionais ao projeto.

No entanto, para as chavetas, tanto externas como internas, os valores dos erros foram, de início, substanciais, e foram elaboradas e implementadas correções mecânicas para sua redução. Para o caso da chaveta interna, foi feita uma furação com rosca perpendicular à chaveta, tangente ao eixo de transmissão, o que permitiu seu aperto com parafuso e a eliminação da folga. No caso da chaveta externa, suas dimensões foram alteradas de forma que o acoplamento se desse com interferência, eliminando também por completo a existência da folga.

Um segundo ensaio foi realizado nas mesmas condições para determinar a eficácia dessas soluções: os valores de folga externa foram zerados, para ambos os lados, ao passo que os valores para as folgas internas foram de $0,33^\circ$ e de $0,35^\circ$, respectivamente, em relação aos semieixos negativo e positivo de Y.

Esses valores correspondem, aproximadamente, aos medidos para o *backlash*; há que se levar em consideração as incertezas de medição oriundas do relógio apalpador, do método utilizado, da menor divisão de leitura e também do erro de paralaxe na leitura da escala.

Assim, para ambas as chavetas, considerou-se que a folga foi eliminada por completo. Os ensaios para determinação da exatidão e da precisão de posicionamento foram realizados posteriormente a essas modificações. Previamente à realização desses ensaios, outras modificações também foram realizadas em alguns outros componentes, modificações essas que serão abordadas no texto adiante.

Os valores obtidos para as juntas esféricas são inferiores aos valores medidos para o *backlash*. Mesmo assim, a soma de todas essas variações passa a ser significativa, de $0,41^\circ$ para o lado negativo do eixo Y, e de $0,39^\circ$ para o seu lado positivo. Devido à forma construtiva da junta, não é possível corrigir essa característica sem envolver nova fabricação do componente ou complicados processos de ajuste.

No entanto, essa junta já foi modificada uma primeira vez para correção da dimensão interna da pista de rolamentos. Por ser uma folga extremamente alta, não chegou a ser medida experimentalmente, mas a correção a reduziu para os valores medidos supracitados.

Por sua localização, a influência das juntas universais no posicionamento do efetuator é menor que a das fontes até aqui apresentadas. No pior caso, o deslocamento não controlado é de 0,45 mm na direção Y; na direção Z o deslocamento é insignificante perto dos demais, da ordem de 0,001 mm.

Analogamente, com relação à junta prismática do paralelogramo articulado, apesar dos valores individuais também serem menores que aqueles medidos para as outras fontes anteriores, eles não são desprezíveis e no total, todas essas folgas adicionam uma incerteza ao posicionamento do efetuator de 5,85 mm, que corresponde a cerca de $0,53^\circ$ nos atuadores.

Um ponto importante a se mencionar é a determinação do zero máquina para os ensaios realizados. Uma vez que as folgas mencionadas até então são responsáveis por cerca de 6 mm de diferença no posicionamento do efetuator, uma forma física de posicionamento foi necessária.

No entanto, apesar de tomados alguns cuidados em sua fabricação, experimentalmente, a variação do próprio zero máquina foi da ordem de 1 mm. A posição do efetuator fica então desconhecida em cerca de 7 mm, o equivalente a um erro de posicionamento dos atuadores de cerca de $0,63^\circ$.

Cabe ressaltar que o problema de determinação do zero máquina através de limitadores físicos existe em qualquer mecanismo, inclusive nos comerciais. Apenas aqueles que se utilizam de *encoders* absolutos, ou de sistemas externos de medição absoluta, é que podem ter esses efeitos bem reduzidos.

Por fim, um ensaio para avaliar a influência do equacionamento de posição mostrou que, apesar de baixa, ela também é significativa no acúmulo de erros de posicionamento existentes. Assim, somando-se todos os erros das fontes identificadas, que influenciam no posicionamento do efetuator, chega-se ao valor de 7,5 mm, ou 0,7° por atuador.

6.7 CORREÇÃO DAS FOLGAS E ERROS

A informação dos erros em regime permanente foi utilizada para alimentar um programa em Matlab que determina os extremos dos erros no posicionamento do efetuator. Assim, foi possível saber se o comportamento real da máquina está dentro do esperado para as fontes de erros consideradas. A análise mostrou que a maior influência no posicionamento do efetuator ocorre quando as folgas estão orientadas em oposição de movimentação nos atuadores.

Considerando ainda que as folgas existentes são uma função da posição, para o intuito deste trabalho, foi considerado apenas o pior caso do erro de posicionamento observado. Dessa forma, foram construídos os envelopes de erros que utilizam o erro angular dos atuadores como perturbação de sua posição. Como cada atuador permite um erro positivo ou negativo, com dois atuadores analisados, existem quatro casos estudados nesses envelopes (Rinaldi, 2018).

Observou-se que os dados experimentais de posição enquadraram-se completamente nos envelopes. No entanto, ao se considerar ainda os erros de repetibilidade, o enquadramento é parcial. Isso ocorre porque existem erros significativos de fontes ainda não consideradas na análise. Dentre elas podemos citar as influências de acomodação por erros geométricos de outras fontes, deformação elástica dos componentes mecânicos, variação geométrica devido à temperatura e de erro de posição do *encoder* do conjunto motorreductor.

Para esses casos, foi realizado um mapeamento do erro sistemático e os valores registrados foram implementados em um código de *software*. Essa correção direta possibilitou uma redução no regime estático de até dez vezes nos erros de posição registrados. Por outro lado, não houve alteração significativa da precisão observada.

Esse mapeamento foi feito posteriormente aos ensaios de exatidão e de precisão mencionados, mas antes da execução dos ensaios dinâmicos apresentados neste trabalho. Porém, como se tratam de erros devido principalmente a folgas, o controle dinâmico em baixas velocidades foi o único que se beneficiou dessa informação. Em altas velocidades, como existem maiores inércias envolvidas, as folgas acabam influenciando os termos de velocidade mais significativamente.

6.8 SOBRE AS JUNTAS MECÂNICAS

Alguns pontos sobre a construção do mecanismo podem ainda ser levantados. Conexões realizadas por chavetas não são indicadas devido à possibilidade de folgas. Mesmo que bem dimensionadas, com o tempo, as folgas podem aparecer. O mais indicado são conexões com assentos cônicos: em função do aperto de um parafuso, duas superfícies cônicas formam uma união por atrito que, para os fins desta máquina, é suficiente para sua movimentação e operação.

Ainda com relação aos atuadores, a conexão feita entre o conjunto motorreductor e a mola de sustentação não possuía assentos adequados para seus rolamentos. Apesar de não influenciar diretamente na posição do efetuador, essa característica levou ao travamento do mecanismo em algumas situações. A própria fixação da mola mostrou-se ineficiente e ela se soltou em outras situações.

No caso específico da junta universal, desenvolvida especialmente para essa máquina, para se tentar reduzir o custo de montagem optou-se por utilizar pistas para rolamentos próprias. Porém, erros dimensionais na fabricação do componente, oriundos de terceiros, impediram seu correto funcionamento. Mesmo após a modifica-

ção mencionada neste capítulo a junta não funcionou a contento devido aos danos causados nos rolamentos.

Assim, apesar de levemente mais custosa, a utilização de rolamentos industriais, com assentos adequados, mostra-se muito mais confiável do que dispositivos desenvolvidos de maneira própria. A menos que sua fabricação e seu controle dimensional possam ser realizados pela própria equipe, sua utilização não é recomendada.

Apesar de as juntas universais terem sido desenvolvidas com rolamentos comerciais, sua montagem foi feita na forma de uma viga em balanço. Em virtude da geometria construtiva, a transmissão dos esforços dos braços movidos gera um torque nessas juntas, na direção do eixo X, como ilustra a Figura 66.

Figura 66 – Movimento angular da junta universal (Rinaldi, 2018).

Esse torque impõe uma flexão no eixo do acoplamento, cujo rolamento apresenta um movimento angular entre as pistas interna e externa maior do que o desejado. Atualmente, optar-se-ia pela utilização do mesmo rolamento, porém com utilização de duas unidades por junta, e não apenas uma; ou com transmissão dos esforços diretamente para seu eixo, e não através de um *offset*.

O mesmo caso aplica-se para a junta prismática, que apresenta um pior funcionamento devido à presença de esforços alternados de flexão, que geram um binário de forças no rolamento linear. Seu comprimento foi projetado curto, para o correto funcionamento do mecanismo. Apesar de funcionar adequadamente, o problema ficou localizado na guia linear, de material mais maleável que o necessário.

Limitações em sua fabricação impediram a utilização de material mais resistente. Isso ocasionou um desgaste superficial dos tubos pertencentes à guia linear pelos rolamentos da junta prismática, levando a problemas como *stick-slip* e folgas excessivas. A movimentação resultante é representada na Figura 67. Atualmente, a conexão com o efetuator seria feita de forma diferente, com materiais e dimensões mais adequados, de forma que esse fenômeno deixe de ocorrer.

Figura 67 – Movimento angular da junta prismática (Rinaldi, 2018).

A determinação do zero máquina ficou aquém do esperado. Por ser uma parte importante do posicionamento do mecanismo, atualmente pensa-se em utilizar um assento cônico para a determinação da posição de referência. Uma outra possibilidade que foi levantada é a utilização de fins de curso individuais para cada atuador, e não para o efetuator, como foi realizado.

6.9 MELHORIAS NO SISTEMA DE CONTROLE

Até aqui foram apresentados pontos de influência e de melhoria do sistema mecânico do protótipo construído. O mesmo pode ser feito com relação ao sistema de controle utilizado. Até a execução dos ensaios descritos aqui, o controle era realizado no espaço das juntas, com as informações do posicionamento das juntas sendo utilizadas para a determinação do posicionamento do efetuator.

Porém, seria possível instrumentar, ainda que rusticamente, o efetuator, de forma a se controlar o mecanismo nesse espaço. Considerando-se o sistema atual, essa instrumentação permitiria o uso da técnica do CTC estendido, em que o mecanismo é controlado hibridamente no espaço tanto das juntas quanto do efetuator. Essa forma de controle permitiria levar em consideração as variações existentes no mecanismo entre a posição dos atuadores e a posição correspondente do efetuator.

Também se avalia a possibilidade de se utilizar essa mesma construção como uma forma de avaliar a força aplicada no efetuator. Para isso, deve ser realizado um mapeamento da rigidez do mecanismo no espaço de trabalho completo. A diferença entre a posição dada pela cinemática direta e a posição do efetuator seria diretamente proporcional à força aplicada no efetuator.

A aplicabilidade dessa proposta ainda está em análise, mas, mesmo que seja viável, as alterações mecânicas citadas na Seção 0 seriam necessárias para minimizar a diferença entre a força calculada e a efetivamente aplicada no efetuator. De qualquer maneira, a quantidade de cálculos que devem ser realizados é significativa, apontando outra possível melhoria do sistema de controle capaz de reduzir esse esforço computacional.

Essa alteração diz respeito à utilização de matrizes de movimentação, e não de cálculos de trajetórias em tempo real. Para isso, uma trajetória desejada seria transformada numa sequência de pontos a serem percorridos pelos atuadores antes do movimento se iniciar. Assim, ao invés do controlador executar uma série de cálculos para determinar em tempo real cada posição do efetuator, ele iria apenas comparar pares de pontos e efetuar as correções dinâmicas desejadas.

No entanto, no presente conjunto de equipamentos, não foi evidenciada lentidão no processamento do equacionamento cinemático ou dinâmico. Mesmo se considerando que a cinemática inversa dos mecanismos paralelos é bem custosa, ao se medir a frequência de execução do *loop* de controle para as diversas técnicas utilizadas houve redução na frequência de execução do *loop* do controlador PID.

A razão para isso é incerta, mas acredita-se que seja a construção lógica da placa EPOS2, conforme ilustra a Figura 68. Os controles centralizados enviam um *setpoint* de corrente para a controladora, que regula a corrente através de um PI funcionando a 10 kHz. No entanto, no PID, o computador envia um *setpoint* de posição ao controlador PID da placa EPOS2, que funciona a 1 kHz.

Figura 68 – Comparação entre controle indireto PID e direto PI (Próprio).

Nesse momento esse controlador envia, por sua vez, um *setpoint* de corrente para o controlador PI interno. Ou seja, são executadas mais operações na EPOS2 quando se utiliza o controlador PID interno. De fato, se for considerado que o uso do PID dobra o esforço de controle, seria esperada uma redução de cerca de 50% na frequência de execução da malha do computador.

Ao ser medida, verificou-se que a malha roda a cerca de 25 Hz no caso do PID, e a cerca de 55 Hz para os demais controles centralizados. Como, em um sistema amostral, o método de discretização utilizado e o tamanho do período amostral escolhido também podem levar o sistema à instabilidade (Li-xin, et al., 2014), é possível que o desempenho do sistema melhore se a frequência da malha de controle for aumentada.

Desse ponto de vista, no controle através da localização de um ponto numa matriz, em oposição aos cálculos diretos atualmente utilizados, os ganhos em desempenho seriam consideráveis. Deseja-se também que a máquina tenha um sistema embarcado, de forma que operações simples não necessitem de conexão a um computador externo. Nesse caso haveria benefício para uma placa de controle funcionando em *clock* menor que o disponível num computador.

Por fim, um último ponto de melhoria que poderia ser considerado é o próprio sistema de controle utilizado. Como já explicado, atualmente ele não é o limitante de funcionamento, mas, numa situação embarcada, ele seria muito pesado para controle em tempo real, em comparação com outras alternativas de programação. Assim, sua substituição pode fornecer resultados melhores para essa particular situação.

7 CONCLUSÃO

Este trabalho tratou da comparação de diversos tipos de técnicas de controle na operação de uma nova arquitetura de máquina de cinemática paralela. Os resultados mostraram que o melhor controlador até o momento continua sendo o PID descentralizado, pois foi o que apresentou maior amplitude de movimentação, maior velocidade do efetuator e maior estabilidade de operação. Mesmo assim, os erros de posicionamento ao longo da trajetória chegam a 20 mm.

Na Seção 7.1 são destacados brevemente os resultados encontrados, assim como as possíveis aplicações para o mecanismo desenvolvido. Modificações necessárias e trabalhos futuros são apresentados na Seção 7.2.

7.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O controle PID descentralizado pode atender a muitas aplicações sem maiores problemas (Craig, 2005). No entanto, ele depende de grandes atuadores para lidar com a inércia do sistema em altas velocidades. Assim, talvez fosse possível controlar o mecanismo como se encontra hoje apenas com a alteração do tamanho dos atuadores. Apesar de os resultados mostrarem que a técnica de controle descentralizado PID ainda é a mais adequada para este caso em particular, os controles dinâmicos através do CTC e do SMC mostraram-se promissores.

Pôde-se mostrar que é possível controlar um mecanismo de cinemática paralela com desempenho próximo ao do controle PID descentralizado, mesmo em condições adversas não modeladas. Para isso, controladores dinâmicos foram utilizados, lidando ainda com problemas não modelados tanto da parte mecânica como de programação.

Os trabalhos realizados sobre essa bancada experimental foram fundamentais para o entendimento desse tipo de arquitetura. As máquinas de cinemática paralela que possuem mais de um elo posterior aos braços atuados são muito sensíveis à posição dos atuadores. Essa sensibilidade aplica-se a todas as folgas que existam no sistema. Assim, pode-se entender a razão de algumas práticas do mercado ao colocar em comercialização equipamentos desse tipo.

Os resultados são ainda mais significativos quando se considera que o mecanismo pode ser substancialmente modificado do ponto de vista mecânico e de controle. Melhorias devem ser realizadas principalmente com o intuito de redução das folgas existentes, provavelmente as maiores limitantes de seu correto funcionamento no momento.

Cabe comentar a aplicação das teorias de controle diretamente com uma planta física a ser controlada. Antes de se colocar o mecanismo em funcionamento, foram feitas simulações e ensaios para determinação de suas características mecânicas. Tudo isso com a finalidade de se reduzir os problemas de controle que poderiam aparecer na máquina real.

Mesmo assim, por uma série de fatores associados, discutidos neste trabalho, a determinação dos ganhos de controle foi superestimada pela determinação teórica, levando o mecanismo à instabilidade no início dos ensaios reais. Nesse caso, os ganhos foram determinados experimentalmente, e ajustados manualmente conforme a mecânica se alterava.

Mostrou-se ainda neste trabalho o que os ensaios experimentais revelaram sobre a utilização de cada controlador, o que atendeu e o que não atendeu às expectativas da teoria de controle, e as prováveis razões para esse comportamento. Foi feita uma análise comparativa entre os ensaios experimentais, suas características mecânicas, as técnicas de controle utilizadas e as dificuldades encontradas no controle de uma bancada experimental para MCP.

Foram ainda recomendadas situações em que o mecanismo pode atuar como se encontra atualmente, e outras em que poderia o fazer com algumas modificações em seus sistemas. Assim, no momento, as principais atividades que o mecanismo pode desenvolver estão na área de reabilitação motora e terapia ocupacional, limitadas fisicamente pela área de trabalho total do mecanismo. Mesmo assim, outras ati-

vidades ainda não foram descartadas, dependendo, contudo, de correções mecânicas e de programação para que sejam mais bem avaliadas.

7.2 TRABALHOS FUTUROS

Há um conjunto de modificações desejadas para o estudo desse mecanismo em particular. Foram identificados 6 pontos simples para serem trabalhados nesse equipamento em momentos diferentes no futuro. Alguns deles ainda implantados pelos pesquisadores atuais; outros serão delegados para outras turmas que venham a trabalhar com a mesma máquina.

O primeiro deles é tentar viabilizar o aumento da frequência do *loop* de controle para, pelo menos, 100 Hz no programa principal. Uma vez que as altas velocidades desejadas implicam em grandes distâncias percorridas, esse valor é o mínimo valor calculado necessário. Assim, nessa taxa, existe resolução suficiente para o atendimento da precisão desejada do mecanismo.

Outras alterações dizem respeito à substituição da maior parte dos cálculos feitos por valores tabelados. Isso permitiria ainda que, num futuro mais distante, fosse implantada uma placa controladora dedicada à máquina. Um mecanismo totalmente *stand alone* como esse possui uma versatilidade bem maior que o atualmente dependente da configuração do computador utilizado para comunicação.

Outra alteração fácil de ser realizada, e que se espera ser feita em breve, é a reconstrução da junta prismática do efetuador. Materiais mais adequados podem permitir que o atrito *stick-slip* seja eliminado, ou pelo menos reduzido, atenuando as descontinuidades presenciadas no funcionamento em áreas de trabalho maiores.

A montagem do terceiro atuador já está em curso, e espera-se poder em breve ensaiar o mecanismo nessa nova condição num espaço de trabalho muito superior. No entanto, adicionalmente, devem ser feitas alterações no sistema de medição, de

forma que ele possa ser utilizado em toda a região controlável sem a necessidade de ajustes parciais, como ocorreu neste estudo. Outros tipos de sistemas de medição já estão sendo considerados, incluindo o controle no espaço do efetuator e o CTC estendido.

Uma alteração que ainda está em análise, e que deve demorar um pouco a acontecer ainda, é a substituição dos atuais motorreductores por atuadores *direct drive*. Considerando que essa é a melhor situação de funcionamento para as técnicas centralizadas de controle, espera-se que com essa, e com as demais alterações citadas, o comportamento do mecanismo em trajetórias de tempo inferiores a 1 segundo possa ser melhorado significativamente.

REFERÊNCIAS

- ABB Robotics.** IRB 360 FlexPickerTM: Industrial Robot. Fevereiro de 2009.
- ABB Robotics.** IRB 340 FlexPickerTM. Abril de 2005.
- ABB Robotics.** IRB 940 Tricept: Product Manual: reference information. 2005.
- ABB Robotics.** IRB 940 Tricept: Product Manual: procedures. 2005.
- ABNT NBR ISO 10360** - Especificação Geométrica dos Produtos. Rio de Janeiro, setembro de 2010.
- ABNT NBR NM-ISO 230** - Código de ensaio de máquinas ferramenta. Rio de Janeiro, dezembro de 1999.
- ABNT NBRNM-ISO10791** - Condições de ensaio para centros de usinagem. Rio de Janeiro, dezembro de 1999.
- Achili B. [et al.]** A stable adaptive force/position controller for a C5 parallel robot: a neural network approach [Periódico]. Robotica. 2012. Vol. 30. pp. 1177–1187.
- Almeida R. Z. H. e Hess-Coelho T. A.** Dynamic model simplification of an asymmetric parallel robot for the development of real time control system [Artigo]. DINAME 2013 - Proceedings of the XV International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics. ed. Savi M. A. Buzios, 17-22 de Fevereiro de 2013.
- Almeida R. Z. H. e Hess-Coelho T. A.** Dynamic Model of a 3-dof Asymmetric Parallel Mechanism [Artigo]. The Open Mechanical Engineering Journal. 2010. Vol. 4. pp. 48-55.
- Almeida Rynaldo Zanotele Hemerly de e Hess-Coelho Tarcisio Antonio** Structural Synthesis, Dynamic Modeling and Analysis of a 3-DOF Asymmetric Parallel Mechanism [Artigo]. Journal of Mechanics Engineering and Automation. 25 de Novembro de 2011. Vol. 1. pp. 481-490.
- Almeida Rynaldo Zanotele Hemerly de** Modelagem dinâmica e controle de robô manipulador de arquitetura paralela assimétrica de três graus de liberdade [Relatório] : Tese de Doutorado. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos ; Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2013. p. 179.
- American National Standards Institute** ANSI/RIA R15.05-1-1990 - Point-to-Point and Static Performance Characteristics - Evaluation. New York, 1990.
- ANSI** Ansi/ria r15.05-1-1990 - point-to-point and static performance characteristics - evaluation [Relatório] : Norma voluntária. Industrial Robots and Robot Systems ; American National Standards Institute. New York, 1990. p. 38.
- Briot S. e Bonev I.A.** Are parallel robots more accurate than serial robots? [Conferência]. Canadian Society for Mechanical Engineering (CSME) Transactions. 2007. Vol. 31. pp. 445-456.

Broghard T. PKM Research - Important Issues, as seen from a Product Development Perspective at ABB Robotics [Conferência]. Proceedings of the WORKSHOP on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators. Quebec, 2002. pp. 68-82.

Campos L. [et al.] Development of a five-bar parallel robot with large workspace [Conferência]. Proc. of the ASME IDETC/CIE 2010. Montreal, 2010. DETC2010-28962.

Carvalho J. C. M., Ibrahim R. C. e Coelho T. A. H. Mecanismos, máquinas e robôs [Livro]. São Paulo : Elsevier Editora Ltda, 2017. 1.

Ceccarelli M. Fundamentals of mechanics of robotic manipulation [Livro]. Dordrecht : Kluwer, 2004.

Chevalier A. [et al.] Automatic calibration with robust control of a six DoF mechatronic system [Periódico]. Mechatronics. 2016. Vol. 35. pp. 102–108.

Chrysler Group LLC, Ford Motor Company, General Motors Measurement Systems Analysis (MSA) [Reference Manual]. junho de 2010. ISBN 978-1-60-534211-5.

Chung W., Fu L-C e Hsu S-H. Motion control [Seção do Livro]. ed. Khatib B. Siciliano and O. [s.l.] : Springer Handbook of Robotics, 2008.

Clavel R. Robots parallèles: du packaging à cadence élevée à la production d’ultra haute précision [Artigo]. Journées Nationales de la Recherche en Robotique. 2011. 8.

Colombo F.T. da Silva M.M. Towards a Servovision Based Control for a Planar Parallel Manipulator. [Article]. Mechanisms and Machine Science. ed. Carvalho J. Martins D., Simoni R., Simas H. (eds) Multibody Mechatronic Systems. MuSMe 2017. Cham : Springer, 2018. Vol. 54.

Colombo Fernanda Thaís, Fontes João Vitor de Carvalho e da Silva Maíra Martins Contributing to the implementation of a vision-based control strategy for a planar parallel manipulator [Conferência]. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2017). Curitiba, 2017.

Craig John J. Introduction to Robotics [Livro]. Upper Saddle River : Pearson Prentice Hall, 2005. 3ª Edição : p. 400.

Daly J.M. and Schwartz, H.M. Experimental results for output feedback adaptive robot control [Periódico]. Robotica. 2006. Vol. 24. pp. 727–738.

Down Michael [et al.] Measurement Systems Analysis [Relatório] : Reference Manual. Chrysler Group LLC, Ford Motor Company, General Motors Corporation, Automotive Industry Action Group. 2010. p. 241. Fourth Edition.

Grzelczyk D., Stańczyk B. e Awrejcewicz J. Prototype, control system architecture and controlling of the hexapod legs with nonlinear stick-slip vibrations [Periódico]. Mechatronics. 2016. Vol. 37. pp. 63–78.

Hartmann V. N., Rinaldi D. M. e Hess-Coelho T. A. Dynamic Characterization and Control of a Multipurpose 3-DOF Asymmetric Parallel Mechanism [Conferência]. 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2015). Rio de Janeiro, 2015. p. 8.

Hartmann Vitor Neves Uma contribuição para o desenvolvimento de uma máquina fresadora de arquitetura paralela [Relatório] : Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica ; Universidade de São Paulo. São Paulo, 2011.

Hartmann Vitor Neves, Hess-Coelho Tarcísio Antônio e Rinaldi Décio de Moura Experimental evaluation of the performance of centralized and decentralized control approaches for a parallel robot [Artigo]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. São Paulo, 2018. Draft.

Hee-Byoung Choi Olivier Company, François Pierrot, Atsushi Konno, T. Shibukawa, et al. Design and Control of a Novel 4-DOFs Parallel Robot H4 [Conferência]. IEEE International Conference on Robotics and Automation. Taipei, 2003.

Hee-Byoung Choi Olivier Company, François Pierrot, Atsushi Konno, T. Shibukawa, et al. Design and Control of a Novel 4-DOFs Parallel Robot H4 [Conferência]. IEEE International Conference on Robotics and Automation. Taipei, 2003. pp. 1185-1190.

Hess-Coelho T. A. e Raszl G. Desenvolvimento atual e tendências futuras em máquinas de cinemática paralela [Conferência]. Anais do 3º Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação. Joinville, 2005.

Hesselbach J. [et al.] Model-based Control of Plane Parallel Robots - How to Choose the Appropriate Approach? [Conferência]. Parallel Kinematics Seminar - PKS2004. Chemnitz, 2004. pp. 211-232.

Indeterminado Fontes dessa forma indicadas não puderam ser especificadas.

Inmetro Vocabulário Internacional de Metrologia: Conceitos fundamentais e gerais e termos associados [Relatório] : Vocabulário normativo. Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. Duque de Caxias, 2012. p. 94. 1ª Edição Luso-Brasileira, baseada na 3ª Edição internacional do VIM.

International Organization for Standardization ISO 9283:1998 - Manipulating industrial robots -- Performance criteria and related test methods. abril de 1998.

Islam S. and Liu, X.P. Robust Sliding Mode Control for Robot Manipulators [Conferência]. IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS. 2011. Vol. 58. pp. 2444-2453.

Jaruzelski Barry, Loehr John e Holman Richard Why Culture Is Key [Periódico]. Strategy + Business. 2011. 65.

Jiang Y. [et al.] Improving tracking accuracy of a novel 3-DOF redundant planar parallel kinematic machine [Periódico]. Mechanism and Machine Theory. 2018. Vol. 119. pp. 198–218.

Joint Committee for Guides in Metrology JCGM 100:2008 - Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement. 2010. 1a. ed. 1a. ed. 2008. corrigida 2010.

Kong X. e Gosselin C. Type Synthesis of Parallel Mechanisms [Livro]. Berlin-Heidelberg : Springer-Verlag, 2007.

Kumazawa Victor D. [et al.] Kinematic analysis and operation feasibility of a 3-DOF asymmetric parallel mechanism [Conferência]. Proceedings of the 20th International Congress of Mechanical Engineering. Gramado, RS, 2009. p. 9.

Li Y., Xu, Q. Dynamic modeling and robust control of a 3-PRC translational parallel kinematic machine [Periódico]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 2009. Vol. 25. pp. 630-640.

Lin Jonqlan, Luo Ci-Huang e Lin Kao-Hui Design and Implementation of a New DELTA Parallel Robot in Robotics Competitions [Artigo]. International Journal of Advanced Robotic Systems. 2015.

Li-xin Xu e Yong-gang Li Investigation of joint clearance effects on the dynamic performance of a planar 2-DOF pick-and-place parallel manipulator [Artigo]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 2014. 30. pp. 62-73.

Maxon EPOS2 Positioning Controller: Hardware Reference [Relatório] : Manual do usuário. Maxon Motor Control. 2013. p. 50. April 2013 edition.

Maxon Motor Catálogo Geral [Online]. Maxon Motor. 2013. 30 de Janeiro de 2014. www.maxonmotor.com/maxon/view/catalog/.

Merlet J. P. Parallel robots [Livro]. Dordrecht : Springer, 2006. 2ª Edição.

Merlet J. P. Still a long way to go on the road for parallel mechanism [Conferência]. ASME DETC Conference. Montreal, 2002.

Mohan S. Error analysis and control scheme for the error correction in trajectory-tracking of a planar 2PRP-PPR parallel manipulator [Periódico]. Mechatronics. 2017. Vol. 46. pp. 70–83.

Molina F. A. L. Simulação e Implementação Experimental de um Controlador Preditivo Generalizado para um Robô Orthoglide baseado na Modelagem Dinâmica [Relatório] : Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica ; Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2012. p. 144.

Natal G.S., Chemori A. e Pierrot F. Nonlinear control of parallel manipulators for very high accelerations without velocity measurement: stability analysis and experiments on Par2 parallel manipulator [Periódico]. Robotica. 2016. Vol. 34. pp. 43–70.

Özgür E., Andreff N. e Martinet P. Vector-Based Dynamic Modeling and Control of the Quattro Parallel Robot by means of Leg Orientations [Conferência]. IEEE International Conference on Robotics and Automation Anchorage Convention District. Anchorage, 2010.

Pashkevich A., Chablat D. e Wenger P. Kinematics and Workspace Analysis of a Three-Axis Parallel Manipulator: the Orthoglide [Periódico]. Robotica. 2006. 24. pp. 39-49.

Pierrot François [et al.] H4 Parallel Robot: Modeling, Design and Preliminary Experiments [Conferência]. International Conference on Robotics & Automation. Seoul, 2001.

Pierrot François e Company Olivier H4: a new family of 4-dof parallel robots [Conferência]. Proceedings of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Atlanta, 1999.

Piltan F. e Sulaiman N.B. Review of Sliding Mode Control of Robotic Manipulator [Artigo]. World Applied Sciences Journal. 2012. 18. pp. 1855-1869.

PKMtricept SL Tricept T9000 [Online]. 26 de maio de 2018.
<http://www.pkmtricept.com/productos/index.php?id=en&Nproduct=1238061426>.

Polytec Laser Doppler Vibrometer [Relatório] : Manual do usuário. Polytec GmbH. Waldbronn, 2002.

Prempraneerach Pradya Workspace and Dynamic Trajectory Tracking of Delta Parallel Robot [Conferência]. International Computer Science and Engineering Conference (ICSEC). Khon Kaen, 2014.

Próprio Fontes dessa forma indicadas foram produzidas pelo próprio autor deste trabalho.

Rinaldi Décio de Moura Caracterização mecânica de um robô manipulador paralelo de 3 graus de liberdade. São Paulo : Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2018.

Safonov M.G. Origins of robust control: Early history and future speculations. [Periódico]. Annual Reviews in Control. 2012. Vol. 36. pp. 173–181.

Sarkar B.K. Modeling and validation of a 2-DOF parallel manipulator for pose control application [Periódico]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 2018. Vol. 50. pp. 234-241.

Scheinman Victor e McCarthy J. Mechanisms and Actuation [Seção do Livro]. Springer Handbook of Robotics. 2008. DOI 10.1007/978-3-540-30301-5_4.

Shi J., Liu H. e Bajcinca N. Robust control of robotic manipulators based on integral sliding mode [Artigo]. International Journal of Control. 2008. 81. pp. 1537–1548.

Singh Y. e Santhakumar M. Inverse dynamics and robust sliding mode control of a planar parallel (2-PRP and 1-PPR) robot augmented with a nonlinear disturbance observer [Periódico]. Mechanism and Machine Theory. 2015. Vol. 92. pp. 29–50.

Slotine Jean-Jacques E. e Li Weiping Applied Nonlinear Control [Livro]. Englewood Cliffs : Prentice Hall, 1991. pp. 276-310. ISBN 0-13-040890-5.

Tsai Lung-Wen Robot analysis : the mechanics of serial and parallel manipulators [Livro]. New York : John Wiley & Sons, 1999. p. 505.

Valasek M. [et al.] The Innovative Potential of Redundantly Actuated PKM [Conferência]. Parallel Kinematics Seminar - PKS2004. Chemnitz, 2004. pp. 365-383.

Wang D. [et al.] A method for designing control parameters of a 3-DOF parallel tool head [Periódico]. Mechatronics. 2017. Vol. 41. pp. 102–113.

Wu Jinbo e Yin Zhouping A Novel 4-DOF Parallel Manipulator H4 [Seção do Livro]. Parallel Manipulators, Towards New Applications. ed. Wu Huapeng. Vienna : I-Tech Education and Publishing, 2008.

Zeinali M. and Notash, L. Adaptive sliding mode control with uncertainty estimator for robot manipulators [Periódico]. Mechanism and Machine Theory. 2010. Vol. 45. pp. 80-90.

Zhan Z. [et al.] Error modelling and motion reliability analysis of a planar parallel manipulator with multiple uncertainties [Periódico]. Mechanism and Machine Theory. 2018. Vol. 124. pp. 55–72.

Zollo Loredana [et al.] Design of a Planar Robotic Machine for Neuro-rehabilitation [Conferência]. IEEE International Conference on Robotics and Automation. Pasadena, 2008. pp. 2031-2036.

Zubizarreta A., Cabanes I. e Marcos M. and Pinto, C. A redundant dynamic model of parallel robots for model-based control [Periódico]. Robotica. 2013. Vol. 31. pp. 203–216.

APÊNDICE A – Conceitos básicos utilizados

A.1 MECÂNICA E CINEMÁTICA

Um objeto pode realizar seis tipos de movimentos no espaço: translação em três eixos ortogonais e rotação nesses três mesmos eixos. Cada tipo de movimento que esse objeto pode realizar numa determinada condição é denominado grau de liberdade (gdl). A Figura 69 ilustra os tipos de movimentos possíveis num espaço sem restrições.

Figura 69 – Os seis movimentos no espaço sem restrições (Próprio).

Assim, a maçaneta de uma porta possui apenas um grau de liberdade, de rotação em apenas um eixo; um cubo de gelo sobre a pia possui três graus de liberdade, dois de translação sobre um mesmo plano e um de rotação em torno de um eixo ortogonal a esse mesmo plano. Ambos esses casos são ilustrados na Figura 70.

Um par cinemático é toda a união entre duas peças que permite a existência de apenas 1 gdl entre elas. Existem pares cinemáticos que permitem um número maior de gdl, mas esses casos não serão abordados neste estudo. Uma junta é um conjunto de pares cinemáticos que, sob determinadas condições, podem ser considerados como uma única peça. Assim, uma junta pode fornecer mais de 1 gdl entre duas peças, ainda que seus pares cinemáticos constituintes possuam individualmente apenas 1 gdl.

Figura 70 – Graus de liberdade de: (a) uma maçaneta; (b) um cubo de gelo (Próprio).

Figura 71 – Juntas: (a) rotativa; (b) universal; (c) esférica (Próprio).

O tipo de movimento que uma junta fornece pode ser representado por letras que, neste caso, serão restritas a R, U, S e P. As juntas de rotação, R, permitem apenas 1 gdl em torno de um eixo; as universais, U, 2 gdl sobre dois eixos ortogonais; as esféricas, S, 3 gdl; e, por fim, as juntas prismáticas, P, permitem a translação em apenas um eixo. A Figura 71 ilustra as juntas R, U e S, e a Figura 72 a junta P.

No caso particular deste mecanismo, adiciona-se um conjunto de juntas denominado Pa. Esse conjunto forma um paralelogramo articulado que permite apenas a movimentação circular de sua extremidade, sem rotação em torno de seu eixo ortogonal. Sua representação pode ser vista na Figura 72.

Uma junta que possui movimentação própria é denominada ativa; do contrário, ela é denominada passiva. Simbolicamente a junta ativa é indicada por uma letra sublinhada: R, por exemplo. Essa movimentação própria é feita através de um dis-

positivo denominado atuador, cuja finalidade é fornecer um determinado movimento ao braço a que está acoplado.

Figura 72 – Juntas: (a) prismática; (b) paralelogramo articulado (Próprio).

Uma cadeia cinemática é um conjunto de peças e juntas unidas entre si, possuindo apenas duas extremidades. Uma delas é fixada numa base de referência, e a outra a um terminal, chamado de efetuador. Denominaremos membro a cadeia cinemática existente entre a base e o efetuador. A Figura 73 ilustra tanto o membro quanto a cadeia cinemática. Outras situações de fixação entre cadeias cinemáticas não serão abordadas neste estudo.

Se essa cadeia cinemática não possui nenhuma junta ativa de movimentação ela é denominada cadeia cinemática passiva. Do contrário, ela é denominada cadeia cinemática ativa. Geralmente uma máquina é composta de mais de um atuador, que trabalham em conjunto de forma a movimentar o efetuador de uma maneira pré-determinada. O mecanismo resultante pode ser do tipo serial ou paralelo.

Uma máquina de cinemática serial (MCS) é aquela que possui uma única cadeia cinemática, com todas as suas juntas ativas. Já a MCP possui duas ou mais cadeias cinemáticas atuando em conjunto, podendo ser ativas ou passivas, com os atuadores localizados apenas na base. Tanto o mecanismo serial como o paralelo são esquematizados na Figura 74. Casos específicos e os mecanismos híbridos não serão abordados neste trabalho.

Figura 73 – Cadeia cinemática: (a) apenas o membro; (b) completa (Próprio).

A topologia de um mecanismo paralelo é a forma como diversas cadeias cinemáticas se relacionam para realizar um movimento. Máquinas paralelas de topologia simétrica são aquelas que possuem cadeias cinemáticas simétricas, tais como a 3RRR; por sua vez, as MCP de topologia assimétrica são aquelas cujas cadeias cinemáticas não são simétricas, como é o caso da MCP esquematizada na Figura 74.

Fazendo-se uma associação entre o número total de juntas e seus graus de liberdade, pode-se determinar a mobilidade de um mecanismo (Carvalho, et al., 2017), que é a quantidade de deslocamentos independentes que podem ser realizados pelos elos móveis do mecanismo. Esse valor frequentemente corresponde ao número de atuadores necessários para controlar uma máquina e, por isso, também está associado aos próprios graus de liberdade do mecanismo.

Figura 74 – Mecanismo do tipo: (a) serial RR; (b) paralelo 2RRR+PaP (Próprio).

Para tanto, utiliza-se o critério de Kutzbach-Grübler, cuja equação geral é dada pela Equação (92).

$$M = \lambda \cdot (N_e - 1) - \sum_{j=1}^{\lambda-1} (\lambda - j) \cdot np_j \quad (92)$$

A mobilidade é dada por M , λ é o espaço de movimentação, N_e é o número de elos, e np_j é o número de pares cinemáticos que permitem j graus de liberdade. O espaço de movimentação é um número que define quantos graus de liberdade são possíveis no espaço analisado. Para um espaço 1D, seu valor é 1, para 2D, seu valor é 3, e para 3D seu valor é 6. O valor de λ pode ser obtido utilizando-se a Equação (93), em que Dim é a dimensão do espaço utilizado.

$$\lambda = 0,5 \cdot Dim^2 + 0,5 \cdot Dim \quad (93)$$

Para mecanismos paralelos, no entanto, esse critério costuma fornecer resultados incorretos: devido às diversas cadeias cinemáticas, acaba-se introduzindo mais graus de liberdade na equação, em relação ao que é efetivamente conseguido pela máquina. Isso ocorre, por exemplo, no mecanismo da Figura 75, cuja análise pelo critério de Kutzbach-Grübler retorna uma mobilidade 0 (zero). Nesses casos, associa-se o referido critério à teoria de grupos de Lie (Carvalho, et al., 2017).

Figura 75 – Mecanismo do tipo 2RSU+PPaP (Próprio).

É oportuno acrescentar o conceito de conectividade neste ponto. A mobilidade está associada ao número de graus de liberdade que o mecanismo possui, enquanto que a conectividade está associada ao número de coordenadas independentes necessárias para especificar a localização de um elo em relação a outro. Assim, enquanto que um mecanismo possui mobilidade, suas cadeias cinemáticas possuem conectividade, que também é determinada pelo critério supracitado.

Na teoria de grupos de deslocamento de Lie, o mecanismo paralelo é dividido em cadeias seriais. Cada uma dessas cadeias é analisada pelo critério de Kutzbach-Grübler, e a intersecção de seus resultados fornece a mobilidade do efetuador. Assim, para o mecanismo 2RSU+PPaP da figura acima, pode-se dividi-lo em três cadeias seriais: duas na forma RSU e uma na forma PPaP. A cadeia PPaP pode ainda ser dividida em duas cadeias do tipo PRRP, totalizando 4 cadeias cinemáticas abertas.

A Tabela 10 mostra quais parâmetros foram utilizados para a determinação da conectividade (C) de cada cadeia cinemática. As cadeias RSU permitem os 6 gdl do espaço 3D e, por isso, possuem conectividade 6; a cadeia PRRP admite apenas 4 gdl, a saber $\text{trans}(x)$, $\text{trans}(y)$, $\text{trans}(z)$ e $\text{rot}(x)$. No entanto, quando associada à outra cadeia PRRP, ocorre limitação da $\text{rot}(x)$ o que leva à redução da conectividade da cadeia PPaP para 3.

Tabela 10 – Parâmetros do critério de Kutzbach-Grübler.

Cadeia	λ	N_e	np_1	np_2	np_3	C
RSU	6	4	1	1	1	6
PRRP	6	5	4	0	0	4

Fazendo-se a intersecção das conectividades das duas cadeias RSU e da cadeia PPaP, obtém-se a mobilidade final do efetuador, que é 3: $\text{trans}(x)$, $\text{trans}(y)$ e $\text{trans}(z)$. Observe que, para alguns mecanismos mais intuitivos, o uso desse processo para determinação da mobilidade parece desnecessário. No entanto, para mecanismos mais complexos, tomando-se os devidos cuidados, esse procedimento facilita a compreensão de seu funcionamento, e da complexidade de seu controle.

Nesta seção foram abordados os conceitos básicos sobre movimentação no espaço e a classificação de alguns mecanismos. Também foram apresentadas as ideias de

cadeias cinemáticas e mobilidade de um mecanismo. Na seção seguinte os conceitos aqui apresentados serão utilizados para dar uma ideia geral de como funciona o controle de máquinas e equipamentos.

A.2 CONTROLE

Na seção anterior foram abordados os conceitos básicos de uma máquina e a terminologia mais utilizada para o escopo deste trabalho. Nesta seção serão apresentados conceitos sobre o controle de mecanismos, e o que é necessário para que ele possa ser realizado adequadamente.

Um requisito para o funcionamento de qualquer mecanismo é um elemento que permita a movimentação dos elos aos quais esse elemento esteja imediatamente conectado. Como visto anteriormente, esse elemento é o atuador. Um atuador pode exercer essa movimentação de diversas maneiras como, entre outras, através da pneumática, da hidráulica, ou da elétrica. Essa última será tomada como referência para explicar os assuntos que vêm a seguir.

Existem alguns tipos de atuadores elétricos, mas de maneira simplificada, um atuador elétrico é um motor que consiste em um rotor e de um enrolamento. Dependendo do nível de corrente fornecido aos enrolamentos do motor, e também da carga conectada no eixo de saída, ter-se-á um movimento maior ou menor no rotor de saída. No entanto, a forma como essa aplicação da corrente é feita pode variar.

Assim, a primeira distinção que se faz aqui é entre os controles de malha aberta e os de malha fechada. No primeiro, o controlador simplesmente indica a corrente que deve ser seguida e admite que o sistema funcionou corretamente. No segundo caso, de malha fechada, existe uma realimentação que informa ao controlador se o estado desejado foi atingido ou não, de forma que ele possa corrigir a corrente fornecida.

Essa realimentação se dá a partir de informações fornecidas por sensores espalhados em pontos chave do mecanismo. Existem diversos tipos de sensores, e diversas aplicações para os mesmos. Existem, por exemplo, sensores mecanicamente aco-

plados ao mecanismo, como é o caso dos *encoders*, e sensores que não estão em contato físico com o mecanismo, como é o caso da medição *laser*.

Os *encoders* consistem basicamente em discos com marcações pretas e brancas em sua superfície, ou furos no lugar das marcações brancas. Por meio de um emissor de luz, é medido o número de vezes que a luz passou pelo disco, ou foi refletida por ele, durante o movimento.

No caso dos *lasers*, a medição é feita através da emissão de um feixe de luz, que é refletido pela superfície de interesse e é captado novamente pelo sistema de medição. A diferença de fase (ou de frequência) existente entre esses feixes é utilizada para calcular a velocidade da superfície de interesse; trata-se essencialmente do efeito Doppler.

Um controlador processa essas informações de duas maneiras: de forma centralizada ou de forma descentralizada, admitindo-se um sistema com mais de um atuador. No primeiro caso, há uma única unidade de controle que, ao receber informações de diversos sensores, determina o valor da corrente a ser aplicada nos atuadores. No segundo caso, cada um dos atuadores possui uma unidade de controle que informa a ele qual o valor correto a ser assumido. O APÊNDICE A – , exemplifica os conceitos tratados até aqui.

Os sistemas podem ainda ser lineares ou não lineares, dependendo das equações que regem seu comportamento. Toma-se como exemplo um sistema massa-mola. Sua equação estática pode ser escrita como $F = k_m \cdot x$, em que F é a força aplicada, k_m é a rigidez da mola e x é o deslocamento desejado. Nesse caso, o sistema é linear: o deslocamento varia proporcionalmente com a variação da força.

Mas, se admitirmos que o material da mola não é homogêneo, e que existem falhas oriundas de sua produção, pode-se considerar que $k = f(x)$ e, portanto, $F = k(x) \cdot x$. O sistema não mais é linear e a rigidez da mola varia em função da posição em que o sistema se encontra. O mesmo pode ocorrer com a massa, o amortecimento, e demais termos que possam existir nas equações dinâmicas. O que nos leva a outradiferenciação: o tipo de (re)alimentação.

Existem dois tipos: *feedforward* e *feedback*. O mais comum é a realimentação *feedback* (Craig, 2005), na qual, para cada posição, todos os termos são calculados e posteriormente inseridos no equacionamento para determinação do movimento. Na

alimentação *feedforward* utiliza-se apenas a informação da posição final, antes dela ser atingida: o resultado é um controle bem mais rápido, mas que despreza a dinâmica atuante no sistema. Para velocidades altas isso pode fazer uma grande diferença. Há maneiras de se melhorar ambos os tipos, mas elas não serão abordadas aqui.

Máquinas com cadeias cinemáticas diferentes também tendem a ter relações diferentes entre as suas variáveis. Isso ocorre porque, em uma MCS, todas as variáveis são independentes umas das outras, ou seja, a alteração do valor de uma das variáveis de controle não afeta outra posição senão aquela diretamente controlada.

No caso das MCP, frequentemente a variação de uma das variáveis de controle afeta diretamente outra, obrigando o funcionamento simultâneo dessas variáveis para que o controle seja satisfatório. A primeira situação é a de sistemas desacoplados e, a segunda, de sistemas acoplados.

Para que um mecanismo funcione ele depende de, pelo menos, dois tipos de equações. A primeira delas são as equações cinemáticas, que estabelecem as relações entre os atuadores, cada um de seus elos e o efetuador. Na cinemática de posição as relações de posição são determinadas, de forma que, para uma dada posição dos atuadores, pode-se saber a posição do efetuador, e vice-versa.

Sua derivação resulta na cinemática de velocidades, em que essa mesma relação pode ser estabelecida, dessa vez para todas as velocidades dos pontos de interesse. Ao se realizar mais uma derivação, aparece a cinemática de acelerações, que rege a relação de aceleração entre cada elo. Essas três relações cinemáticas são utilizadas no conceito seguinte: as equações dinâmicas.

Equações dinâmicas nada mais são do que a representação de um sistema através de relações matemáticas que, quando resolvidas, fornecem as informações desejadas para que o controle de um mecanismo seja realizado. Aqui aparece outro conceito muito importante: a modelagem do sistema.

A modelagem de um sistema é a representação de seu comportamento através de equações, tanto cinemáticas quanto dinâmicas. Essa modelagem não representa o fenômeno em si, mas como esse fenômeno é interpretado para quem está querendo controlá-lo ou observá-lo. A correta modelagem de um sistema é necessária para o seu correto controle.

No entanto, ela é sempre uma aproximação: por ser um fenômeno natural, há variáveis que são desconhecidas, ou até mesmo desconsideradas para uma determinada modelagem, em função de sua relevância para os termos do controle. Assim, um sistema modelado o mais próximo do fenômeno real é sempre desejado.

Ao lado da modelagem existe o dimensionamento de um mecanismo. O dimensionamento de um mecanismo é a forma como ele foi projetado para atender às suas expectativas de funcionamento. Quando ele é desenhado de forma que suas partes constituintes suportem mais do que foi inicialmente modelado, diz-se que ele é um mecanismo sobredimensionado. Quando, ao contrário, ele suporta menos do que o que foi modelado, diz-se que é um mecanismo subdimensionado.

A análise de um sistema de controle pode ser realizada de duas formas: através de uma simulação computacional, ou através de uma medição real. Há uma diferença significativa entre o controle simulado e o controle experimental. No primeiro caso, a modelagem do sistema é utilizada para fornecer as entradas do controlador; no segundo, essas mesmas entradas recebem diretamente as informações dos sensores do mecanismo.

Assim, essencialmente, num controle simulado, deseja-se controlar a percepção de um sistema real, ou seja, podem ficar de fora da simulação variáveis importantes, mas que não foram identificadas como tal naquele momento. Já no controle experimental isso não tem como ocorrer: caso algo não tenha sido considerado, e seja importante, o controlador não irá funcionar a contento. Ambos os controles são importantes: o primeiro para realizar correções mais evidentes no equacionamento, e o segundo para verificar as hipóteses assumidas e realizar o ajuste fino de variáveis.

O espaço de referência em que se realiza um determinado controle também é muito importante, e pode ser de dois tipos: no espaço das juntas e no espaço do efetuator. No primeiro caso, utilizam-se informações sobre o posicionamento das juntas e infere-se o posicionamento do efetuator. No segundo, conhece-se o posicionamento do efetuator.

O segundo caso parece mais adequado que o primeiro, e de fato o é. Porém, na prática, o conhecimento da posição exata do efetuator é muito difícil de ser implementado. Caso ele seja utilizado num sistema no qual essa informação não está disponível, ela pode ser inferida pela cinemática direta.

Essa solução possui alguns problemas, justamente devido ao uso da cinemática direta. Com a adição de mais equações a serem resolvidas, o custo computacional fica mais elevado. Além disso, dependendo das simplificações utilizadas para relacionar a posição dos atuadores com a posição do efetuador, podem existir erros na determinação do efetuador por meio dessa solução.

Se, contudo, a informação sensorial é mais fácil de ser implementada nos atuadores, o controle no espaço das juntas torna-se mais rápido em resposta que o no espaço do efetuador. Porém, o custo disso é se inferir continuamente a posição final do efetuador, e não sua posição real, conforme já levantado no parágrafo anterior.

Assim, o controle no espaço do efetuador seria o melhor, mas de difícil implementação; o controle no espaço das juntas é mais fácil de ser implementado, mas com prejuízo da localização real do efetuador. A escolha de um ou outro deve ser feita de acordo com o sistema que se tem disponível e, muitas vezes, não há o que se escolher: a disponibilidade de *hardware* irá defini-la naturalmente.

Por fim, a última distinção que será feita neste trabalho é entre três técnicas de controle: o controle proporcional-integral-derivativo (PID), o controle por torque computado (CTC) e o controle por modos deslizantes (SMC). No controle PID, o sistema modelado é utilizado para calcular três ganhos: sobre a posição, sobre sua integral, e sobre a velocidade.

O controlador atua sobre os erros existentes em cada uma dessas três variáveis, e controla o sistema. Geralmente ele é utilizado em sistemas lineares, podendo ser usado em alguns sistemas não lineares com a aplicação de algumas técnicas de linearização, que não serão abordadas aqui.

O controlador PID é o mais utilizado em larga escala, devido a sua simplicidade. Além disso, quando associado a atuadores que possuem uma grande redução entre o motor e o membro atuado, têm uma elevada robustez (Craig, 2005). A razão para isso é que a redução elevada isola o sistema do atuador, que passa a controlar, de certa forma, apenas seu próprio sistema dinâmico.

O CTC consiste geralmente no controle de sistemas não lineares, justamente pelo fato de compensar essas não linearidades. O comportamento do sistema é transformado numa forma linear, mais fácil de ser controlada, porém mais custosa em

termos de cálculos. Essa forma linear também possui ganhos proporcionais, integrais e/ou derivativos, assim como ocorre no controle PID.

Uma característica forte do controlador CTC é que o sistema deve estar muito bem modelado. Na prática, isso é bem difícil, pois variações dimensionais, de composição de materiais, e outras fontes de erros não imaginadas podem inserir comportamentos não previstos na planta. O sistema de controle pode não conseguir compensar esse novo comportamento e o mecanismo passa a não ser controlado adequadamente.

A proposta do SMC é justamente compensar esse desconhecimento sobre a planta de duas maneiras: a primeira é inserindo uma componente de desconhecimento sobre os parâmetros das equações. Essa componente atua no sentido de aumentar ou diminuir um esforço de controle que tende a estabilizar o sistema.

A segunda é transformando um problema físico num problema puramente matemático: ao invés de se tentar atingir um determinado ponto físico, o problema é transferido para o espaço de estados em outra variável. Assim, o controle de um sistema de ordem elevada passa a ser realizado através da solução de um problema de estabilização de primeira ordem (Slotine, et al., 1991).

Unindo essas duas modificações, o SMC consegue gerar um controlador muito robusto. Porém, também há problemas: o custo computacional é mais alto que o do CTC, e no SMC puro existe o problema de *chattering*. *Chattering* é uma oscilação de alta frequência em torno do ponto desejado. Por isso são utilizadas modificações do SMC para compensar isso, modificações estas que podem introduzir erros de posição nas variáveis controladas.

Existem situações em que as propriedades de um mecanismo variam de acordo com a posição do efetuator. Ao se utilizar quaisquer dos controladores apresentados até aqui, para compensar essas diferentes características, utilizam-se ganhos de forma variável. Assim, os valores dos ganhos a serem utilizados são tabelados, modificando os resultados das equações de controle em função da posição em que o efetuator se encontra.

Uma característica inerente a todos os tipos de controle é que a natureza discreta dos cálculos feitos pelo computador introduz erros na característica contínua do

tempo. O sistema passa a ser representado por pontos, estados lidos mediante seus sensores, mas que não representam fielmente seu comportamento.

A taxa de amostragem, a complexidade das equações de controle, a velocidade do fenômeno que se deseja controlar, e a capacidade de processamento do computador utilizado são alguns dos fatores que influenciam diretamente no desempenho do mecanismo a ser controlado (Craig, 2005).

Como é possível perceber, não existe uma forma de controle definitiva. Cada uma delas tem seus pontos fortes e fracos, e é mais indicada para um ou outro caso. A ideia deste estudo é determinar qual poderia ser a melhor forma de controlar o mecanismo que será discutido na seção seguinte.

A.3 APLICAÇÕES

Originalmente, a máquina proposta foi desenhada para executar a manipulação rápida de objetos. A manipulação rápida de objetos é característica de alguns setores específicos, como o eletroeletrônico, o farmacêutico, o alimentício e o de embalagem (Broghard, 2002). Trata-se de tarefas como transferência de peças de uma célula de produção para outra, ou entre esteiras de produção, ou ainda empacotamento de produtos finalizados.

Ela difere das máquinas de usinagem, pois, de uma maneira geral, em operações de usinagem, a energia utilizada para realizar uma atividade específica é determinada pelo tipo de acabamento que se deseja na peça. Assim, em termos de consumo energético em operações de posicionamento na usinagem e na própria usinagem, não existe muita diferença entre as máquinas de cinemática paralela e as seriais (Hartmann, 2011).

No entanto, no caso da manipulação de objetos o mesmo não se aplica. Como o requisito principal é um nível de produtividade elevado, com redução dos tempos de ciclo, a menor inércia existente nos mecanismos paralelos reduz a energia necessária para movimentação do efetuador, reduzindo assim a energia consumida. Soma-

se a isso a alta rigidez que pode ser obtida ao se fechar a cadeia cinemática entre os diversos segmentos (Merlet, 2002) (Ceccarelli, 2004).

Geralmente, prefere-se o uso de MCP que possuam simetria dentro de seu espaço de trabalho, pois operações como as de usinagem requerem as mesmas características dinâmicas para a mesma qualidade em quaisquer peças fabricadas. No entanto, algumas atividades de manipulação rápida não necessitam dessa condição.

Sistemas assimétricos podem ser utilizados, com ganhos em custo e produção, para atividades em que, por exemplo, as velocidades necessárias nos eixos ortogonais sejam diferentes (Almeida, et al., 2010) (Almeida, et al., 2011). É o caso de aplicações de transferência entre esteiras: a distância maior entre duas esteiras, em comparação com a distância entre peças de cada esteira, exige que, para a manutenção de um alto ciclo, a velocidade seja maior na região de maior distância. Observe a Figura 76.

Figura 76 – Diferentes velocidades em sistemas assimétricos (Próprio).

Nesse sentido, um mecanismo com menor velocidade na direção 'a' em relação à direção 'b' pode ser utilizado com tanto sucesso quanto um mecanismo com velocidade equivalente a 'b' em todas as direções. É mais fácil compreender essa diferença quando se aborda, por exemplo, as forças na reabilitação humana dos membros superiores.

Na Figura 77 pode-se observar o equivalente biológico do que se quis demonstrar na Figura 76. As forças são maiores na direção anteroposterior (b) que na direção mediolateral (a), tanto devido aos grupos musculares acionados quanto às alavancas a que são submetidos em cada uma das situações.

Figura 77 – Diferentes forças na reabilitação humana (Indeterminado).

Apesar de terem sido concebidos para aplicações industriais, a baixa inércia das MCP faz com que também sejam adequadas para fisioterapia de pacientes em reabilitação (Almeida, et al., 2013). A fraqueza muscular exige que as máquinas com essa finalidade tenham baixa impedância e altas acelerações, mostrando-se mais adequadas que seus equivalentes seriais (Zollo, et al., 2008).

A.4 ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Ensaio experimental pode ser realizado de diversas maneiras, dependendo da norma utilizada como referência. No entanto, alguns conceitos, e até mesmo alguns procedimentos, de ensaios são similares em diversas delas. Para se começar, é interessante apresentar algumas definições que constam do Vocabulário Internacional de Metrologia (Inmetro, 2012), como se segue.

Uma grandeza é uma “Propriedade dum fenômeno dum corpo ou duma substância, que pode ser expressa quantitativamente sob a forma dum número e duma referência” (Inmetro, 2012). De maneira simplificada, uma grandeza é aquilo que se deseja conhecer sobre um determinado fenômeno, corpo ou substância.

Para isso deve-se realizar algum tipo de medição, que irá retornar um determinado valor. Valor é a expressão quantitativa de uma grandeza, e está associado a um número e a uma unidade de medida. Mas um valor tem pelo menos três diferenciações.

Quando desejamos medir um determinado corpo, sempre dependemos de um instrumento de medição, com uma escala definida. No entanto, essa escala pode variar minimamente dependendo de muitos fatores. É possível inclusive obter valores medidos (V_m) diferentes para uma grandeza de um mesmo corpo utilizando instrumentos de medição diferentes. No entanto, o valor original da grandeza medida não se alterou.

A esse valor dá-se o nome de valor verdadeiro que, na prática, nunca é conhecido. O que se conhece é o valor de referência (V_r), que é o “Valor duma grandeza utilizado como base para comparação com valores de grandezas da mesma natureza.” (Inmetro, 2012). Esse valor de referência é aquele obtido com um instrumento melhor que aquele que se deseja analisar. A Figura 78 ilustra essa relação.

Figura 78 – Relação entre os tipos de valores que podem existir (Próprio).

Aqui é interessante apresentar a diferença entre os conceitos de incerteza de medição e de erro de medição (e_m). A primeira é uma estimativa do grau de desconhecimento que se tem sobre um determinado valor medido. A segunda é a diferença que

existe entre um valor medido e um valor de referência utilizado. A Equação (94) mostra essa definição.

$$e_m = Vm - Vr \quad (94)$$

Na Figura 78, admitindo-se que o paquímetro tenha uma menor divisão de 0,05 mm, e que a menor divisão da escala seja de 0,5 mm, tomando-se ainda o paquímetro como instrumento de referência, o erro de medição da escala é de 0,2 mm. Já a incerteza de medição de ambos os instrumentos pode ser aproximada como sendo a metade de sua menor divisão.

Assim, as incertezas da escala e do paquímetro são de, respectivamente, 0,25 mm e 0,025 mm. O motivo para a utilização da metade da menor divisão, assim como a diferenciação entre incertezas do tipo A e do tipo B, e a propagação das incertezas, não serão abordadas neste trabalho. No entanto, elas podem ser consultadas em outras obras (Joint Committee for Guides in Metrology, 2010).

A análise do desempenho de um mecanismo pode ser avaliada através de alguns parâmetros, tais como sua exatidão e sua repetibilidade. A exatidão é o “Grau de concordância entre um valor medido e um valor verdadeiro dum mensurando.” (Inmetro, 2012). Apesar disso, não lhe é atribuído um valor numérico. Uma medição é dita mais exata quando fornece um erro de medição menor. (Inmetro, 2012).

Já a repetibilidade reflete, de acordo com algumas condições, a precisão de medição, que é o grau de concordância entre indicações ou valores medidos, obtidos por medições repetidas. “A precisão de medição é geralmente expressa numericamente por características como o desvio-padrão, a variância ou o coeficiente de variação, sob condições especificadas de medição.” (Inmetro, 2012).

Essas condições dizem respeito à forma pela qual as medições foram feitas. No caso da repetibilidade, elas devem incluir:

- o mesmo procedimento de medição;
- os mesmos operadores;
- o mesmo sistema de medição;
- as mesmas condições de operação;
- o mesmo local;

- o mesmo objeto; e
- em um curto período de tempo.

Para o caso de robôs industriais e sistemas robóticos, a exatidão pode ser determinada através da medição do erro de posicionamento do efetuador. Para tanto, medições sucessivas devem ser realizadas, sendo que é a média dos valores medidos que será comparada com o valor de referência (American National Standards Institute, 1990).

O mesmo se aplica para máquinas-ferramenta (ABNT, 1999), máquinas de medição de coordenadas (ABNT, 2010), manipuladores (International Organization for Standardization, 1998) e centros de usinagem (ABNT, 1999). É claro que os procedimentos específicos de cada um dos casos são variados, mas a definição da exatidão de medição é similar.

Analogamente, a repetibilidade é dada pela precisão de posicionamento do efetuador, calculada numericamente através do desvio padrão (Chrysler Group LLC, Ford Motor Company, General Motors, 2010). A incerteza de medição pode ser adicionada para fornecer maiores informações sobre as medidas, mas ela não será abordada neste trabalho.