

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM E CONTROLE POR TORQUE COMPUTADO DE MÚSCULOS  
PNEUMÁTICOS ARTIFICIAIS COMO ATUADORES EM PRÓTESE DE MÃO

por

André Tura Markus

Tese para obtenção do Título de  
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Setembro de 2021

MODELAGEM E CONTROLE POR TORQUE COMPUTADO DE MÚSCULOS  
PNEUMÁTICOS ARTIFICIAIS COMO ATUADORES EM PRÓTESE DE MÃO

por

André Tura Markus

Mestre

Tese submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação e Automação Industrial

Orientador: Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Co-Orientador: Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho

Aprovada por:

Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Carla Diniz Lopes Becker .....PPGTIGSaúde / UFCSPA

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes ..... PROMEC / UFRGS

Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Maria Elizete Kunkel ..... ICT / UNIFESP

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 27 de Setembro de 2021

Aos meus pais, Ricardo e Cegineia, pelo amor e exemplo.

À minha irmã Bianca, pelo carinho e convivência.

À minha esposa Ana Flor, pelo apoio e incentivo incondicionais.

À minha maior obra, meu filho Vinícius.

*As invenções são, sobretudo, o resultado de um trabalho teimoso,  
em que não deve haver lugar para o esmorecimento.*

Alberto Santos Dumont

(1873 - 1932)

## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Ricardo e Cegineia, por toda a minha criação que me moldou na pessoa que sou hoje, guiando meus primeiros passos, me orientando nas minhas dúvidas e me apoiando nas minhas decisões. Agradeço à minha irmã por estar presente de forma carinhosa ao longo do nosso crescimento e amadurecimento como indivíduos e, agora, por cuidar tão bem dos meus sobrinhos Lorenzo e Stella.

Agradeço à minha esposa Ana Flor, que incondicionalmente me confere apoio emocional e amor, cujo fruto recente se manifesta no nosso filho Vinícius. Agradeço ao meu filho, que através da sua total dependência, me obriga a cultivar a virtude da paciência e altera totalmente as minhas prioridades de vida, sempre me recompensando com um sorriso genuíno e amoroso.

Aos alunos que tive, por exigirem de mim, além do conhecimento técnico, a capacidade de instruir de forma clara e simples, também me incentivando a humildemente admitir e remediar as minhas próprias limitações.

Agradeço à Universidade Federal do Rio Grande do Sul, à todos os seus funcionários e à todos os órgãos envolvidos em sua manutenção, pela educação de qualidade e pela sua capacidade de realizar ciência, mesmo em condições adversas. Em especial, agradeço ao meu orientador Eduardo André Perondi e meu co-orientador Mário Roland Sobczyk Sobrinho, pela orientação, instrução, companheirismo, paciência e amizade ao longo deste trabalho. Que as experiências divididas e o trabalho desenvolvido gerem contribuições significativas, dentro e fora da academia.

Por fim, agradeço à toda sociedade brasileira pelo investimento coletivo que financiou a minha formação acadêmica, assim como a de tantos outros. Aqui, firmo meu compromisso de retornar esse investimento em seu benefício e lutar para que esse privilégio se torne de fato um direito de todos.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001

## RESUMO

Próteses elétricas de membro superior atuais podem apresentar boa performance ao reproduzir os movimentos de uma mão humana. Atuadores do tipo Músculo Pneumático Artificial (PAM) oferecem vantagens sobre motores elétricos, como melhor relação de densidade de potência, baixa rigidez de acionamento, comportamento mais semelhante ao de um músculo humano e uso de energia renovável limpa. Em contrapartida, o seu comportamento dinâmico é altamente não linear, sendo tema de diversos trabalhos acadêmicos recentes, enquanto atuadores elétricos são de controle mais simples, bem conhecido e consideravelmente preciso. Este trabalho tem como foco o estudo de viabilidade do uso de atuadores do tipo PAM em substituição aos motores elétricos no acionamento de mecanismos representantes de dedos humanos. Para tanto, foram utilizadas técnicas de modelagem de sistemas robóticos para a representação dos dedos e a Lei do Torque Computado (TC) estendida para atuadores do tipo PAM (TCE) como estratégia de controle de seguimento de trajetória da prótese, e para a avaliação comparativa de resultados, usou-se um controlador Proporcional Integral Derivativo (PID) aplicado ao sistema. Foram realizadas simulações em ambiente computacional para os dedos Polegar e Indicador, e, além dessas simulações, realizou-se experimentos em bancada considerando um mecanismo com 1 grau de liberdade. A partir dos resultados experimentais verificou-se que efeitos, como vazamentos internos inerentes a esses equipamentos, influenciam consideravelmente no desempenho de atuadores do tipo PAM. Além disso, verificou-se que, mesmo na presença destes efeitos, as trajetórias de seguimento de posição podem ser consideradas satisfatórias para a aplicação pretendida. Os resultados obtidos pelos controladores TCE e PID mostraram-se similares, com desempenho levemente superior do controlador TCE, que possui a vantagem adicional de possibilitar controlar de forma simultânea a posição e a força do mecanismo.

Palavras-chave: Prótese de membro superior; Músculo Pneumático Artificial; Controle por Torque Computado.

## ABSTRACT

Currently, electric upper limb prostheses usually present high performance in reproducing the movements of a human hand. As an alternative, Pneumatic Artificial Muscle (PAM) actuators offer possible advantages over electric motors, such as, better power density relation, low actuation stiffness, behavior similar to a human muscle and the use of clean renewable energy. In contrast, its dynamic behavior is highly nonlinear, being focus of many recent academic research, while electric actuators can be relatively easily controlled, are well studied and considerably precise. This work focuses on the viability of use of PAM actuators in substitute to electric motors for the actuation of mechanisms representing human fingers. For this purpose, robotic systems modeling techniques are used to represent the fingers and the use of the Computed Torque Law (TC) extended for PAM actuators (TCE) was established as the control strategy for path tracking of position trajectory. For comparative evaluation of results, a Proportional Integrative Derivative (PID) controller was applied to drive the system. Simulations were implemented in a computational environment for the Thumb and Index fingers, and, in addition to these simulations, practical experiments were performed considering a mechanism with 1 degree of freedom, similarly to other works referenced in the literature review. Analyzing the experimental results, it was verified that effects, such as internal leaks inherent to control valve used, significantly influence the performance of PAM type actuators. Furthermore, it was verified from the results that, even in the presence of these effects, the position tracking trajectories can be considered satisfactory for the desired application. The results obtained by the TCE and PID controllers were similar, with slightly better performance obtained by the TCE controller, which has the additional advantage of allowing simultaneous control of the position and force of the mechanism.

Keywords: Upper limb prosthesis; Artificial Pneumatic Muscle; Computed Torque Control.

## ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> . . . . .	<b>1</b>
1.1	Justificativa . . . . .	14
1.2	Objetivo principal do trabalho . . . . .	15
1.3	Objetivos específicos . . . . .	15
1.4	Metodologia . . . . .	16
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> . . . . .	<b>18</b>
2.1	Anatomia da mão humana . . . . .	18
2.2	Tipos de preensão . . . . .	20
2.3	Próteses comerciais de membro superior . . . . .	22
2.4	Mecanismo dos dedos das próteses biônicas . . . . .	26
2.5	Técnicas de controle de mãos biônicas . . . . .	28
2.6	Manipuladores antropomórficos operados por telemetria . . . . .	31
2.7	Requisitos de projeto de uma prótese de membro superior . . . . .	39
2.8	Configuração cinemática . . . . .	42
2.9	Principais elementos de uma prótese antropomórfica . . . . .	45
2.9.1	Sinais de entrada por Eletromiografia (EMG) e sensores de força de contato . . . . .	45
2.9.2	Componentes de próteses implantados e técnicas de controle . . . . .	49
2.9.3	Tipos de atuadores . . . . .	51
2.9.4	Atuadores com ligas de memória de forma (SMA) . . . . .	53
2.9.5	Músculos pneumáticos artificiais . . . . .	60
<b>3</b>	<b>MODELOS MATEMÁTICOS</b> . . . . .	<b>71</b>
3.1	Mecanismo passivo do dedo da prótese . . . . .	73
3.2	Atuador do tipo Músculo Pneumático Artificial . . . . .	79
3.3	Dinâmica da pressão interna do atuador tipo PAM . . . . .	87
3.4	Equações de vazão mássica da válvula proporcional . . . . .	88
3.4.1	Inversão da função de vazão mássica da válvula proporcional . . . . .	92

3.5	Conclusões do capítulo . . . . .	95
<b>4</b>	<b>OBTENÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DO ATUADOR TIPO PAM . . . . .</b>	<b>96</b>
4.1	Ensaio com Músculo Pneumático Artificial Festo DMSP-10-300 . . . . .	98
4.2	Resultados . . . . .	102
4.3	Conclusões do capítulo . . . . .	104
<b>5</b>	<b>MÉTODOS DE CONTROLE DE UM MANIPULADOR ROBÓTICO ATUADO POR MÚSCULO PNEUMÁTICO ARTIFICIAL . . . . .</b>	<b>106</b>
5.1	Método de controle Proporcional Integral Derivativo (PID) . . . . .	108
5.2	Método de controle por Torque Computado (TC) . . . . .	109
5.3	Método de controle por Torque Computado Estendido (TCE) . . . . .	111
5.4	Conclusões do capítulo . . . . .	115
<b>6</b>	<b>SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO CONTROLE DE TRAJETÓRIA DOS MECANISMOS DOS DEDOS DA PRÓ- TESE DE MÃO . . . . .</b>	<b>117</b>
6.1	Trajетórias desejadas . . . . .	117
6.2	Mecanismo de 2 graus de liberdade (polegar) . . . . .	119
6.2.1	Controlador TCE . . . . .	122
6.2.2	Controlador PID . . . . .	125
6.3	Mecanismo de 3 graus de liberdade (Indicador) . . . . .	127
6.3.1	Controlador TCE . . . . .	128
6.3.2	Controlador PID . . . . .	131
6.4	Sistema com 1 grau de liberdade . . . . .	132
6.4.1	Controlador TCE . . . . .	133
6.4.2	Controlador por PID . . . . .	136
6.5	Conclusões do capítulo . . . . .	137
<b>7</b>	<b>RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA UM MECANISMO DE 1 GRAU DE LIBERDADE . . . . .</b>	<b>139</b>
7.1	Equipamentos utilizados . . . . .	139



7.1.1	Configuração inicial da bancada . . . . .	143
7.2	Resultados - pressão de suprimento a $6 \times 10^5 Pa$ . . . . .	149
7.2.1	Resultados - TCE . . . . .	149
7.2.2	Resultados - PID . . . . .	154
7.2.3	Resultados combinados - TCE e PID . . . . .	156
7.3	Resultados - pressão de suprimento a $9 \times 10^5 Pa$ . . . . .	156
7.3.1	Controle por TCE . . . . .	158
7.3.2	Controle por PID . . . . .	160
7.3.3	Resultados combinados - TCE e PID . . . . .	162
7.4	Conclusões do capítulo . . . . .	163
<b>8</b>	<b>CONCLUSÃO</b> . . . . .	<b>165</b>
8.1	Trabalhos futuros . . . . .	168
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> . . . . .	<b>168</b>
	<b>APÊNDICE A</b> Matrizes da equação de Euler-Lagrange e suas derivadas . . . . .	<b>182</b>
	<b>APÊNDICE B</b> Linearização da planta e obtenção dos ganhos do controlador . . . . .	<b>189</b>
	<b>APÊNDICE C</b> Sensores e equipamentos . . . . .	<b>201</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Número de amputações realizadas no RS entre 2008 e 2018 . . . . .	3
Figura 1.2	Número de amputações realizadas no Brasil entre 2008 e 2018 . . . . .	3
Figura 1.3	Número de amputações e desarticulações de membro inferior no Brasil . . . . .	4
Figura 1.4	Prótese de Gancho modelo 5XTi . . . . .	7
Figura 1.5	Prótese de membro superior funcional de gancho com aciona- mento por tirante. . . . .	7
Figura 1.6	Prótese de membro superior fabricada por manufatura aditiva. . . . .	8
Figura 1.7	Prótese biônica iLimb da empresa TouchBionics by Össur. . . . .	10
Figura 1.8	Manipulador Dexterous Hand . . . . .	13
Figura 2.1	Ossos e articulações humanas. . . . .	19
Figura 2.2	Nomenclatura dos movimentos da mão. . . . .	20
Figura 2.3	Taxonomia da mão. . . . .	21
Figura 2.4	Componentes de uma prótese eletrônica. . . . .	23
Figura 2.5	Prótese eletrônica Variplus. . . . .	24
Figura 2.6	Prótese eletrônica Greifer. . . . .	24
Figura 2.7	Mãos antropomórficas “biônicas”. (a) Vincent Hand (Vincent Systems); (b) i-limb (Touchbionics); (c) i-limb Pulse (Touch- bionics); (d) Bebionic (RSL Steeper); (e) Bebionic V.2 (RSL Steeper); (f) Michelangelo (Ottobock). . . . .	25
Figura 2.8	Geometria do mecanismo dos principais dedos comerciais. (a) Vincent Hand; (b) i-Limb; (c) Bebionic; (d) Michelangelo. . . . .	26
Figura 2.9	Gráfico da posição angular da junta MCP vs. Junta PIP. . . . .	27
Figura 2.10	Mecanismo do dedo da prótese i-Limb. . . . .	29
Figura 2.11	Manipulador pneumático MIT. . . . .	33
Figura 2.12	Projeto Robonaut produzido pela NASA. . . . .	34
Figura 2.13	Manipulador Biomimético. . . . .	37
Figura 2.14	Detalhes dos dedos biomiméticos. . . . .	37
Figura 2.15	Massa de próteses vs. força aplicada pelos dedos. . . . .	39
Figura 2.16	Número de atuadores na prótese vs. força aplicada pelos dedos. . . . .	40

Figura 2.17	Arquiteturas cinemáticas de dedos robóticos. . . . .	42
Figura 2.18	Prótese Becker Hand. . . . .	43
Figura 2.19	Mecanismo Whippletree. . . . .	44
Figura 2.20	Fixação dos eletrodos no músculo (a) e no osso (b). . . . .	46
Figura 2.21	Mecanorreceptores da pele . . . . .	47
Figura 2.22	Esquema eletrônico do sensor Biotac. . . . .	49
Figura 2.23	Alternância de fase entre Martensita e Austenita em função da temperatura em materiais SMA . . . . .	54
Figura 2.24	Rota do fio de SMA em: (a) arranjo linear tradicional; (b) arranjo cruzado. . . . .	56
Figura 2.25	Atuador Híbrido SMA/Motor DC. . . . .	59
Figura 2.26	Músculo pneumático artificial. . . . .	61
Figura 2.27	(a) Comprimento de um PAM após fornecimento de pressão positiva e aplicação de carga. (b) Dependência do comprimento não alongado com a pressão fornecida. . . . .	63
Figura 3.1	(a) Polegar humano e (b) mecanismo passivo que emula seu comportamento. . . . .	71
Figura 3.2	Esquema do mecanismo serial representativo do dedo Indicador . . . . .	72
Figura 3.3	Sistema pneumático de acionamento de uma junta independente . . . . .	72
Figura 3.4	Movimento do efetuator em função da junta $i$ . . . . .	76
Figura 3.5	Mapa de força do atuador DMSP-10-300. . . . .	79
Figura 3.6	Planificação da membrana do atuador. . . . .	80
Figura 3.7	Representação do estado plano de deformações da membrana do atuador. . . . .	82
Figura 3.8	Vazão mássica em função do valor de pressão normalizada (Enchimento). . . . .	90
Figura 3.9	Vazão mássica em função do valor de tensão elétrica normalizada (Enchimento). . . . .	90
Figura 3.10	Vazão mássica em função do valor de pressão normalizada (Exaustão). . . . .	91
Figura 3.11	Vazão mássica em função do valor de tensão elétrica normalizada (Exaustão). . . . .	91

Figura 4.1	Fixação para medição da força no atuador. . . . .	97
Figura 4.2	Experimento para obter mapa de forças do atuador DMSP-10-300. Legenda: 1) Filtro regulador; 2) Atuador; 3) Régua potenciométrica; 4) Extensor; 5) Célula de carga. . . . .	100
Figura 4.3	Mapa de força do atuador DMSP-10-300 (Modelo). . . . .	103
Figura 5.1	Diagrama de blocos do sistema e suas leis de controle . . . . .	110
Figura 6.1	Posições (a) iniciais e (b) finais da trajetória para os mecanismos de 2 e 3 graus de liberdade . . . . .	120
Figura 6.2	Trajетórias de (a) Posição, (b) Velocidade , (c) Aceleração do mecanismo de 2 GdL com controlador TCE. [Simulação] . . . . .	123
Figura 6.3	Trajетórias de (a) Torque, (b) Pressão , (c) Sinal de controle do mecanismo de 2 GdL com controlador TCE [Simulação]. . . . .	124
Figura 6.4	Erro de posição do mecanismo de 2 GdL com controlador TCE [Simulação]. . . . .	125
Figura 6.5	Gráficos de (a) Posição, (b) Erro de posição , (c) Sinal de controle do mecanismo de 2 GdL ao controle PID. [Simulação] . . . . .	126
Figura 6.6	Trajетórias de (a) Posição, (b) Velocidade , (c) Aceleração do mecanismo de 3 GdL para o controlador TCE. [Simulação] . . . . .	129
Figura 6.7	Trajетórias de (a) Torque, (b) Pressão , (c) Sinal de controle do mecanismo de 3 GdL para o controlador TCE. [Simulação] . . . . .	130
Figura 6.8	Erro de posição do mecanismo de 3 GdL com controlador TCE [Simulação]. . . . .	131
Figura 6.9	Trajетórias de (a) Posição, (b) Erro de posição , (c) Sinal de controle do mecanismo de 3 GdL para o controlador PID. [Simulação] . . . . .	133
Figura 6.10	Trajетórias de (a) Posição, (b) Velocidade , (c) Aceleração da polia utilizando controlador TCE. [Simulação] . . . . .	134
Figura 6.11	Trajетórias de (a) Força, (b) Pressão , (c) Sinal de controle do mecanismo da polia utilizando controlador TCE. [Simulação] . . . . .	135
Figura 6.12	Erro de posição do mecanismo de 1 GdL com controlador TCE [Simulação]. . . . .	136

Figura 6.13	Gráficos de (a) Posição, (b) Erro de posição, (c) Sinal de controle da polia ao controle por PID. [Simulação] . . . . .	137
Figura 7.1	Esquema gráfico da configuração do experimento . . . . .	140
Figura 7.2	Fotografia configuração do experimento: (a) vista completa; (b) vista em detalhe da polia . . . . .	141
Figura 7.3	Montagem da polia e acoplamento do encoder . . . . .	141
Figura 7.4	Gráfico do aumento de pressão ao longo do tempo em função da abertura da válvula proporcional . . . . .	146
Figura 7.5	Vazões mássicas no interior da válvula. . . . .	147
Figura 7.6	Trajectoria de: (a) Posição, (b) Velocidade e (c) Aceleração da polia para o controlador TCE ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	151
Figura 7.7	Trajectoria de: (a) Pressão, (b) Pressão (detalhe) e (c) Sinal de Controle da polia para o controlador TCE ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	152
Figura 7.8	Trajectoria de: (a) Posição e (b) Pressão para o controlador TCE aumentando os ganhos de pressão ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	154
Figura 7.9	Trajectoria de: (a) Posição, (b) Erro de posição e (c) Sinal de controle da polia para o controlador por PID ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	155
Figura 7.10	Trajectoria de: (a) Posição, (b) Erro de posição e (c) Sinal de controle da polia para os controladores TCE e PID ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	157
Figura 7.11	Trajectoria de posição para o controlador por TCE ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	158
Figura 7.12	Sinal de controle para o controlador por TCE ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	159
Figura 7.13	Trajectoria de posição para o controlador por PID ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	161
Figura 7.14	Trajectoria de sinal de controle para o controlador por PID ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	162
Figura 7.15	Trajectoria de posição para os controladores TCE e PID ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	163

Figura 7.16	Trajectoria de sinal de controle para os controladores TCE e PID ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	164
Figura B.1	(a) Posição dos zeros e polos do sistema em malha fechada pelo método de Ziegler-Nichols; (b) Região de “Detalhe”. . . . .	198
Figura B.2	Resposta ao degrau unitário do sistema em malha fechada . . . . .	199
Figura B.3	Método do local das raízes do sistema em malha fechada . . . . .	200
Figura C.1	Ligações elétricas da célula de carga. . . . .	202
Figura C.2	Circuito amplificador de sinal da célula de carga. . . . .	203
Figura C.3	Gráfico de calibração da célula de carga . . . . .	204
Figura C.4	Transmissor de pressão Wika modelo $S - 10$ . . . . .	204
Figura C.5	Gráfico de calibração do sensor de pressão . . . . .	205
Figura C.6	Régua potenciométrica modelo MLO-POT-450-TLF. . . . .	206
Figura C.7	Circuito regulador de tensão LM-317. . . . .	206
Figura C.8	Encoder rotativo incremental E40S6-5000-3-T-24. . . . .	207
Figura C.9	Circuito elétrico de condicionamento do encoder E40S6-5000-3-T-24. . . . .	208
Figura C.10	Conversor e isolador de sinal analógico de instrumentação TCA-100. . . . .	209
Figura C.11	Válvula MPYE-5-1/8-HF-010-B. . . . .	209
Figura C.12	Relação tensão elétrica <i>versus</i> percentual de vazão mássica. . . . .	210

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Próteses de membro superior e manipuladores antropomórficos . . .	38
Tabela 2.2	Comparação de propriedades de atuadores utilizados em pró- teses de membro superior. . . . .	52
Tabela 2.3	Comparação de redução no tempo de resposta de atuadores SMAs sob efeito de diferentes métodos de resfriamento. . . . .	58
Tabela 2.4	Estudos sobre atuadores do tipo PAM e do tipo cilindro pneumático	70
Tabela 4.1	Mapa de distribuição de forças do atuador DMSP-10-250. . . . .	97
Tabela 4.2	Valores iniciais utilizados no processo de otimização. . . . .	98
Tabela 4.3	Mapa de distribuição de forças do atuador DMSP-10-300. . . . .	101
Tabela 4.4	Comparativo de erros em relação aos mapas de força. . . . .	102
Tabela 4.5	Coefficientes obtidos pelo processo de otimização. . . . .	103
Tabela 4.6	Quadro comparativo entre resultados experimentais e valores do fabricante . . . . .	105
Tabela 5.1	Valores para os ganhos para o controlador PID obtidos por processo interativo . . . . .	109
Tabela 6.1	Erros de trajetória de posição para 2 GdL por controle TCE . . .	125
Tabela 6.2	Erros de trajetória de torque para 2 GdL utilizando controla- dor TCE . . . . .	125
Tabela 6.3	Erros de trajetória de posição para 2 GdL utilizando contro- lador PID . . . . .	127
Tabela 6.4	Tabela de erros de trajetória de posição para 3 GdL por con- trole TCE . . . . .	131
Tabela 6.5	Tabela de erros de trajetória de torque para 3 GdL utilizando controlador TCE . . . . .	131
Tabela 6.6	Erros de trajetória de posição para 3 GdL utilizando contro- lador PID . . . . .	132
Tabela 6.7	Erros de trajetória de posição/força para 1 GdL utilizando controlador TCE . . . . .	136

Tabela 6.8	Erros de trajetória de posição para 1 GdL utilizando controlador PID . . . . .	136
Tabela 7.1	Valores das frequências de corte dos filtros passa-baixas utilizados no experimento . . . . .	143
Tabela 7.2	Erros de posição do controlador TCE para trajetória de $10^\circ$ [Experimento] . . . . .	150
Tabela 7.3	Erros do controlador por PID para trajetória de $10^\circ$ [Experimento]	156
Tabela 7.4	Erros de trajetória de posição para controle por TCE ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	160
Tabela 7.5	Erros de trajetória de posição para controle por PID ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento] . . . . .	161
Tabela B.1	Critério de estabilidade de Routh . . . . .	194
Tabela B.2	Pontos médios de operação utilizados no procedimento de linearização . . . . .	196
Tabela B.3	Valores para os ganhos o controlador PID e as constantes do sistema físico linearizado . . . . .	197
Tabela B.4	Valores para os ganhos para o controlador PID obtidos por processo interativo . . . . .	200



## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AVD	Atividades de Vida Diária
CLP	Controlador Lógico Programável
CMC	(Carpometacarpal) - Articulação Carpometacarpal
DIP	(Distal Interphalangeal) - Articulação Interfalângica Distal
EMG	Eletromiografia
GdL	Grau de Liberdade
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
MCP	(Metacarpophalangeal) - Articulação Metacarpofalângica
MEF	Método dos Elementos Finitos
NASA	National Aeronautics and Space Administration
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
PAM	Pneumatic Artificial Muscle - Músculo Pneumático artificial (McKibben)
PID	Controle Proporcional Integral Derivativo
PIP	(Proximal Interphalangeal) - Articulação Interfalângica Proximal
PROMECC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
PWM	Pulse With Modulation
SI	Sistema Internacional
SIGTAP	Tabela de Procedimentos, Medicamentos OPM do SUS
SMA	Shape Memory Alloy
SUS	Sistema Único de Saúde
TC	Torque Computado
TCE	Torque Computado Expandido
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\rho$	Densidade de potência de atuadores $W/kg$ .
$E$	Rigidez de atuadores $GPa$ .
$F_e$	Força exercida por um atuador tipo PAM $N$ .
$K$	rigidez equivalente de um atuador tipo PAM $N/m$ .
$L$	Comprimento de um atuador tipo PAM $m$ .
$L_0$	Comprimento nominal de um atuador tipo PAM $m$ .
$L_j$	Comprimento instantâneo do atuador tipo PAM $m$ .
$L_s$	Deformação específica da contração de um atuador tipo PAM $m$
$L_u$	Comprimento contraído de um atuador tipo PAM $m$ .
$L_{fibra}$	Comprimento da fibra de aramida do atuador tipo PAM $m$ .
$\theta_0$	Ângulo inicial da fibra de aramida, para um atuador tipo PAM $rad$ .
$D_0$	Diâmetro inicial para um atuador tipo PAM $m$ .
$D(L)$	Diâmetro instantâneo para um atuador tipo PAM $m$ .
$V(L)$	Volume instantâneo para um atuador tipo PAM $m^3$ .
$p$	Pressão fornecida à um atuador pneumático $Pa$ .
$p_d$	Pressão desejada à um atuador pneumático $Pa$ .
$q_d$	Posição de trajetória desejada $m$ .
$\dot{q}_d$	Velocidade de trajetória desejada $m/s$ .
$\ddot{q}_d$	Aceleração de trajetória desejada $m/s^2$ .
$q_i$	Posição angular da junta $i$ $rad$ .
$\dot{q}_i$	Velocidade angular da junta $i$ $rad/s$ .
$\ddot{q}_i$	Aceleração angular da junta $i$ $rad/s$ .
$\tau$	Vetor de torque de junta $Nm$ .
$M(q)$	Matriz de inércia.
$C(q, \dot{q})$	Matriz de Christoffel.
$G(q)$	Matriz gravitacional.
$R_j$	Raio da polia $j$ $m$ .
$F_M(p, L)$	Força aplicada por um atuador tipo PAM $N$ .
$T$	Temperatura do ar $K$ .

$R_{gas}$	Constante do ar como gás ideal $J/kgK$ . $\dot{m}$
$\dot{m}_{max}^{ench}$	Vazão mássica máxima de enchimento $kg/s$ .
$\dot{m}_{max}^{exau}$	Vazão mássica máxima de exaustão $kg/s$ .
$\beta$	Módulo de elasticidade volumétrica.
$C_p$	Calor específico para pressão constante.
$C_v$	Calor específico para volume constante.
$\chi$	Coefficiente politrópico.
$f_p(\bar{p})$	Função da pressão normalizada $\bar{p}$ .
$f_u(\bar{u})$	Função da tensão elétrica normalizada $\bar{u}$ .
$G_p$	Ganho proporcional do controlador PID $\frac{V}{rad}$ .
$G_d$	Ganho derivativo do controlador PID $\frac{Vs}{rad}$ .
$G_i$	Ganho integral do controlador PID $\frac{V}{rad\ s}$ .
$e(t)$	Erro de seguimento de referência.
$T_d$	Constante de tempo derivativo do controlador PID.
$T_i$	Constante de tempo integral do controlador PID.
$\lambda$	Matriz diagonal positiva de ganhos do controlador TC $\frac{1}{s}$ .
$K_d$	Matriz de constantes positivas de ganhos do controlador TC. $\frac{Nms}{rad}$
$\nu_p$	Pseudo entrada do processo de linearização por realimentação de estados.
$K_t$	Matriz de constantes positivas de ganhos do controlador TC $\frac{Nm}{rad}$ .
$K_a$	Matriz de constantes positivas de ganhos do controlador TC $\frac{1}{s}$ .

## 1 INTRODUÇÃO

A mão humana possui anatomia única se comparada com qualquer membro de mesma função de outro animal. Sua configuração óssea e muscular permite um controle do posicionamento individual de cada um dos seus dedos com elevada destreza, assim como um polegar opositor capaz de realizar movimentos de pinça. Esta elevada capacidade de manipulação de objetos, permite ao ser humano fabricar e operar ferramentas que ampliam suas capacidades ou permitem interações de outra forma impossíveis, como apertar um parafuso, utilizar uma tesoura para corte ou um lápis para registrar um pensamento de forma escrita, conforme catalogado no trabalho histórico de Cutkosky, 1989.

Atividades de movimento realizadas todos os dias na rotina de um indivíduo, pela repetição, se tornam banais, e sua complexidade de execução é depreciada devido ao hábito. Quando um indivíduo tem o uso da mão limitado temporariamente ou permanentemente, a dificuldade de executar estes mesmos movimentos aumenta consideravelmente ou torna-se impossível de ser realizada. Estas atividades comumente executadas pela maioria das pessoas ao longo de um dia são chamadas de *Atividades de Vida Diária* (AVD) e como exemplos podem ser citadas: prender o cabelo; amarrar os sapatos; abotoar uma camisa; cortar um alimento; higienizar-se; etc [Shurr et al., 2002]. Indivíduos que nascem com a falta de um membro, aprendem a utilizar os membros remanescentes para se adaptar. Já aqueles que sofrem uma amputação traumática (devido a um acidente, agressão, doença, etc.), devem se readaptar a falta deste membro, com a consciência que o uso de uma prótese irá recuperar, somente de forma parcial, os movimentos realizáveis por sua contraparte real. A estes dispositivos nomeamos *Próteses* e podem ser implantáveis, como as encontradas em cirurgias de artoplastia de joelho e de quadril, ou não-implantáveis, fixas em extremidades remanescentes do corpo e permanecem em contato com a pele. Este trabalho tem como foco as próteses não-implantáveis, que são usualmente divididas em dois grupos: de membro superior e de membro inferior [Shurr et al., 2002]. Próteses para a primeira categoria priorizam o auxílio na manipulação de objetos, enquanto a segunda tem por objetivo principal a recuperação do movimento de locomoção. Ambos os tipos podem ser estéticas, cujo principal foco é a semelhança física com o membro que substituem, ou funcionais, cuja prioridade é devolver a função do mesmo [Heckathrone, 1992; Shurr et al., 2002]. No Capítulo 2 são apresentados os diferentes modelos de prótese

de membro superior e suas características de modo detalhado.

Próteses de membro superior podem ter acionamento mecânico ou eletrônico. No acionamento mecânico, a prótese é fixa no membro residual e tem abertura e fechamento da mão controlados por um cabo de aço, que se prende em uma articulação, como o ombro oposto [Shurr et al., 2002]. Nas próteses eletrônicas, seu acionamento é realizado por meio de um motor elétrico, geralmente de corrente contínua [Belter et al., 2013]. O usuário aciona a prótese contraindo os músculos do Coto, cujas contrações geram uma pequena diferença de potencial sobre a pele, na ordem de milivolts. Essa diferença de potencial elétrico é medido por um sensor de Eletromiografia (EMG) e é amplificada, filtrada e analisada por um controlador, que a utiliza como um sinal de entrada (*input*). Dependendo da programação da prótese, este sinal pode dar comando de abertura e fechamento total da mão; uma abertura progressiva em proporção à contração; ou controlar a alternância entre diferentes padrões programados de movimento.

Até o presente momento, as próteses não conseguem devolver em plenitude a destreza do movimento de uma mão humana. Isto se deve em parte às limitações construtivas de um aparato mecânico, cujos elos, juntas e transmissões não se assemelham em totalidade as suas contra-partes humanas [Xu et al., 2012]. Outro motivo, se deve à interface homem-máquina, de forma que o usuário não consegue controlar cada movimento de sua prótese de maneira consciente e independente, dependendo da captura de sinais de contração muscular para o seu comando [Ajiboye e Weir, 2005].

Ao consultar o banco de dados do Sistema Único de Saúde (SUS) do Brasil, o *DataSUS*, é possível obter o número de procedimentos hospitalares de amputação de membro superior, por região da Federação ou em todo o seu território, do ano de 2008 até o presente. As figuras 1.1 e 1.2 a seguir mostram os números de amputações no estado do Rio Grande do Sul (RS) e em todo o território nacional. Para estes dados foram excluídas amputações de somente dedos e aquelas executadas em decorrência de complicações de doenças oncológicas.

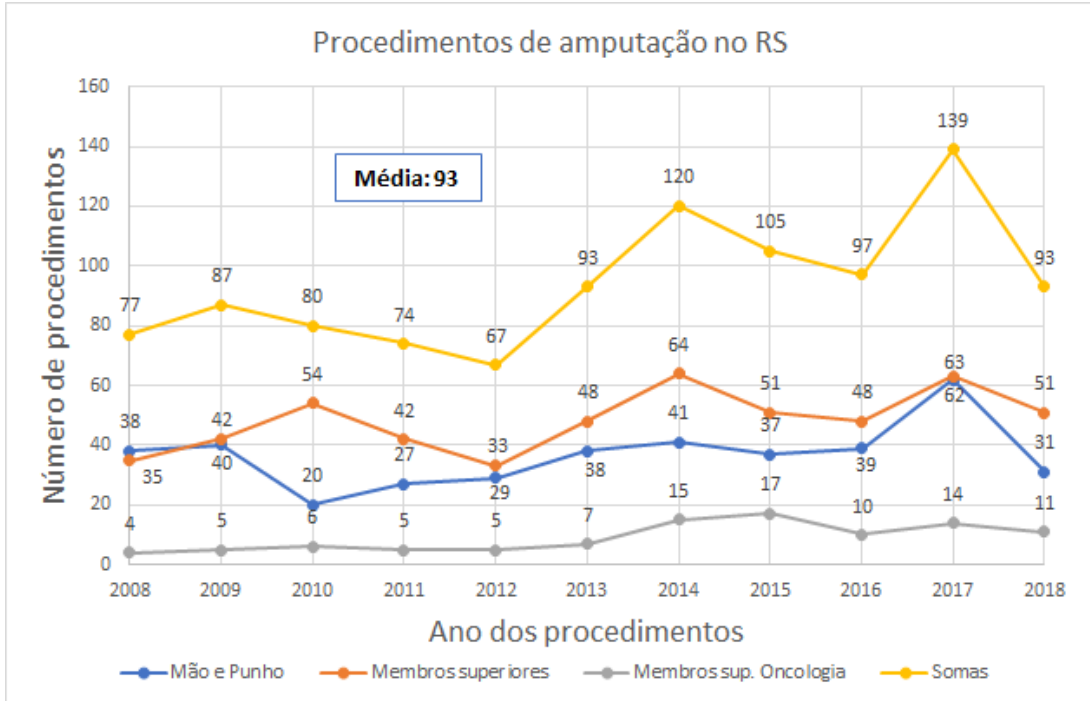


Figura 1.1 – Número de amputações realizadas no RS entre 2008 e 2018 [Fonte: DataSUS].

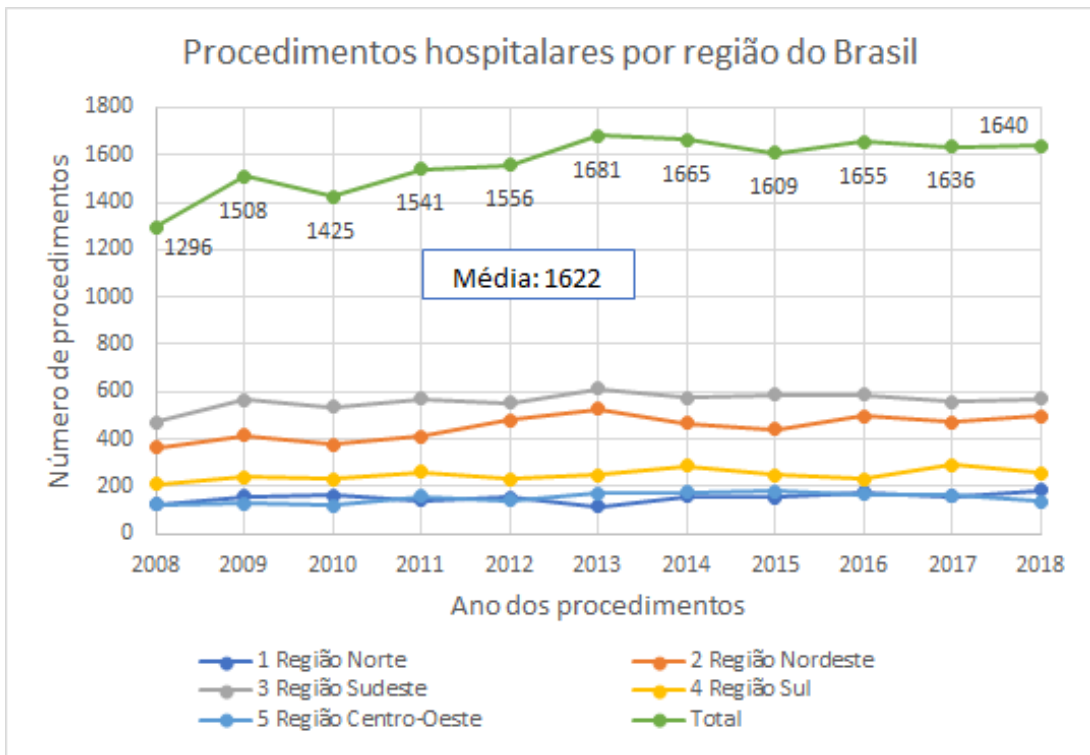


Figura 1.2 – Número de amputações realizadas no Brasil entre 2008 e 2018 [Fonte: DataSUS].

Observa-se pelos dados que o número de usuários de próteses de membro inferior é muito mais elevado que de membro superior. Como pode ser observado na Figura 1.3, tem-se um valor de 26360 procedimentos anuais médios no período entre 2008 e 2018. Além de uma maior incidência, a recuperação deste tipo de amputação tende a ser mais bem sucedida, mesmo em casos de pacientes com falta de um membro devido a malformação congênita, cujos valores de abandono da prótese, após 1 ano de uso, variam entre 11-22% [Lechler et al., 2018; Norvell et al., 2011] para membro inferior e 20-39% para membro superior [Biddiss e Chau, 2007b,a].

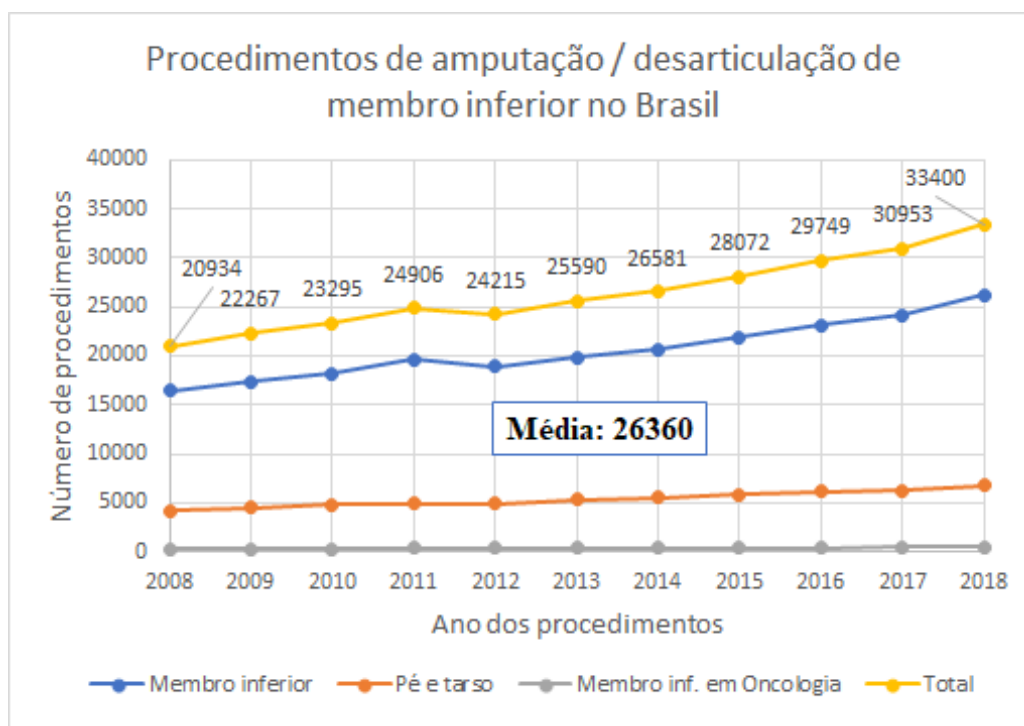


Figura 1.3 – Número de amputações e desarticulações de membro inferior no Brasil [Fonte: DATASUS].

De uma maneira geral, observa-se que, nos portadores de deficiência física por malformação congênita, há uma maior taxa de abandono no uso de próteses quando comparados com amputados por eventos traumáticos [Biddiss e Chau, 2007a]. Um possível motivo para tal seria a ausência de acompanhamento clínico ao longo do seu desenvolvimento corporal, quando o paciente compensa a sua falta deste(s) membro(s) com o uso dos remanescentes, tornando essa compensação em um hábito. Outro motivo é, simplesmente, o fato do paciente estar satisfeito com a condição de ausência de um membro. O tempo para iniciar os tratamentos de reabilitação exerce grande influência na taxa de

aceitação. Quando o tempo entre a amputação e o início do processo de reabilitação for pequeno, entre 3 e 6 meses após a amputação, há um aumento na taxa de aceitação da prótese (menor abandono) [Biddiss e Chau, 2007a]. Essas características de adesão à reabilitação foram confirmadas por protesistas de dois centros de reabilitação visitados pelo autor deste trabalho: a *Associação Canoense de Deficientes Físicos* (ACADEF), na cidade de Canoas, e a *Associação de Assistência à Criança Deficiente* (AACD), na cidade de Porto Alegre, no estado do Rio Grande do Sul, durante os anos de 2015 e 2018.

No Brasil, a maioria dos planos de saúde não cobre a aquisição de próteses para reabilitação de um amputado. Qualquer cidadão brasileiro pode solicitar, via o Sistema Único de Saúde (SUS), a aquisição de um equipamento que esteja de acordo com a tabela fornecida pelo Sistema de Gerenciamento da Tabela de Procedimentos, Medicamentos OPM do SUS (SIGTAP). Segundo este sistema, o menor valor pago para aquisição de uma prótese de membro inferior é de R\$ 2.641,00 para uma mão passiva com luva cosmética [SIGTAP, 2019b] e o maior valor encontrado é de R\$ 5.790,00 para um gancho funcional de acionamento por tirante [SIGTAP, 2019a]. Contudo, as instituições de Saúde vinculadas ao SUS têm dificuldades para adquirir equipamentos com os valores acima informados, pois os mesmos sofrem reajustes de preços que normalmente não acompanham as flutuações cambiais e de mercado. O SUS também não permite que o paciente complemente o valor de aquisição do equipamento. Dessa forma, se a prótese prescrita não pode ser adquirida em com os valores disponíveis no SUS, o paciente deve arcar com a totalidade dos seus custos com recursos próprios. Outra limitação é que, de modo geral, o SUS não fornece próteses de membro superior para crianças, devido a necessidade de trocas constantes, por conta do seu crescimento corporal.

Para adquirir uma prótese, um paciente deve consultar primeiramente um profissional médico especialista para obter uma prescrição médica. Em posse deste documento, o paciente deve procurar um hospital ou clínica que possua uma ala voltada para a protetização e realizar uma consulta com um técnico protesista que indica quais modelos e marcas são mais adequados à sua enfermidade. Posteriormente, a clínica solicita uma cotação para um representante comercial do fabricante de sua escolha. Devido a muitos intermediários, taxas de importação, flutuação cambial, comissão de vendas e número de unidades adquiridas, o preço de uma mesma prótese pode variar consideravelmente. Segundo um estudo publicado pelo Department of Veterans Affairs, [Blough et al., 2010],



dependendo no nível de amputação, uma prótese mioelétrica pode ter seu custo de aquisição entre US\$ 18.703,00 e US\$ 62.271,00, mas, segundo nota de 2015, a American Orthotic Prosthetic Association afirma que os custos deste tipo de equipamento encontram-se em uma faixa de US\$ 1.500,00 a US\$ 5.000,00 em território norte americano [AOPA, 2019]. Essas quantias são geralmente destinadas à duas empresas internacionais, que lideram um oligopólio do mercado de próteses, a alemã Otto Bock e a islandesa Össur. Apesar dos elevados custos de aquisição destes produtos, o lucro anual gerado fica abaixo de outros setores da indústria. Como exemplo, em abril de 2016 a Össur adquiriu a empresa Touch Bionics, detentora dos direitos de uma das primeiras mãos “biônicas” comercializadas *i-limb*, pelo valor de US\$ 40 milhões, e cujo tempo de desenvolvimento se estendeu por mais de uma década [Össur, 2019b]. Dessa forma, existem próteses de membro superior com desempenho mais próximo de uma mão biológica, mas tais soluções tecnológicas possuem um custo de aquisição elevado, por serem de tecnologias que exigem um maior investimento financeiro em pesquisa e desenvolvimento, com mão de obra bastante especializada e demanda de mercado restrita. Estes dados apontam uma limitação de interesse de investimento de capital privado no desenvolvimento dessa aplicação tecnológica para a solução de um problema que transcende um indivíduo, cuja limitação física lhe afasta do convívio social e do mercado de trabalho, e torna-se uma preocupação de saúde pública. Dessa forma, para que haja evolução dos atuais dispositivos protéticos com maior acesso pela população, há dependência de um esforço coletivo de entidades públicas das esferas de saúde e pesquisa científica universitária.

Segundo o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), o rendimento médio salarial mensal em Recife, Salvador, Rio de Janeiro, São Paulo e Porto Alegre foi de R\$ 2.227,50 [IBGE, 2019]. Considerando os valores informados do custo de aquisição de uma prótese de membro superior e da tabela de custos do SIGTAP, boa parte da população nacional depende do SUS como fonte de tratamento de enfermidades, em específico, como forma de obter uma prótese e seu tratamento posterior. Com os valores informados na tabela de custos, o único modelo de prótese possível de ser adquirido é do tipo “gancho”, com acionamento mecânico por tirante. Um exemplo deste tipo de prótese é o modelo Hosmer (Figura 1.4).

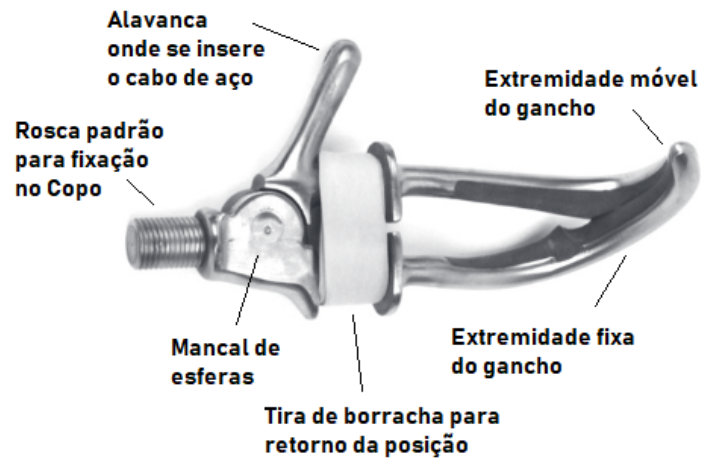


Figura 1.4 – Prótese de Gancho modelo 5XTi. [Fonte: Fillauer, 2011].

O acionamento de terminais protéticos por tirante exige movimento relativo com outra parte do corpo, de modo a tracionar um cabo atuador. As principais partes de uma prótese de membro superior estão descritas na Figura 1.5.

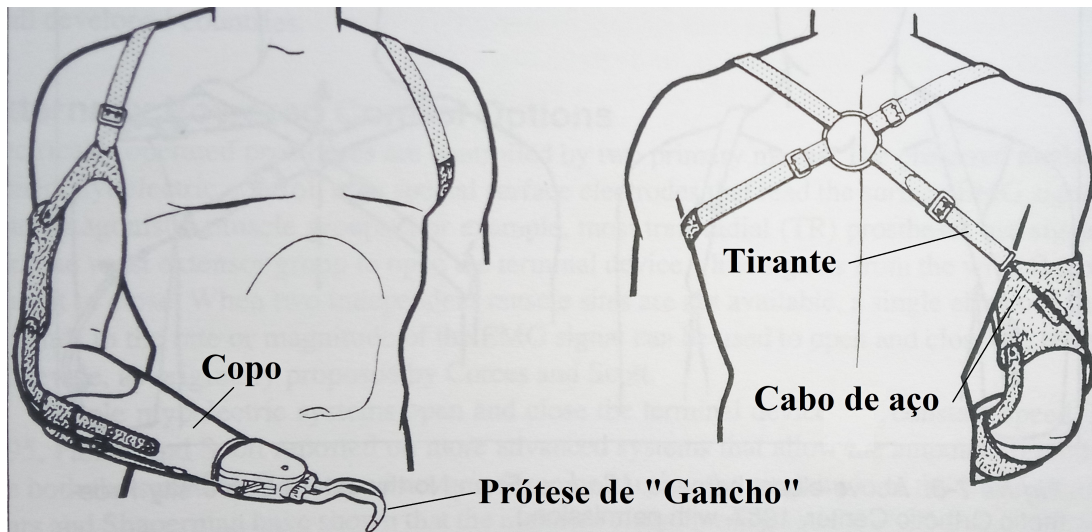


Figura 1.5 – Prótese de membro superior funcional de gancho com acionamento por tirante. [Fonte: Shurr et al., 2002].

O *Copo* é um molde de material acrílico no formato negativo do membro residual amputado, servindo de interface entre o membro e a prótese. O terminal da prótese é fixo ao Copo por meio de uma rosca de tamanho padrão para cada fabricante ou pelo uso de meios adesivos permanentes. Um cabo, normalmente de aço, é unido à extremidade de uma tira de tecido presa às costas do usuário, chamada de Tirante, e sua outra extremidade

é presa na parte móvel do terminal (Figura 1.5). Ao encolher o ombro, o Tirante é tracionado, assim como o cabo de aço, abrindo ou fechando o mecanismo com um controle direto do usuário, cujo o retorno à posição original é efetuado por uma mola ou tira de borracha de resistência variável. Este método de acionamento é empregado há décadas e tem como vantagem permitir um aprendizado da sua operação mais rápido por parte do usuário, quando comparado a outras próteses de acionamento eletrônico [Shurr et al., 2002]. Este controle também permite que o usuário perceba a “resistência” de um objeto quando agarrado, dosando melhor a força empregada para diferentes resistências ou pesos. Este método de acionamento só permite o controle de 1 Grau de Liberdade e a repetição do movimento de compensação do lado oposto do corpo pode gerar dores musculares, após um longo período de uso [Burger e Vidmar, 2016].

Com a redução de custos de aquisição e operação de equipamentos de manufatura aditiva, as próteses mecânicas sofreram modificações consideráveis em seu design e funcionamento. Por exemplo, nos trabalhos de Kunkel et al., 2019 e Bina et al., 2020, os autores desenvolveram um prótese de membro superior com acionamento pelo movimento do cotovelo, sendo também possível adaptar para acionamento pelo punho. Um exemplo desse tipo de prótese de mão é apresentado na Figura 1.6.



Figura 1.6 – Prótese de membro superior fabricada por manufatura aditiva. [Fonte: Bina et al., 2020]

Projetos como os da Figura 1.6 são, geralmente, desenvolvidos com contribuição de diversos autores, que se organizam em forma de comunidades e, usualmente, compar-

tilham o seu trabalho sob a legislação da licença livre “*Creative Commons*”. Essa licença permite a qualquer pessoa ou empresa a fabricação, comercialização e alteração dos objetos licenciados. Isso permite que comunidades como a “*Enabling the Future*” (que no Brasil atua através do grupo *Mao3D*) possam organizar voluntários para colaborar na criação de próteses, sua fabricação e posterior distribuição em um modelo *Business to Consumer(B2C)*, cuja tradução livre seria “Empresa para Cliente”, ou seja, a prótese é entregue diretamente para o seu usuário, idealmente sobre a tutela de uma equipe formada por profissionais de reabilitação. Próteses como as mencionadas possuem um custo de fabricação ou aquisição muito inferior à próteses como a da Figura 1.4, o que é especialmente vantajoso para o uso em pacientes crianças, já que o seu crescimento corporal exige trocas constantes de próteses por modelos maiores. As limitações de tais próteses são diretamente ligadas ao seu processo de fabricação, o tipo e qualidade do material utilizado e as habilidades de quem a fabricou. Poucas empresas adotaram esse tipo de prótese como produto de vendas. O caso mais bem sucedido até o momento é da empresa inglesa *Open Bionics*, que comercializa uma versão de acionamento por atuadores elétricos e é a primeira empresa da Europa a obter as certificações necessárias para a comercialização deste tipo de equipamento. Atualmente no Brasil, a Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA) permite que esse tipo de prótese seja fabricada e doada, como no formato proposto pelo grupo *Mao3D*, mas ainda não permite a sua comercialização.

Como mencionado anteriormente, outra opção de acionamento é o motorizado, com controle eletrônico baseado em sinais de EMG. Com este método, é possível programar diferentes comandos para um mesmo sinal de entrada, ou separar diferentes entradas para grupos musculares distintos. Na EMG, o eletrodo que capta o sinal de ação muscular deve estar em contato com a pele, cuja resistividade do contato dependerá de diversos fatores, tais como: umidade da pele; quão firme o eletrodo está fixo na mesma; presença de pelos; uso de produtos tais como cremes, perfumes e protetores-solares, etc. Logo, todos estes fatores alteram, por consequência, o sinal capturado. Além disso, fatores biológicos como tonicidade muscular e fadiga também diminuem a intensidade do sinal capturado, gerando falhas no acionamento do mecanismo. Como o Coto que prende a prótese ao coto é geralmente produzido em policarbonato, sua forma é rígida e não acompanha alterações da dimensão do Coto provenientes de inchaços, alteração de peso e crescimento pela idade, o que pode levar a uma perda de contato entre o eletrodo de EMG e a pele

e, conseqüentemente, a falhas de comando. Para garantir um bom contato, tais eletrodos sempre são pressionados contra a pele com o uso de molas ou borrachas, o que, ao longo de algumas horas, pode causar desconforto e irritação local. Mesmo enfrentando estes problemas, a EMG ainda é a forma dominante de acionamento das próteses mioelétricas atualmente comercializadas, e permite o emprego de terminais com forma mais complexa que um simples gancho [Bock, 2019b; Össur, 2019a].

Mais recentemente surgiram as chamadas *Próteses Biônicas*, que consistem de terminais que se assemelham a mãos humanas, compostas por cinco dedos que se movimentam de forma independente e permitem a reprodução de movimentos básicos de modo mais semelhante a mão (Figura 1.7). Neste tipo de prótese, conforme detalhado mais adiante, na Seção 2.4, o comando de acionamento continua sendo de 1 grau de liberdade, mas permite que o usuário troque a posição de agarre pretendido por meio de diferentes sequências de acionamento muscular. Por exemplo, se o sensor de EMG for fixado nos músculos anteriores do antebraço, por meio de uma contração longa, a prótese é comandada para fechar; uma contração curta e uma longa para abrir a prótese e duas contrações curtas para trocar a posição desejada. A sequencia exata de contração e seu tempo podem ser programadas pelo técnico protesista junto com o paciente, de acordo com a sua necessidade.

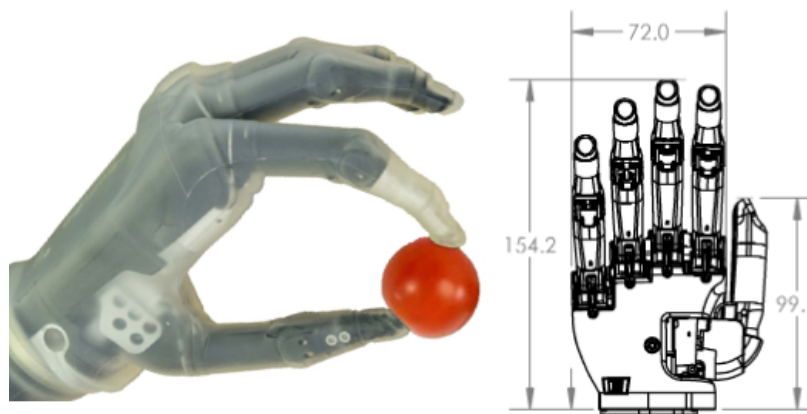


Figura 1.7 – Prótese biônica iLimb da empresa TouchBionics by Össur. [Adaptado de: Össur, 2019a].

As próteses comerciais disponíveis atualmente utilizam motores elétricos de corrente contínua como atuador [Belter et al., 2013]. Esta escolha exclusiva existe, não somente por um único fator, mas sim, por uma combinação de vantagens, das quais se

destacam: uma gama elevada de opções com disponibilidade comercial, que contemplam diferentes parâmetros de operação, geometria de instalação e opções de transmissão; fonte de energia elétrica na forma de células de carga portáteis e recarregáveis (baterias); elevada eficiência energética; e facilidade de controle, através de uma relação linear entre potencial elétrico fornecido e torque gerado [Bishop, 2007]. Como principal desvantagem, essa família de atuadores apresenta baixa relação, tanto entre sua massa e a potência gerada, assim como o volume ocupado pela sua geometria e a potência gerada. Como estas propriedades são críticas em projeto de próteses de membro superior, existe a possibilidade de melhoria ao empregar-se atuadores de diferentes naturezas, como por exemplo, atuadores hidráulicos que utilizem fluido de trabalho incompressível, tal como óleo mineral, como meio de transmissão de energia [Ogata, 2010]. Este fluido é mantido em um reservatório com pressão positiva, por meio de uma bomba hidráulica, e é utilizado para movimentação de um pistão, que por sua vez movimenta uma massa fixa ao mesmo. A posição deste pistão é regulada pela variação do fluxo e sentido do fluido, por meio de uma válvula reguladora de pressão, e conduzido entre seus componentes, através de mangueiras flexíveis [Bishop, 2007; Ogata, 2010]. Estes atuadores possuem elevada relação de massa pela potência transmitida, além de uma maior facilidade de controle de sua rigidez. Contudo, operam em pressões geralmente elevadas, o que, conseqüentemente, gera maiores tensões nos elementos físicos do seu sistema, além de vazamentos nos pontos de união [Controzzi et al., 2014]. Além disso, são poucas as soluções comercialmente disponíveis de válvulas, bombas e reservatórios capazes de suportar tais pressões, cujas dimensões permanecem aceitáveis para o emprego em próteses. Em decorrência destes fatos, são poucos os projetos que empregam esse tipo de atuador, sendo o mais bem sucedido realizado por Gaiser et al., 2009, mas sem atualizações desde o ano de sua publicação.

Atuadores pneumáticos se assemelham aos hidráulicos, no que se refere aos tipos de elementos que compõem o seu sistema, mas diferentemente, utiliza ar comprimido como fluido de trabalho [Bishop, 2007; Ogata, 2010; McDonell, 1996]. A relação da sua massa com a potência gerada é superior à atuadores eletromecânicos e inferior à sistemas hidráulicos [Controzzi et al., 2014], contudo, comparado a estes sistemas, possui componentes de dimensão inferior disponíveis no mercado, assim como uma menor pressão de trabalho se comparado ao hidráulico. A natureza compressiva do ar torna este tipo de sistema amigável para a manipulação de objetos delicados, o que permite uma interação

entre humanos se forma mais segura. Em contrapartida, esta flexibilidade gera um sistema mais complexo, na forma de sistemas de controle não lineares Sobczyk, 2009. Outra categoria de atuador com potencial para emprego em dispositivos protéticos são os atuadores com materiais de Liga de Memória de Forma (*Shape Memory Alloy - SMA*). Estes atuadores possuem formato de fio metálico flexível, que ao ser sofrer ação de uma força externa, sofre um alongamento do seu comprimento, na direção desta força. As propriedades de sua microestrutura permitem que, ao aquecer este fio, por meio da aplicação de uma corrente elétrica, há um retorno ao seu comprimento original indeformado, o que por sua vez, gera uma força sobre uma carga fixa em sua extremidade. Estes atuadores são extremamente compactos e leves, mas possuem um tempo de resposta elevado e grande consumo de energia, reflexo da sua baixa eficiência energética [Pons et al., 2004; Price et al., 2007; Gao et al., 2015]. Uma análise mais completa sobre atuadores de diferentes tipos de acionamento está descrita na Seção 2.9.3.

Pelo fato de que nem todos os terminais que emulam o funcionamento de uma mão humana serem destinados à protetização, a pesquisa nesta área de conhecimento possui grande enfoque em manipuladores robóticos de aplicação industrial e, no campo da robótica, a taxonomia da mão é estudada há décadas na tentativa de ser reproduzida em máquinas para aplicações diversas, em substituição de mão de obra humana. Um exemplo deste tipo de manipulador robótico é o Dexterous Hand da empresa ShadowHand (Figura 1.8)

Este manipulador tem aplicação focada em robótica industrial e pode ser operado tanto por telemetria, como com movimentos pré-programados. Possui 20 graus de liberdade, sensores de força e pressão na ponta dos dedos e atuadores do tipo Músculo Artificial Pneumático (PAM) ou Músculo Artificial de McKibben [Shadow, 2019]. Este músculo foi desenvolvido por Joseph Laws McKibben diretamente para aplicação em reabilitação, tendo como foco a sua filha, paralisada em decorrência de complicações de poliomielite. Este atuador é formado por uma mangueira cilíndrica envolvida por uma tela de Aramida e opera sob pressão de ar comprimido. Quando este fluido é direcionado para o interior da mangueira, há uma expansão do seu diâmetro e uma redução do seu comprimento. Dessa forma, é possível exercer força de forma controlada sobre uma carga fixa em uma das extremidades do atuador PAM [Hannaford, 1996]. Em decorrência da compressibilidade do fluido de trabalho, quando aplicada força externa no mecanismo mo-



Figura 1.8 – Manipulador Dexterous Hand [Fonte: Shadow, 2019].

vimentado pelo PAM, o mesmo apresenta baixa rigidez, cedendo a esta força. Isto permite que o mecanismo absorva impactos e diminua as chances de danificar o objeto, com o qual interage, ou o próprio mecanismo. Como fonte de energia para este sistema, é necessário um reservatório de gás pressurizado, usualmente  $CO_2$ . Para relaxar o músculo artificial, o gás armazenado em seu interior é liberado para a atmosfera, desativando a sua atuação. Para o retorno do mecanismo a sua posição original, é usual utilizar um elemento passivo, como uma mola, ou um outro PAM em configuração antagonista (movimento contrário).

Além da configuração do hardware de um manipulador, outro ponto importante a ser considerado é o fenômeno de contato. Segundo Belter et al., 2013, a força necessária para segurar um objeto é de difícil predição. Ela depende do coeficiente de atrito entre a superfície do dedo e o objeto, o número de pontos de contato, a posição destes contatos, além da geometria do objeto e de suas propriedades de massa. Dessa forma, mecanismos com mais graus de liberdade são capazes de aplicar mais pontos de contato com a superfície do objeto que se deseja segurar. Assim, a menos que uma prótese de garra possua exatamente o contorno de objeto, com o qual está em contato, um terminal no formato de mão humana garante uma melhor adequação a contornos variados (maior adaptabilidade). Por isso, a reprodução da morfologia da mão tem-se mostrado um cami-



nho promissor neste campo, já que sua funcionalidade já é atestada pelo seu desempenho na natureza. Contudo, um mecanismo com maior adaptação de forma exige um número maior de graus de liberdade, o que aumenta a sua complexidade de fabricação, montagem e controle. Para contornar esta situação, geralmente há um compromisso entre complexidade de forma e função que resulta em uma redução do número de graus de liberdade destes equipamentos [Controzzi et al., 2014]. Uma descrição mais aprofundada da anatomia da mão humana, das configurações das próteses comerciais e os mecanismos representantes dos seus dedos está presente nas primeiras seções do Capítulo 2.

Além do posicionamento dos dedos, a força exercida sobre o objeto é de primordial importância. Se a mesma for muito baixa, o objeto escorrega, se muito intensa, ele pode ser danificado. A principal força desenvolvida neste evento, é a força normal de contato entre a superfície do dígito do dedo e o objeto. Assim, se o coeficiente atrito entre os dois materiais for muito baixo, o objeto pode escorregar mesmo que a força normal seja significativa. É desejado, portanto, que seja possível medir a força tangencial à superfície de contato. O estudo desta medição é classificado como Sensoriamento Táctil e os tipos de sensores mais utilizados nesta prática estão listados mais adiante na Seção 2.9.1. É previsto o uso de sensores capazes de captar as grandezas envolvidas no evento de contato na prótese desenvolvida. Sua instalação é realizada na extremidade de um ou mais dígitos dos dedos que compõem a mão da prótese e, retornam a informação da força como comparativo ao ser utilizado no laço de controle, garantindo assim, que a força gerada durante a preensão de um objeto está de acordo com a desejada para esta atividade.

Em concordância com as informações apresentadas anteriormente, a Seção 1.2 combina as necessidades evolutivas das próteses disponíveis atualmente, os possíveis caminhos para tais evoluções e a forma proposta por esta Tese para contribuir para o avanço dessa área de conhecimento.

## **1.1 Justificativa**

Ao analisar as opções de próteses de membro superior comercialmente disponíveis no mercado, percebe-se limitações quanto as suas funcionalidades e capacidade de restituir os movimentos perdidos com a amputação ou ausência do membro substituído. Algumas das limitações mencionadas são: incapacidade de realizar todos os tipos de preensão de

uma mão humana; massa mal distribuída, com consequente percepção de peso excessivo por parte do usuário e surgimento de dores musculares em outras partes do corpo; presença de ruído ou aspecto antinatural da forma ou comportamento; autonomia energética para longos períodos de uso.

## 1.2 Objetivo principal do trabalho

Para endereçar estas limitações e aprimorar os dispositivos existentes, foram identificadas as seguintes áreas passíveis de melhoria: (I) modificar a configuração do mecanismo representante dos dedos que compõem uma prótese, aumentando a sua adaptabilidade à objetos de formas variadas; (II) explorar o uso de atuadores de diferentes naturezas para o acionamento de suas partes; (III) uso de métodos de controle robustos e precisos, adaptados para o tipo de atuador selecionado; (IV) incorporação de sensoriamento tátil capaz de detectar a força aplicada; (V) interface entre o usuário e a sua prótese, de modo que a mesma execute exatamente o comando desejado, de forma programada e no momento solicitado. Considerando-se a infra-estrutura disponível e a experiência profissional dos envolvidos no suporte a este trabalho, três dessas áreas foram abordadas diretamente: (I), (II) e (III).

Dessa forma, o objetivo principal desse trabalho é o estudo de viabilidade técnica de ampliação do número de graus de liberdade utilizados no mecanismo representante do dedo humano, focado aos dedos Polegar e Indicador, acionados de forma independente por atuadores do tipo Músculo Pneumático Artificial, controlados por meio de técnica de controle precisa para a finalidade dessa classe de manipuladores.

## 1.3 Objetivos específicos

- Comparação de configuração de mecanismos representantes do movimento dos dedos em próteses e manipuladores robóticos, os tipos de atuadores mais utilizados e as técnicas de controle empregadas nos mesmos;
- Definição dos requisitos de projeto em uma prótese de membro superior;
- Com base nos dados levantados, propor um mecanismo representante de um dedo humano, seu atuador e sua forma de transmissão de potência;

- Equacionamento analítico dos comportamentos cinemático e dinâmico do mecanismo;
- Escolha de controlador adequado para controle de trajetória e força;
- Simulação computacional do controle do sistema;
- Realização de experimentos práticos e comparação com os dados simulados;

#### 1.4 Metodologia

Para atingir os objetivos propostos, o presente trabalho inicia com uma revisão bibliográfica que abrange trabalhos nas áreas de tecnologia assistiva de próteses de membro superior e manipuladores robóticos. São incorporados trabalhos históricos que contribuíram para o avanço na área e trabalhos recentes, cujos resultados visam cobrir lacunas do conhecimento. São apreciadas diferentes características que, em conjunto, compõem um sistema completo de uma prótese de membro superior, tais como: mecanismo representante dos dedos, elementos atuadores responsáveis pelo movimento e suas respectivas técnicas de controle.

Com base nos resultados relatados na revisão bibliográfica, são utilizadas as representações matemáticas mais adequadas desses componentes na aplicação do mecanismo do presente trabalho. São consideradas adequadas as representações matemáticas que, ou já são consolidadas para aplicações em robóticas ou que apresentem resultados de desempenho superiores. No caso de identificação de possibilidades de melhoria nas teorias utilizadas, são propostas modificações, cuja contribuição enriqueça o campo científico.

Para avaliação do desempenho das representações matemáticas utilizadas e, também, para designar os ganhos referentes às leis de controle aplicadas, são realizadas simulações em ambiente computacional, utilizando softwares, cujo desempenho é reconhecido para aplicações industriais. São simulados mecanismos que representem os dedos polegar e indicador em uma configuração genérica, que é facilmente extrapolada para os demais dedos ou outras configurações estruturais.

Por fim, é proposto um experimento prático de bancada com configuração simplificada, de modo similar aos trabalhos analisados na revisão bibliográfica. A simplificação abrange o menor número de graus de liberdade possível, de forma a isolar os efeitos

de acelerações proveniente de múltiplos graus de liberdade, o que garante a análise do desempenho do atuador escolhido e seu respectivo controlador.

Este trabalho está organizado da seguinte maneira: no Capítulo 2 é descrita a revisão bibliográfica realizada, contendo o estado da arte de próteses de membro superior e manipuladores robóticos antropomórficos, sua forma de atuação e sensoriamento tátil; no Capítulo 3 são apresentados os modelos teóricos matemáticos da dinâmica do manipulador, da força estática gerada por atuadores do tipo PAM, da dinâmica da servoválvula proporcional e a inversão da função de vazão mássica em função do sinal de controle; no Capítulo 4 é descrito um experimento para obtenção dos mapas de força estática de atuadores do tipo PAM e suas propriedades constitutivas; no Capítulo 5 são descritos os métodos de controle clássicos para sistemas robóticos e uma versão expandida para atuadores pneumáticos tipo PAM; no Capítulo 6 são apresentadas simulações computacionais de seguimento de trajetória para sistemas com 1, 2 e 3 graus de liberdade; no Capítulo 7 são apresentados os resultados experimentais para um sistema de 1 grau de liberdade e; no Capítulo 8 são apresentadas as conclusões do trabalho.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, apresentam-se as informações mais relevantes encontradas na bibliografia acerca do tema desta proposta de trabalho. Na Seção 2.1 é apresentada a nomenclatura dos ossos, das juntas e dos movimentos da mão humana. Na Seção 2.2, a classificação dos padrões de posicionamento da mão, chamadas “preensões”, são separados em grupos. Posteriormente, são apresentados os tipos de próteses comerciais disponíveis atualmente (Seção 2.3), assim como suas versões biônicas mais avançadas. Para compreender melhor os tipos de mecanismos utilizados em dedos de próteses biônicas, os mesmos são descritos na Seção 2.4, com suas técnicas de controle apresentadas na Seção 2.5. Na Seção 2.6 são apresentadas pesquisas de manipuladores antropomórficos operados por telemetria com elevado número de graus de liberdade e diferentes tipos de atuadores. Com base em estudos prévios, na Seção 2.7 são delimitados os requisitos mínimos de projeto para o desenvolvimento de uma prótese de membro superior. Na Seção 2.8 são apresentadas as possíveis configurações cinemáticas de um mecanismo representante dos dedos que compõem a prótese. A Seção 2.9 descreve os principais elementos de uma prótese, separados em subseções: Subseção 2.9.1 descreve a forma de obtenção de informação de acionamento por sinais de Eletromiografia (EMG) e classifica os tipos usuais de sensores presentes no sensoramento táctil; finalmente, a Subseção 2.9.3 apresenta os principais tipos de atuadores utilizados em próteses de membro superior e suas características de operação. Adicionalmente são abordadas duas alternativas menos usuais, como as Ligas de Memória de Forma (SMA) na Subseção 2.9.4 e os Músculos Pneumáticos Artificiais (PAM) na Subseção 2.9.5, cujos benefícios trazem vantagens frente aos demais.

### 2.1 Anatomia da mão humana

A anatomia da mão humana é composta de 19 ossos longos e 8 ossos curtos, localizados na base do punho, que interagem entre si através de juntas cartilaginosas que diminuem o atrito entre as partes [Netter, 2015]. O movimento dos ossos é realizado pela contração de músculos fixados no tecido ósseo através de tendões. Na Figura 2.1 são nomeados e numerados alguns pontos chave da anatomia da mão humana, como o número dos dedos e suas as principais juntas (Figura 2.1).

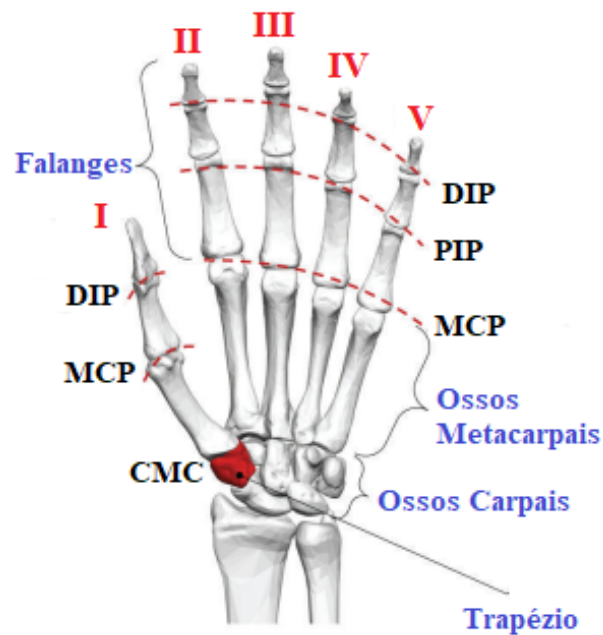


Figura 2.1 – Ossos e articulações humanas [Adaptado de: Xu e Todorov, 2016].

Na Figura 2.1 os números romanos enumeram os dedos segundo sua nomenclatura anatômica: I) Polegar; II) Indicador; III) Médio; IV) Anelar e V) Mínimo. Cada dedo possui três ossos compondo as falanges, exceto o polegar que é formado por somente duas. Os ossos da palma são chamados metacarpais e possuem menor capacidade de movimento se comparado com as falanges, mas são dotados de uma pequena liberdade de movimento, o que possibilita a palma da mão assumir contornos que melhor se encaixem a objetos segurados [Xu e Todorov, 2016]. Os ossos do punho são os ossos carpais, possuindo menor comprimento, configuração compactada e são responsáveis por absorver as forças de impacto entre a mão e o antebraço. As articulações que unem as falanges por meio de tendões criam juntas, cuja abreviação segue a nomenclatura inglesa para melhor conformidade com as fontes da bibliografia. As juntas são nomeadas em inglês e português da seguinte forma [Netter, 2015]:

- **DIP** (Distal Interphalangeal) - Articulação Interfalângica Distal;
- **PIP** (Proximal Interphalangeal) - Articulação Interfalângica Proximal;
- **MCP** (Metacarpophalangeal) - Articulação Metacarpofalângica;
- **CMC** (Carpometacarpal) - Articulação Carpometacarpal

O nome dos movimentos globais realizados pela mão são indicados na Figura 2.2, mas nem sempre os manipuladores robóticos são concebidos para reproduzir todos esses movimentos. Terminais robóticos antropomórficos tendem a ser concebidos com o maior número de graus de liberdade possíveis, e geralmente executam movimentos de Abdução/Adução dos dedos, quando os mesmos se afastam ou se aproximam lateralmente entre si. Por outro lado, as próteses biônicas são projetadas, de modo a reduzirem a complexidade dos seus mecanismos, eliminando graus de liberdade difíceis de serem controlados pelos usuários. Logo, geralmente realizam somente os movimentos de extensão e flexão dos dedos e do punho, sendo este último de forma manual. Ademais somente o polegar possui uma junta dedicada para adução e abdução com um atuador dedicado para tal ou com posicionamento passivo. Os demais dedos não são capazes de realizar este movimento.

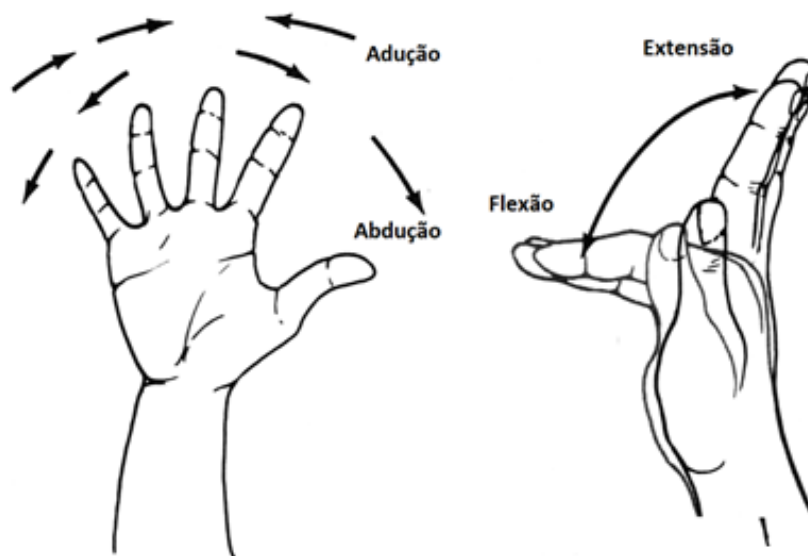


Figura 2.2 – Nomenclatura dos movimentos da mão [Fonte: Hamilton et al., 2011].

## 2.2 Tipos de preensão

A característica geométrica dos ossos e a inserção dos músculos proporcionam uma adaptação da mão humana à diferentes formas e ferramentas. O trabalho de Cutkosky, 1989 é bastante referenciado em trabalhos com manipuladores antropomórficos. Nele, o autor catalogou diversas posturas da mão humana acompanhando as atividades laborais de operadores de máquinas e expandiu as categorias de preensão estabelecidas previamente por Napier, 1956. Desta classificação surgiu a chamada Taxonomia da Mão, utilizada em

todos os trabalhos de manipuladores antropomórficos desde então. O objetivo do trabalho era servir como um guia para o desenvolvimento de futuras tecnologias aplicadas à manipuladores robóticos em formato de mão antropomórfica. O resultado desta catalogação está ilustrado na Figura 2.3.

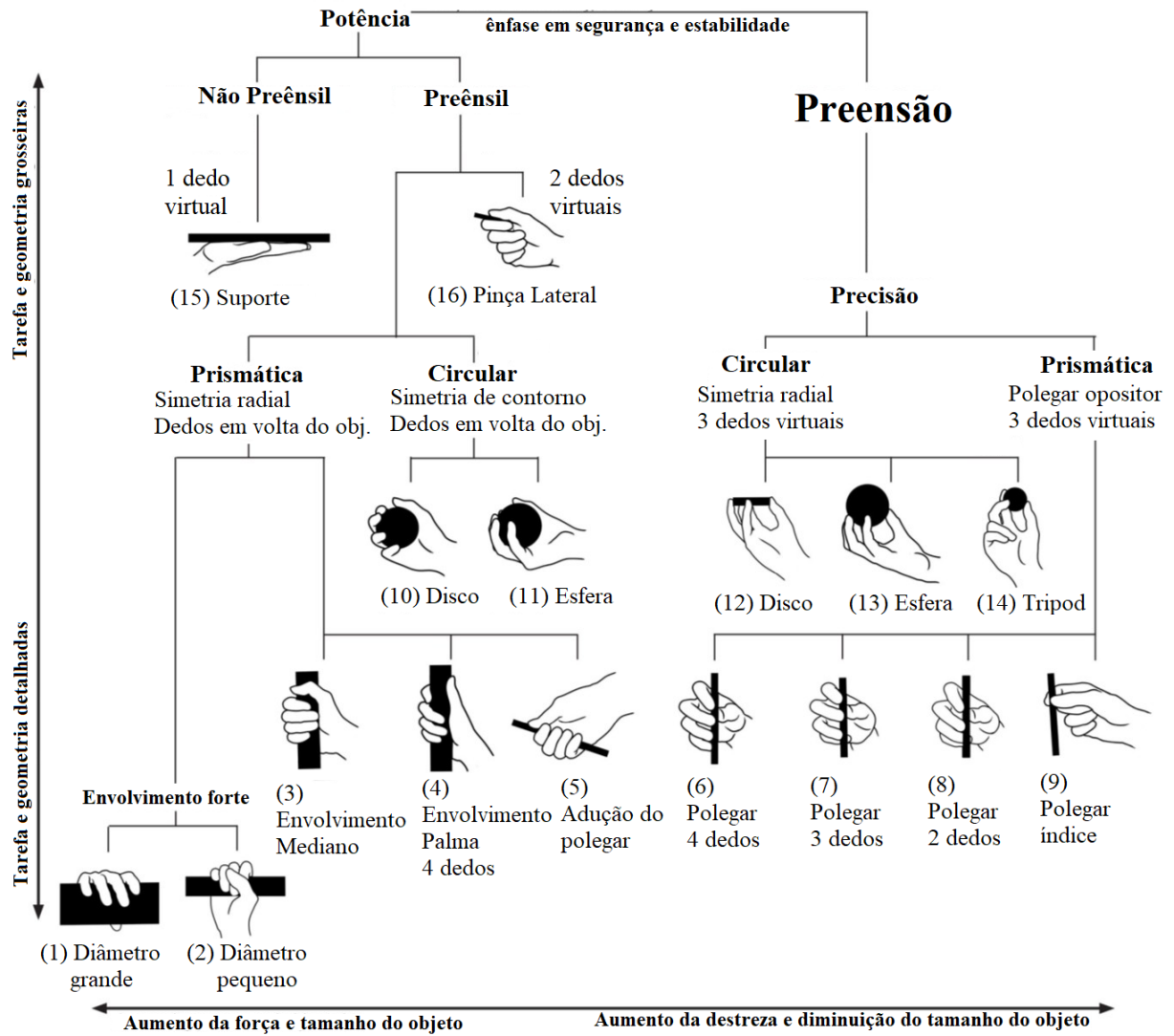


Figura 2.3 – Taxonomia da mão [Adaptado de: Cutkosky, 1989].

Na preensão de força, o torque sobre as juntas é elevado e aplica grande força sobre o objeto pressionado, mas a posição dos dedos não exige destreza na manipulação do objeto. Como exemplos de atividades, podem-se citar: segurar uma maleta, um prato em um restaurante, uma maçaneta de porta, prender uma chave entre o polegar e o dedo indicador para abrir uma fechadura, etc. Na preensão de precisão, esta relação se inverte, sendo que objetos pequenos ou delicados são manipulados com baixa força de contato



(torque nas juntas), mas com elevada destreza de manipulação, pelo uso da ponta dos dedos. Como exemplos de atividades, são citados: pegar uma moeda sobre uma superfície, segurar uma bola com três dedos, clicar um botão de mouse de computador, etc.

As categorias propostas na Figura 2.3 podem sofrer pequenas variações, atingindo, segundo Feix et al., 2013, um total de 33 possíveis posturas. Uma prótese ideal seria capaz de realizar todas estas preensões, mas limitações de construção do mecanismo e seu controle tornam esta idealização atualmente impossível. No estudo realizado por Bullock et al., 2013 acompanhou-se quatro indivíduos, dois realizaram atividades domésticas como atividade profissional e dois operadores de máquinas, sendo analisada a frequência e o tipo de preensão mais utilizados por estas pessoas ao longo do intervalo de um dia de atividades. Durante 80% do período do experimento, os indivíduos que exerciam atividades domésticas realizaram somente 5 tipos de preensão. Já os operadores de máquinas realizaram 10 tipos de preensão. Dessa forma, é possível limitar a versatilidade de uma prótese em favorecimento de uma simplificação de conceito. Esta decisão reflete positivamente na sua construção, gasto energético, massa e controle.

### 2.3 Próteses comerciais de membro superior

As próteses de membro superior comercializadas podem ser divididas em *estéticas*, *funcionais mecânicas* e *funcionais eletrônicas*. A Figura 2.4 ilustra as principais partes de uma prótese funcional eletrônica. Para uma prótese de membro superior, o mecanismo dos dedos se refere ao sistema mecânico que interage com o ambiente durante a preensão de objetos. O atuador é o elemento que aplica força sobre o mecanismo, de modo que este realiza o movimento previsto promovendo a força estática necessária para agarrar e sustentar um objeto. O “Copo” é uma estrutura fabricada sob medida para o paciente, a qual é fixada sobre o coto e tem a finalidade de fixar todos os componentes da prótese. O “punho” pode ser fixo ou móvel, o que permite diferentes empunhaduras. Em próteses antropomórficas, os terminais manipuladores da prótese têm o formato de dedos humanos, os quais se destacam o dedo indicador e polegar, cujos mecanismos são foco do presente trabalho. Para próteses funcionais eletrônicas, o copo aloja um conjunto de sensores de EMG, que permanecem (idealmente) sempre em contato com a pele do paciente, cujos sinais elétricos acionam os comandos da prótese. Esses comandos são interpretados e controlados pelo microcontrolador e todo o sistema é alimentado por uma bateria (geralmente

removível).

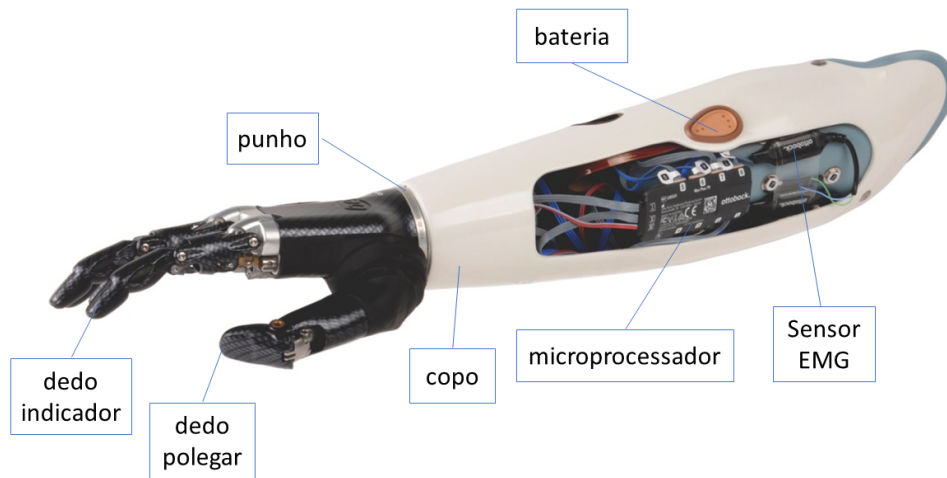


Figura 2.4 – Componentes de uma prótese eletrônica [Adaptado de: Ottobock, 2021].

As próteses estéticas não são capazes de realizar nenhuma preensão e são utilizadas somente para substituir visualmente o membro faltante e para restabelecer o contrapeso, garantindo uma simetria de distribuição de massa em torno do eixo sagital do corpo. As próteses funcionais mecânicas, geralmente assumem geometria de um gancho ou terminal similar, como o apresentado no capítulo anterior na Figura 1.4 e são operadas com tirantes como ilustrado na Figura 1.5. Essas próteses também podem assumir a forma de mãos, com mecanismos subatuados e acionados pelo movimento do pulso ou cotovelo, conforme ilustrado na Figura 1.6. Já, as próteses funcionais eletrônicas tem seu movimento acionado por motores de corrente contínua e comandos fornecidos pelo usuário através de sinais de EMG. Um exemplo desta categoria é o modelo Variplus da empresa Otto Bock (Figura 2.5).

O movimento dos dedos da Variplus é muito semelhante ao do gancho de uma prótese mecânica. Em sua configuração básica, os dedos abrem e fecham de acordo com o tempo de contração capturado pelos sensores de EMG, não havendo, desta forma, nenhum retorno para o usuário quando a força de preensão é aplicada. Por consequência, o operador com frequência pode ter o receio de danificar o objeto a ser segurado ou a própria prótese, dependendo de uma resposta visual e de experiência de uso para dosar esta força. Há uma versão disponível do modelo com um sensor de força em seu polegar, que garante preensão sem deformação do objeto ou escorregamento do mesmo, recorrendo a um aumento do custo de aquisição do dispositivo. Neste modelo, há um motor CC



Figura 2.5 – Prótese eletrônica Variplus [Fonte: Bock, 2019b].

posicionado à frente da junta do pulso, acionando os dedos por uma alavanca em uma configuração de mecanismo de quatro barras. Opcionalmente, o usuário pode revestir a prótese com uma capa estética para esconder o mecanismo e o proteger da água e poeira. Esta capa geralmente é fabricada em silicone e tende a gastar com a abrasão ou a se manchar permanentemente ao longo do seu uso, necessitando de troca a cada 2 ou 3 meses.

Existem no mercado próteses não antropomórficas com função semelhante a anterior, como o modelo “Greifer” da empresa Ottobock (Figura 2.6). Neste modelo, um motor DC regula a abertura do gancho, realizando preensões de força. Pequenas pinças na sua parte mais distal (a mais distante da junta de união) permitem preensões de precisão com algum grau de destreza.



Figura 2.6 – Prótese eletrônica Greifer [Fonte: Bock, 2019b].

A escolha por próteses estéticas, mecânicas ou mioelétricas depende do tipo de

aplicação, o grau de reabilitação do usuário, seu poder aquisitivo e preferência pessoal [Belter e Dollar, 2011; Zheng et al., 2019]. Próteses mecânicas geralmente possuem o formato de gancho, contudo, este desenho foge da geometria de uma mão real e o número de tipos de preensão que consegue realizar será sempre limitado pelo seu movimento simples e de 1 grau de liberdade. Para se aproximar da versatilidade da mão humana e ampliar o número de preensões realizáveis por um terminal protético, com o tempo surgiram propostas de novas configurações de próteses que imitassem a mão humana, tanto estética como funcionalmente. Esta aproximação é realizada pela adição de dedos, com movimento e controle independente entre si, com características de um mecanismo de cadeia cinemática aberta, o que o dota de maior capacidade de adaptação a diferentes contornos. Esses mecanismos se baseiam na estrutura da anatomia humana e, portanto, são nomeados “antropomórficos”. Baseado nas diretrizes propostas por Cutkosky, 1989, empresas como Touchbionics, RSL Steeper, Vincent Systems e Ottobock, desenvolveram próteses antropomórficas nomeadas por cada empresa, respectivamente de i-Limb, Bebionic, Vincent Hand e Michelangelo. A Figura 2.7 ilustra cada um destes projetos.

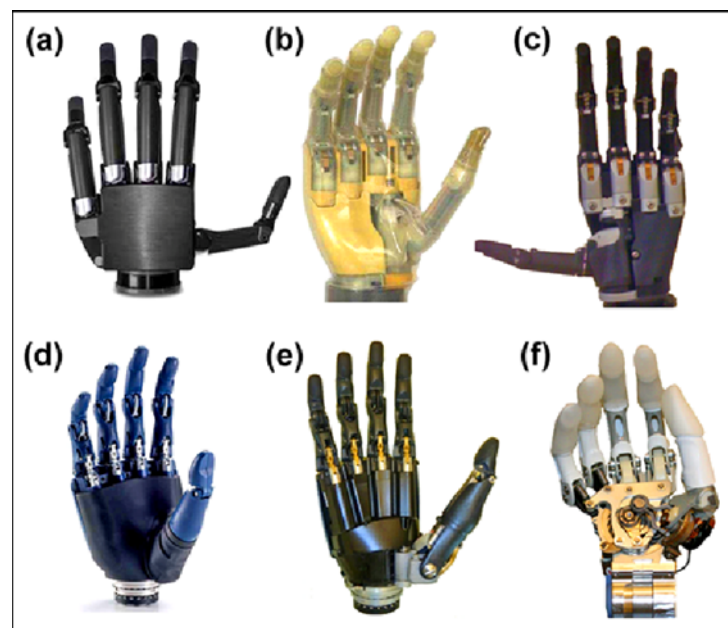


Figura 2.7 – Mãos antropomórficas “biônicas”. (a) Vincent Hand (Vincent Systems); (b) i-limb (Touchbionics); (c) i-limb Pulse (Touchbionics); (d) Bebionic (RSL Steeper); (e) Bebionic V.2 (RSL Steeper); (f) Michelangelo (Ottobock). [Fonte: Belter et al., 2013].

## 2.4 Mecanismo dos dedos das próteses biônicas

O principal elemento que diferencia uma prótese biônica de outro modelo mioelétrico, como a Variplus, é o uso de um mecanismo representante de dedo, dotado de alguma forma de controle táctil. Dessa forma, faz-se necessária a análise construtiva de tais mecanismos presentes em diferentes modelos de prótese biônicas. No trabalho de revisão do estado da arte realizado por Belter et al., 2013, praticamente todas as próteses possuem um número de juntas maior que o de atuadores. As próteses Bebionic, i-limb e Vincent, possuem 5 atuadores para controlar a flexão e extensão de cada um dos 5 dedos. Já, o movimento de realocação do eixo do polegar em função do eixo axial da mão é feito manualmente pelo usuário, sem um atuador dedicado. A presença de um dedo polegar opositor em uma prótese é muito importante, pois o polegar é responsável por aproximadamente 40% da funcionalidade da mão humana [Ouellette et al., 1992]. Esta relação desigual de número de atuadores com o de juntas é explicado pelo seu acoplamento mecânico ou eletrônico em cada dedo. A Figura 2.8 mostra um desenho esquemático da geometria de cada dedo das principais próteses comerciais comentadas.

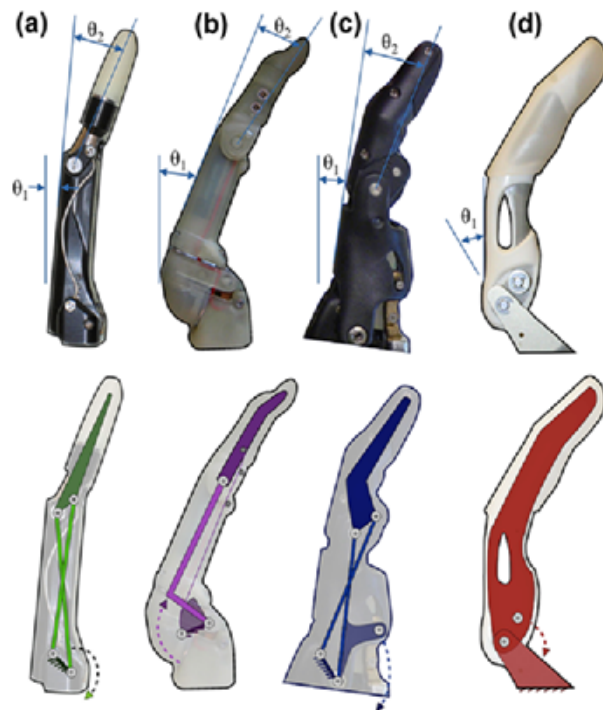


Figura 2.8 – Geometria do mecanismo dos principais dedos comerciais. (a) Vincent Hand; (b) i-Limb; (c) Bebionic; (d) Michelangelo. [Fonte: Belter et al., 2013].

De acordo com os mecanismos apresentados na Figura 2.8, em todos os modelos, a junta DIP é fixa em um ângulo de aproximadamente  $20^\circ$  em função da junta PIP. Já, o movimento da junta PIP está acoplado com o da junta MCP. Praticamente todas as geometrias dos dedos das próteses biônicas se comportam como um mecanismo tradicional de quatro-barras, onde duas barras se cruzam. O mecanismo possui somente 1 grau de liberdade, o qual é movimentado por um atuador. Esse movimento gera uma rotação em torno da sua junta fixa MCP e produz um movimento rotativo de mesma direção para as juntas PIP e DIP. Belter et al., 2013, mediram a posição da junta PIP em função da MCP com o uso de câmeras de captura de movimento com processamento por meio de pacote computacional do Matlab. Os resultados destes dados estão dispostos em forma gráfica na Figura 2.9. Em todos os casos, os valores computados para a relação de PIP/MCP são similares aos encontrados em uma mão humana. No caso desta última, contudo, o valor de tal relação de ângulo varia em função da geometria do objeto agarrado [Ingram et al., 2008].

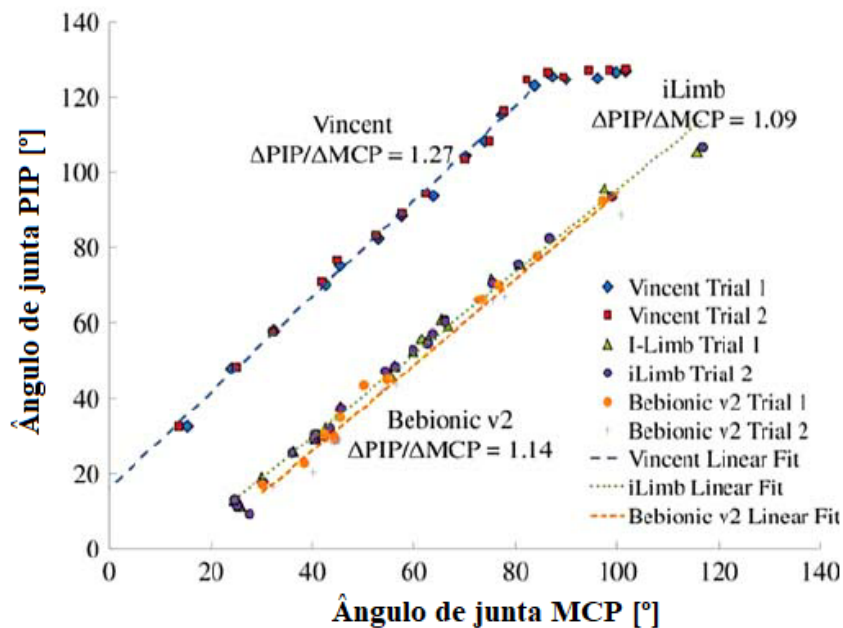


Figura 2.9 – Gráfico da posição angular da junta MCP vs. Junta PIP. [Fonte: Belter et al., 2013].

## 2.5 Técnicas de controle de mãos biônicas

Embora existam variações consideráveis de geometria, acionamento e acoplamento de atuadores nas próteses analisadas, a maioria dos modelos pesquisados possui um atuador por dedo, cuja junta DIP é fixa e a PIP é acoplada com a MCP de forma passiva, conforme ilustrado na Figura 2.8. O acionamento é realizado por motores de corrente contínua, acionados por variação do sinal *Pulse with Modulation* (PWM) e modulados de acordo com a corrente fornecida ao motor. Existe uma memória de posição dos dedos para diferentes preensões e há a possibilidade de controle gradual da velocidade de abertura e fechamento dos dedos pelo usuário. O controlador é responsável por dosar a corrente quando o objeto é agarrado, mas nem sempre existe um monitoramento direto da força aplicada, nem da detecção de escorregamento do objeto em relação à superfície dos dedos [Gill et al., 2010].

A fim de melhor compreender as formas de detecção de eventos de contato, a dosagem da sua força, as soluções construtivas e o modelo do controle de posição dos dedos de próteses comerciais, foi realizado um estudo dos registros de invenção em bancos de patentes. Um dos modelos encontrados, o dedo da prótese i-Limb da empresa Touch Bionics, está descrito na patente Gill et al., 2010, cuja representação é ilustrada na Figura 2.10. Segundo os dados presentes nesta patente e, seguindo a numeração proposta na mesma, o contato ou comando acionado pelo usuário acontece através de um sensor (15) que emite um sinal (14) para o motor (7). Este motor movimenta rotacionalmente as engrenagens cônicas (10) e (11), as quais estão acopladas à rosca sem-fim (13). Esta rosca se movimenta em torno da engrenagem fixa (5), e, este movimento faz todo o dedo girar em torno de (8) no sentido de (24). Uma corda ou correia de comprimento fixo (18) é tracionada quando o movimento de flexão ocorre. Seu contato com os dentes da peça (20) mantém a força de tração, que por sua vez flexiona a junta PIP (17). Um elemento de mola (22) mantém uma resistência contra o movimento executado. Ao inverter o sentido de giro do motor, o dedo volta a sua posição de repouso.

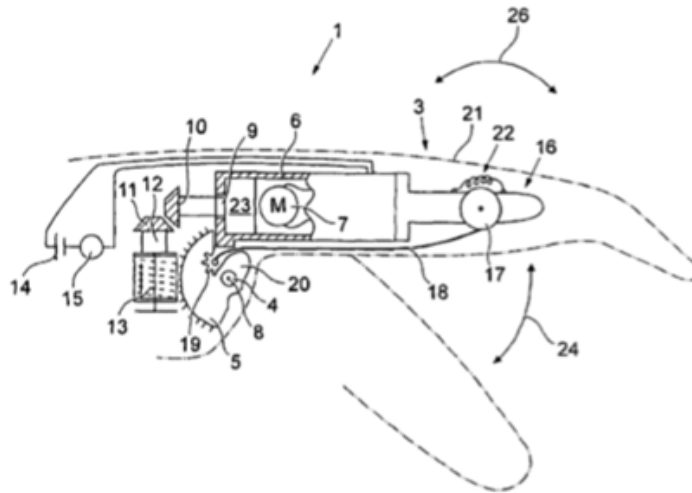


Figura 2.10 – Mecanismo do dedo da prótese i-Limb. [Fonte: Gill et al., 2010].

Segundo Gill et al., 2010, um sensor tipo encoder ou potenciômetro é utilizado para medir a posição angular do motor e permite o posicionamento específico de cada junta, dependendo da preensão que se deseja reproduzir. A ação de controle aplicada ao motor é um sinal PWM sobre o potencial elétrico fornecido pela bateria. Além de posicionar o dedo de forma a seguir uma trajetória definida, o sistema evita a sobrecarga do motor quando a superfície do dedo entra em contato com um objeto, pois, ao iniciar este contato, o dedo sofre uma força de reação contrária ao seu movimento, e a intensidade da corrente elétrica fornecida ao motor aumenta. Quando este aumento ultrapassa um valor máximo, que varia de acordo com a força desejada para uma preensão específica, o controlador adiciona uma pausa entre sinais de PWM, o que resulta em um valor constante de corrente elétrica fornecida. O uso de um sistema de transmissão por parafuso de rosca sem fim, representado pelos itens 13 e 5 na Figura 2.10, impede que o sistema ceda à força de reação gerada pelo contato, desde que esta não ultrapasse a força tangencial entre os dentes da engrenagem, sendo esta uma característica deste tipo de transmissão [Budynas e Nisbett, 2010]. Para alterar entre abertura e fechamento de uma prótese que utiliza este sistema, o usuário deve fornecer um novo sinal de entrada, via contração muscular (EMG), para indicar ao controlador o desejo de estender os dedos e liberar o objeto. Desta forma, o motor (7) alterna o seu sentido, diminui a tensão sobre a correia (18) e o dedo retorna a sua posição estendida com o auxílio da mola (22). Seguindo esta tendência, as demais próteses biônicas utilizam o mesmo princípio de controle, conforme informado na



patente Lipsey e Sensinger, 2018.

Todos os trabalhos previamente descritos utilizam mecanismos com juntas flexíveis. Tais juntas já são estudadas no âmbito da robótica e são caracterizados pela análise da rigidez das juntas de movimento, quando submetidas a uma força externa. Uma forma de contornar o desvio de posição da junta decorrente desta carga, consiste do uso da técnica de controle conhecida como *Torque Calculado* ou *Torque Computado*, proposto no trabalho pioneiro de Slotine e Li, 1991, com resultados bastante satisfatórios quando há interação de robôs com o seu entorno (eventos de contato). Essa técnica é amplamente utilizada em teorias de controle moderno e se baseia, simplificadamente, da seguinte premissa: conhecidos os tamanhos dos elos de um robô e suas propriedades inerciais, é possível calcular o torque necessário a ser aplicado por um atuador sobre suas juntas, de forma a reduzir os erros de posicionamento de uma trajetória desejada, de modo que, o método por Torque Computado é análogo à dinâmica inversa do sistema, com o emprego de realimentação da informação do torque real gerado Slotine e Li, 1991.

Atualmente, diversas aplicações se valem da metodologia baseada no controle por Torque Computado, para controlar robôs com juntas flexíveis, como Kostarigka et al., 2013, onde é proposta uma teoria de controle para tais robôs sem o conhecimento dos seus valores de rigidez. Yen et al., 2012, propõem um sistema de controle adaptativo baseado em redes neurais que não necessita de medição de velocidade, apenas de posição e corrente elétrica enviada para os atuadores das juntas robóticas. No trabalho de Ijspeert, 2008, o autor faz uma revisão de controladores de geração de locomoção para robôs de morfologia baseada em exemplares de animais. Em Or, 2010, o autor reconhece a popularidade de robôs bípedes e propõe um sistema de controle para um robô com espinha flexível. Em Nanos e Papadopoulos, 2015, são desenvolvidas as equações dinâmicas de um sistema de controle para manipuladores robóticos espaciais, sujeitos a vibrações em suas juntas flexíveis.

Adicionalmente, outros trabalhos, utilizando do método de controle por Torque Computado, foram realizados por este grupo de pesquisa da universidade. Em Sobczyk, 2009, o autor aborda o problema de controle de seguimento de trajetória de um servoposicionador pneumático, utilizando o método de controle não linear em cascata, associado à técnica de controle a estrutura variável, além de compensação adaptativa dos efeitos do atrito e de forças externas. Os resultados experimentais obtidos resultaram em bene-

fício ao seguimento de trajetória se comparada a um controlador proporcional, contudo, constatou-se uma maior sensibilidade do sistema controlado à ruído proveniente da instrumentação. No trabalho de Sarmanho, 2014, foi desenvolvido um robô de 5 graus de liberdade acionado por sistema pneumático controlado através da técnica de Torque Computado, que conjunto com um esquema de compensação explícita por atrito, reduz os erros de trajetória de seguimento. Já, Schlüter, 2018, utilizou dessa metodologia no controle não linear de um robô tipo SCARA, composto por dois atuadores rotativos e um prismático de acionamento pneumático com compensação explícita de atrito, obtendo resultados superiores à controladores sem compensação de atrito ou com o uso de parâmetros fixos para tal. Borges, 2017 propôs um modelo não linear para controle de trajetória aplicado à um atuador hidráulico, utilizando linearização por realimentação de estados no sistema hidráulico e a lei de controle proposta por Slotine e Li, 1991, com compensação de atrito, no sistema mecânico, associado à um controle em cascata, cujas funções analíticas são obtidas através do uso de redes neurais.

O projeto do algoritmo de controle depende fortemente de outros fatores envolvidos no projeto da prótese, tais como: configurações cinemáticas de seus mecanismos; tipos de sensores utilizados para o sensoriamento táctil e as possibilidades de atuação com sistemas de diferentes naturezas. As seções subsequentes detalham cada um destes pontos, e ao seu final, é proposta uma abordagem de modelagem e controle desse sistema.

## **2.6 Manipuladores antropomórficos operados por telemetria**

Efetuadores robóticos possuem geometria determinada pelo tipo de manipulação a ser executada pelo mesmo e usualmente sua aparência em nada se assemelha a mão humana. Entretanto, conforme já comentado, a fim de manipular objetos de diferentes formas e permitir o uso de ferramentas projetadas para operação por mãos humanas, novos projetos de efetuadores foram realizados com inspiração direta em sua contraparte biológica, criando manipuladores em sua semelhança estética e comportamental. Efetuadores robóticos que utilizam dessa premissa são chamados de antropomórficos [Morecki et al., 1980; Lovchik e Diftler, 1999; Goger et al., 2009; Belter e Dollar, 2011; Xu et al., 2012; Belter et al., 2013; Feix et al., 2013; Xu e Todorov, 2016] e são o principal foco de pesquisa na área e concentrando os maiores avanços técnicos, tanto em sua configuração e construção, como no seu acionamento e forma de controle.

Estes mecanismos são usualmente instalados em robôs industriais de cadeia aberta, cuja precisão e repetibilidade de trajetória são os fatores mais importantes em sua aplicação, e estes, são sensíveis à adição de massa em sua extremidade mais distante. Contudo, pelo fato de tais robôs serem confinados em um espaço físico de trabalho, não há uma grande limitação de projeto, tais como: uso de compressores de grande proporção e potência; capacidade de processamento de dados e gasto computacional utilizando uma unidade de Controlador Lógico Programável (CLP); e disponibilidade ilimitada de uma fonte de energia externa. Contudo, quando o destino do uso de tal tecnologia tem como foco dispositivos protéticos, restrições de projeto, tais como volume e massa, são acentuadas e, além disso, surgem grandes limitações quanto a forma, geração, distribuição e disponibilidade de energia de trabalho. Sistemas com fluídos de trabalho necessitam de unidades portáteis de compressão, armazenamento e regulação de pressão e sistemas elétricos devem limitar o volume físico ocupado e energia gasta. Além disso, os métodos de controle devem possuir cálculos capazes de serem realizados por unidades de processamento de pequeno porte, energeticamente eficientes e, cuja capacidade de processamento seja capaz de apresentar soluções dentro do tempo adequado de resposta do sistema. Tendo ciência dessas limitações, projetos de próteses antropomórficas podem se beneficiar dos avanços já realizados por efetadores robóticos, desde que tais soluções sejam adaptadas às limitações impostas.

Um dos projetos sobre este tema mais referenciados nas revisões bibliográficas de manipuladores antropomórficos é um trabalho conjunto entre o Center for Engineering Design da Universidade de Utah e o Artificial Intelligence Laboratory do Massachusetts Institute of Technology [Jacobsen et al., 1986]. Com o objetivo principal de criar uma plataforma de ensino, foram estudados parâmetros de projeto que permitissem o estudo de conceitos básicos de teoria de manipulação e sensoramento tátil em uma plataforma adaptável com enfoque em performance, confiabilidade e economia (Figura 2.11 (a)). As interações entre os protótipos desenvolvidos ao longo do trabalho resultaram em uma terceira interação - na época de publicação - no formato de um manipulador de três dedos, acionado por 32 atuadores pneumáticos cilíndricos, com transmissão por tendões e polias em uma configuração antagonista controlada por válvulas de controle de pressão (Figura 2.11 (b)).

Cada dedo possui quatro juntas rotativas, capaz de operar em uma frequência de

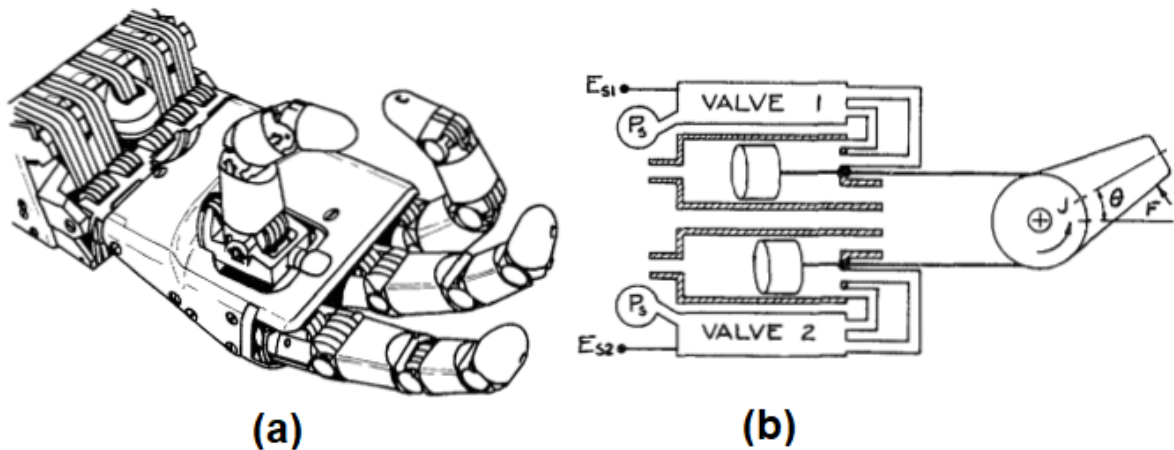


Figura 2.11 – Manipulador pneumático MIT [Adaptado de: Jacobsen et al., 1986].

10 Hz e exercer uma força de 31,14 N (7 libras) na sua ponta mais distal, além de um pulso que permite rotação em três eixos ortogonais. A escolha dos atuadores pneumáticos foi realizada com base na sua capacidade de ceder sob força externa, devido a compressibilidade do ar. Para ser capaz de acionar os dedos na frequência desejada, a massa dos mesmos deve ser baixa e a sua transmissão capaz de se acomodar em um volume pequeno. A escolha da transmissão por cabos (tendões) deu-se pelo fato de que os tendões possuem capacidade de seguir uma rota em curva com pequena perda de potência e permitem a instalação dos atuadores em outro ponto afastado da mão propriamente. Foi testado o uso de canais lubrificados contendo os tendões para redução de fricção, mas, ao final dos testes, a equipe optou pelo uso de polias.

Os tendões são compostos de diversos cabos de teflon revestidos por tecido trançado para sua proteção, garantindo uma vida útil de 6 milhões de ciclos, tendo sido montados em um jogo de polias com pré-tensão e capazes de monitorar a força exercida sobre os cabos e gerada pelos atuadores de forma independente, através do uso de *Strain Gauges*. Para o sensoriamento da posição angular de cada falange, foram cogitadas diferentes abordagens, como potenciometria, capacitância, sensoriamento óptico e magnético. O potenciômetro foi descartado pela susceptibilidade à sujeira e outros contaminantes, baixa confiabilidade e alto volume ocupado. Os sistemas capacitivos e ópticos da época se mostraram complexos, de resolução limitada, frágeis e com baixa confiabilidade. Os autores, então, optaram pelo uso de sensores de efeito Hall, por serem compactos, duráveis e lacrados, impedindo entrada de contaminantes, mas susceptíveis a interferências

eletromagnéticas externas.

Em outro projeto envolvendo manipuladores antropomórficos, para diminuir os riscos de exposição dos astronautas ao ambiente inóspito fora da Estação Internacional Espacial, em Atividades Extra-Veiculares, a National Aeronautics and Space Administration (NASA) iniciou, em meados dos anos 90, o projeto Robonaut, um robô com capacidades humanas de manipulação de ferramentas disponíveis na estação, previamente desenvolvidas para operações por humanos (Figura 2.12) [Lovchik e Diftler, 1999].

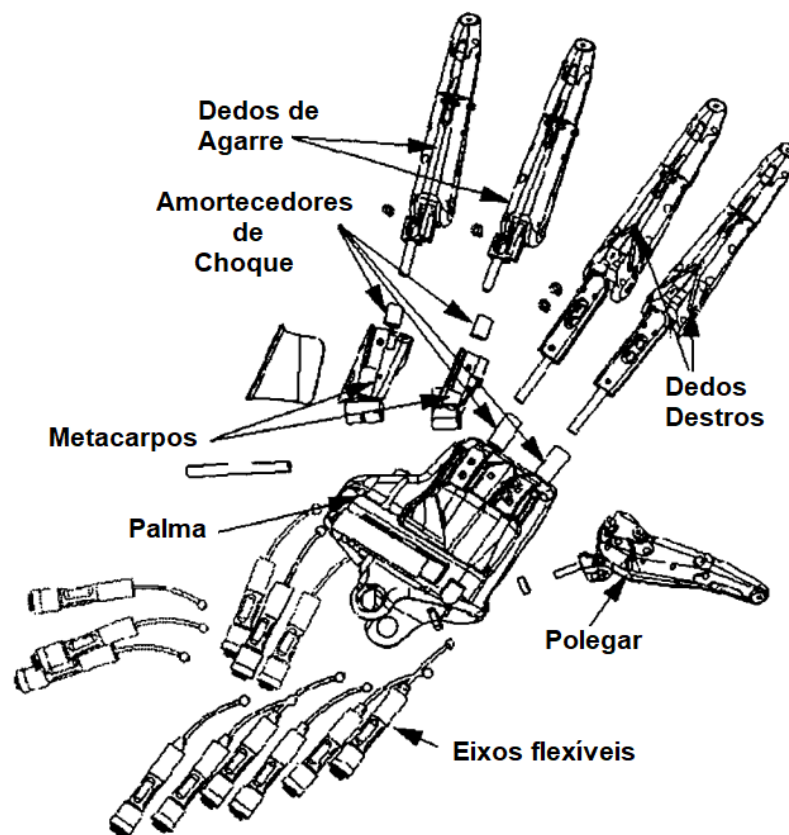


Figura 2.12 – Projeto Robonaut produzido pela NASA [Fonte: Lovchik e Diftler, 1999].

Nesse projeto, os dedos I-III foram denominados “Destros” e são responsáveis pelos diferentes tipos de preensão de precisão, enquanto os dedos IV e V foram nomeados dedos de “Agarre” para preensão de potência. Nos dedos Destros, as juntas MCP e PIP são acionadas de forma independente, enquanto a junta DIP é acoplada a PIP por um elo fixo, girando ambas sempre com mesmo valor angular, além de permitir o movimento de Adução/Abdução na junta MCP. Nos dedos de Agarre, o mecanismo é formado por 7 barras, cujas três juntas se movimentam com mesma angulação, simultaneamente. O

seu polegar possui 3 graus de liberdade de modo similar aos dedos destros e sua junta mais próxima da palma é instalada com um ângulo fixo, o que garante maior gama de possibilidades de posição de preensão. As bases dos dedos IV e V, na sua equivalência aos metacarpos, permitem flexão e extensão de modo independente, garantindo à palma da mão maior capacidade de conformação a objetos de diferentes formas. Os atuadores utilizados foram 14 motores de corrente contínua com transmissão por eixo flexível, com o movimento convertido de rotacional para linear por um fuso.

Os atuadores também foram montados de forma antagonista, o que permite uma maior frequência de operação, pois o atuador oposto ao movimento auxilia em seu freio e retorna de forma mais rápida em relação ao uso de somente um elemento elástico para retorno. Cada junta foi equipada com um sensor de posição absoluta, cada motor com um *encoder* incremental e cada fuso com uma célula de carga para prover *feedback* de força. Não foram utilizados sensores tácteis e o robô foi concebido para operar por telemetria, o que não impede a possibilidade de utilização de movimento autônomo para seu comando.

Similar ao projeto desenvolvido por Jacobsen et al., 1986, o Dexterous Hand (Figura 1.8) da empresa inglesa Shadow Robot Company ainda é um dos projetos mais bem sucedidos na área. Este manipulador robótico consolidou-se comercialmente e recebe continuamente melhorias em centros de pesquisa e educação. O manipulador utiliza de cabos acionados por atuadores para aplicar movimento nos dedos da mão antropomórfica e, segundo o fabricante, há a disponibilidade de diferentes configurações desse dispositivo: variação no número de dedos, tipos de sensoriamento táctil utilizado e acionamento por motores elétricos ou PAM. Também pode-se optar, dentro desta plataforma, por dois tipos de variável de interesse de controle: o posicionamento dos dedos em trajetória referência ou a força exercida pelos mesmos. Quando utilizado motores elétricos, a variável controlada é a diferença de potencial elétrico fornecido, que gera uma corrente elétrica, que por sua vez se transforma em torque aplicado no eixo. Este torque gera uma força de tração no cabo, que por sua vez aplica uma força linear no seu ponto de fixação e, por consequência, gera um torque nas juntas de união do mecanismo, criando, assim, o movimento rotativo dos elos (falange dos dedos).

No caso da utilização de atuador PAM, a variável de interesse continua sendo a posição ou força do dedo, já a variável controlada é a diferença de potencial elétrico aplicado sobre uma válvula proporcional, que gera um deslocamento linear de um eixo,

que por sua vez, libera a passagem de ar comprimido entre um reservatório e o PAM. Esta abertura, devido a diferença de pressão do fluido de trabalho (ar) entre o reservatório e o PAM, gera uma variação do fluxo que, ao migrar para o interior do PAM, o expande e reduz o seu comprimento, exercendo força linear sobre os tendões fixos em seus terminais que, por sua vez, aplicam força nas juntas do mecanismo da mesma forma que a anterior.

Como padrão, o fabricante utiliza controle PID voltado para estratégias de controle de posição, mas, através de uma plataforma de código aberto *ROS*, permite a troca por outros tipos de controladores para simulações computacionais e testes experimentais. Em se tratando dos modelos de sensoriamento disponíveis na configuração padrão, os mesmos incluem: um sensor de Efeito Hall para posição angular das juntas com resolução de 0,2 graus; sensores piezoelétricos na ponta dos dedos; sensor de força em cada par de tendões com resolução de 30 *mN*; sensores de temperatura e corrente no caso de motores elétricos ou de pressão em PAM [Shadow, 2019]. No site do fabricante, o mesmo afirma que o produto foi concebido para ser aplicado como manipulador robótico e que não há o interesse da empresa em adapta-lo para o uso em próteses.

No artigo, Xu e Todorov, 2016, afirmam que em toda prótese concebida, as estruturas anatômicas que devem ser reproduzidas são substituídas por mecanismos tradicionais, o que, intrinsecamente, adiciona alterações que resultam em movimentos que tendem a não reproduzir fielmente o movimento real de um membro humano. Com essa premissa, os autores fabricaram elos para a sua prótese com a mesma geometria anatômica dos ossos humanos. Os tendões foram reproduzidos por silicone emborrachado, cortado a laser nas dimensões reais e inseridos nos mesmos pontos que sua contraparte humana. O acionamento dos músculos utiliza servo motores com transmissão via cabos de Nylon. Os autores não criaram uma mão artificial para o uso protético, mas sim para uma análise generalizada de um mecanismo (manipulador) capaz de reproduzir anatomicamente mão humana, cuja forma é observada nas figuras 2.13 e 2.14.

Ainda, nesta pesquisa, um operador, usando uma luva composta de sensores de resistência variável por deformação, tem o movimento de sua mão capturado pela luva e transferido para o manipulador. A trajetória da ponta dos dedos foi monitorada utilizando técnica de videogametria e foram comparadas as posições desejadas com a obtidas. Os resultados qualitativos e quantitativos apresentam qualidade adequada de reprodução do movimento da mão, mesmo com o acoplamento de dois atuadores nos dedos anelar e

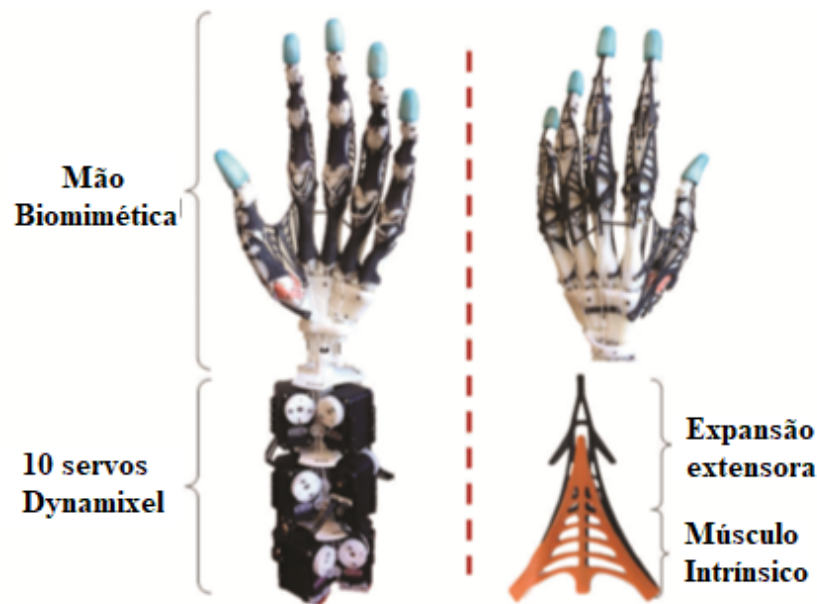


Figura 2.13 – Manipulador Biomimético [Adaptado de: Xu e Todorov, 2016].

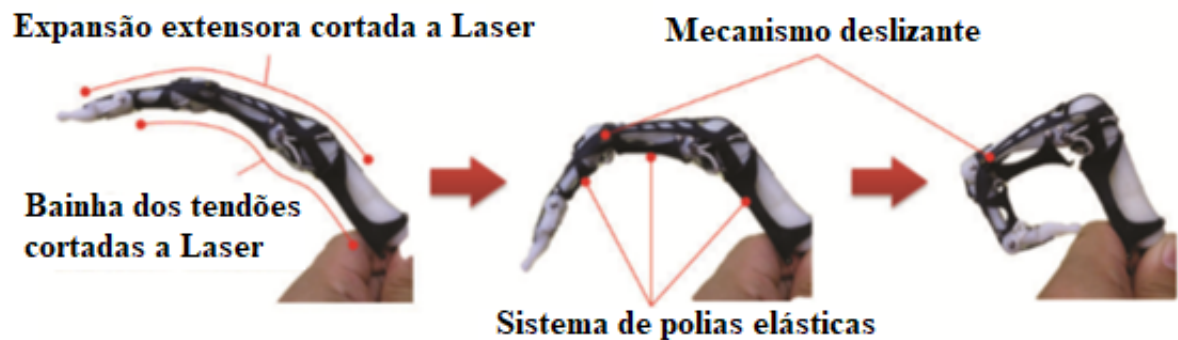


Figura 2.14 – Detalhes dos dedos biomiméticos [Adaptado de: Xu e Todorov, 2016].

mínimo.

A Tabela 2.1 resume as próteses de membro superior e os manipuladores robóticos apresentados neste trabalho. São apresentados o número de graus de liberdade (GdL) de cada equipamento e o número de atuadores utilizados. No caso de um número de graus de liberdade superior ao de atuadores, a prótese/manipulador é do tipo subatuado.

Mesmo que os projetos descritos nesta seção apresentem resultados muito satisfatórios no que concerne à fidelidade na emulação dos movimentos de uma mão humana, os mecanismos correspondentes são pesados e volumosos, possuindo mais graus de liberdade do que é possível controlar com base nos sinais EMG de um usuário de prótese. Assim,



Tabela 2.1 – Próteses de membro superior e manipuladores antropomórficos

Próteses Comerciais			
Modelo	GdL	Atuadores	Tipo
Variplus	2	1	E <sup>1</sup>
Greifer	2	1	E
Vincent Hand	6	6	B <sup>2</sup>
i-Limb	6	5	B
Bebionic	6	5	B
Michelangelo	2	2	B
Manipuladores robóticos			
Modelo	GdL	Atuadores	Tipo
Jacobsen	12	32	M <sup>3</sup>
Lovchik e diftler	19	38	M
Shadow	24	20	M
Xu e Todorov	16	10	M

<sup>1</sup> Prótese elétrica (E)

<sup>2</sup> Prótese biônica (B)

<sup>3</sup> Manipulador robótico (M)

comparadas aos manipuladores discutidos aqui, até mesmo as próteses comerciais mais sofisticadas do mercado apresentam configurações e controle consideravelmente simplificados, o que se reflete em pesos e custos menores, além de serem desenvolvidas para o acionamento por somente dois sensores de eletromiografia.

Manipuladores robóticos, apesar da similaridade física, diferem de próteses de membro superior em suas características construtivas e operacionais. Próteses possuem uma maior restrição de tamanho, massa, gasto energético, capacidade computacional e custo de aquisição e manutenção. A fim de delimitar quais características são desejadas e devem se tornar requisitos de projeto, foram revisados artigos que contém informações quantitativas sobre os valores ideais de propriedades encontradas em próteses de membro superior, tais como: massa máxima, força gerada pelos dedos, autonomia energética, número de elos e juntas, e seu número de graus de liberdade. Além disso, foram pesquisados os tipos de sensores utilizados no sensoriamento tátil de próteses e manipuladores robóticos; a forma de conversão de contração muscular para sinal de comando da prótese; e variações de acionamento regidas por diferentes fenômenos físicos.

## 2.7 Requisitos de projeto de uma prótese de membro superior

No trabalho de Belter et al., 2013, os autores compararam diversos modelos de próteses comerciais e de pesquisas acadêmicas, separando-os em critérios de massa, número de graus de liberdade de seus mecanismos, número de acionadores e força gerada por cada modelo em diferentes tipos de agarre. Os autores delimitam que a massa máxima que uma prótese deve possuir é de até 500 g, pois uma mão humana pesa aproximadamente 400g [Chandler et al., 1975]. Contudo, mesmo que uma prótese possua esse valor de massa, o usuário terá a sensação da mesma ser mais pesada que realmente é, devido à distribuição desigual da sua massa para porções ainda mais distantes do cotovelo e ombro [Pylatiuk et al., 2007]. Quando uma mão humana realiza um movimento de preensão, dos tipos de “Potência” e “Precisão”, a força exercida pode chegar a um valor médio entre 95,6 N e 400 N, respectivamente [Weir, 2005]. Por outro lado, Heckathrone, 1992, afirma que uma força de 68 N é suficiente para realizar qualquer Atividade de Vida Diária (AVD). Vinet et al., 1995, sugerem que uma prótese possua um valor mínimo de força exercida de 45 N para o seu uso prático. A Figura 2.15 apresenta os valores de massa de cada prótese em função da sua força média de preensão do tipo “Precisão”.

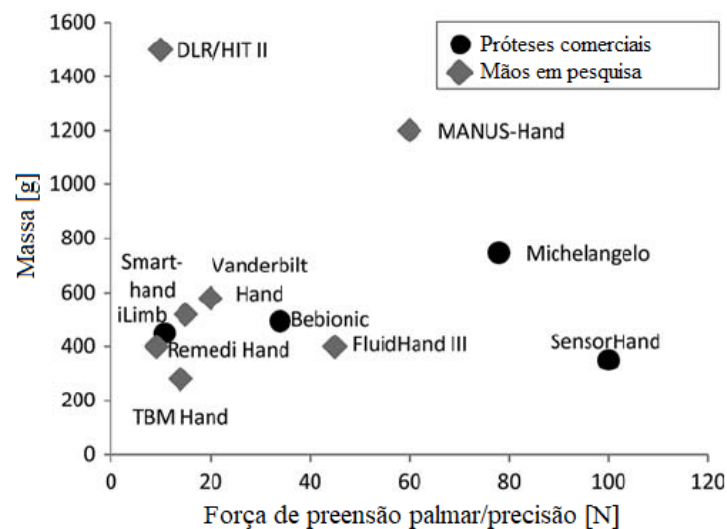


Figura 2.15 – Massa de próteses vs. força aplicada pelos dedos [Fonte: Belter et al., 2013].

Na Figura 2.15 é possível notar que as próteses Michelangelo e Sensorhand (uma versão da Variplus da Figura 2.5) são as que possuem a maior capacidade de exercer força

nas preensões do tipo palmar e de precisão. Vale salientar que a Michelangelo possui uma massa de quase 800 g e somente 2 graus de liberdade, um dos motores dedicado ao movimento do polegar, enquanto o outro move os quatro dedos restantes. A prótese Sensorhand possui unicamente 1 grau de liberdade, assim como a Variplus. Belter et al., 2013, afirmam que quanto maior o número de juntas e acionamentos, maior a quantidade de movimentos que a mão pode executar, mas menor será sua capacidade de aplicar força no agarre. Esta afirmação pode ser verificada por meio do gráfico da Figura 2.16.

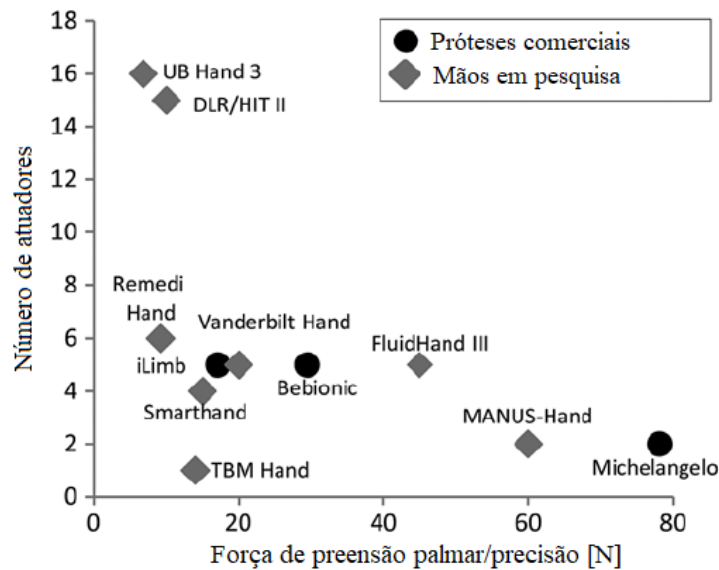


Figura 2.16 – Número de atuadores na prótese vs. força aplicada pelos dedos [Fonte: Belter et al., 2013].

A Figura 2.16 ilustra que a maioria dos modelos biônicos produzem força abaixo dos 45 N sugeridos, o que indica possibilidade de utilização apenas em atividades leves. A única prótese comercial que consegue superar este valor de força é o modelo Michelangelo, mas a sua massa é 60% maior que os seus concorrentes, e seu alto número de acoplamentos de juntas limita consideravelmente os movimentos possíveis de serem executados. Há, portanto, espaço para um modelo que consiga manter o mesmo número de atuadores que os modelos i-limb e Bebionic, mas que aumente consideravelmente a força aplicada a fim de ampliar sua usabilidade. Além disso, segundo o estudo de Pylatiuk et al., 2007 com usuários de próteses mioelétricas, 100% das mulheres, 76% dos homens e 50% das crianças consideram que o acionamento da sua prótese é lento. Apesar dos dedos humanos serem capazes de se movimentar com uma velocidade de  $2290^\circ/s$ , sugere-se que para

AVD uma velocidade entre  $172$  a  $220^\circ/s$  é suficiente [Weir, 2005]; [Heckathrone, 1992]. Em se tratando de próteses, Vinet et al., 1995 sugere que o tempo de  $0,8$  s é adequado para uma abertura ou fechamento total dos dedos. Já, Dechev et al., 2001, ampliam este intervalo para  $1-1,5$  s. Evidentemente, quando a prótese não possui autonomia de controle sobre a força de prensão mais adequada, o usuário deve inferir o momento de cessar o movimento, dependendo de uma resposta visual para tal. Neste caso, uma prótese com velocidade de abertura/fechamento elevada não é a mais indicada. Contudo, para sistemas em que a própria prótese finaliza o movimento, uma maior velocidade de acionamento permite mais agilidade de movimento para AVD. Segundo Bock, 2019a, a prótese biônica Bebionic demora  $0,5$  s para posicionar seus dedos em prensão de precisão circular “Tripod”, indicada na Figura 2.3 (14). No caso de prensão de potência de “Envolvimento mediano” (3) e “Pinça lateral” (16), o tempo de posicionamento aumenta para  $1,0$  s.

De acordo com Zheng et al., 2011, a mão humana utilizada como preferencial para executar atividades, chama de “dominante”, executa em média de  $2500$  a  $3000$  prensões em um período de  $8$  horas, mas, devido à grande perda de funcionalidade, uma prótese no mesmo intervalo de tempo é acionada cerca de  $120$  vezes, conforme relatado por [Sheridan e Lunteren, 1997]. Quanto à expectativa de tempo de funcionamento de uma prótese até sua substituição, Vinet et al., 1995, sugerem que o equipamento deva suportar pelo menos  $300.000$  ciclos antes da falha, o que resultaria em um período de  $6$  anos de uso.

Outro aspecto importante no projeto de manipuladores antropomórficos é o conhecimento do comportamento cinemático e cinético da mão real e quais as possíveis configurações de mecanismos capazes de realizar tal movimento. Apesar da mão humana possuir cinco dedos distintos, o seu formado é idêntico entre os dedos indicador e mínimo (desconsiderando sua proporção geométrica), e somente o polegar possui geometria e posicionamento diferenciado dos demais, o que permite a prensão com dedos opositores [Controzzi et al., 2014]. Desta forma, ao se projetar uma prótese antropomórfica, é possível focar inicialmente no desenvolvimento do mecanismo de um dedo, sua forma de atuação, sensoriamento e controle, e então replicar o mesmo mecanismo em uma configuração espacial para formar uma prótese completa. A próxima seção descreve o comportamento de cadeias cinemáticas diversas, representantes de um dedo humano, além da forma de cálculo do número de graus de liberdade mínimo das mesmas.

## 2.8 Configuração cinemática

Em Controzzi et al., 2014, os autores revisam diferentes projetos de manipuladores antropomórficos e comparam suas características cinemáticas e atuadores. Antes de apresentar o resultado desta comparação, faz-se necessária uma contextualização de ambos os tópicos.

O sistema músculo-esquelético da mão humana garante 22 graus de liberdade em sua totalidade [Kapandji, 1982]. A contração combinada de grupos musculares gera uma rotação resultante sobre a articulação do dedo. Reproduzir este movimento ocupando o mesmo espaço volumétrico compacto da mão humana é uma tarefa difícil, que exige comprometimento através de simplificações geométricas [Controzzi et al., 2014]. Em Morecki et al., 1980, os autores afirmam que um corpo rígido composto de  $N$  graus de liberdade bidirecionais pode ser completamente controlado por  $M = N + 1$  atuadores via tração com cabos (tendões). Também é possível utilizar tendões, correias ou engrenagens para gerar movimento dependente entre duas juntas (acopladas). A Figura 2.17 mostra algumas variações desta métrica, onde a relação entre o número de atuadores  $M$  e o número de graus de liberdade  $N$  pode assumir as seguintes formas: (a)  $M = N$  juntas acopladas; (b)  $M < N$  transmissão subatuada; (c)  $M = N$  cadeia aberta totalmente atuada; (d)  $M = N$  cadeia fechada totalmente atuada; (e)  $M = N + 1$  totalmente controlada; (f)  $M = 2N$  transmissão antagonista/agonista.

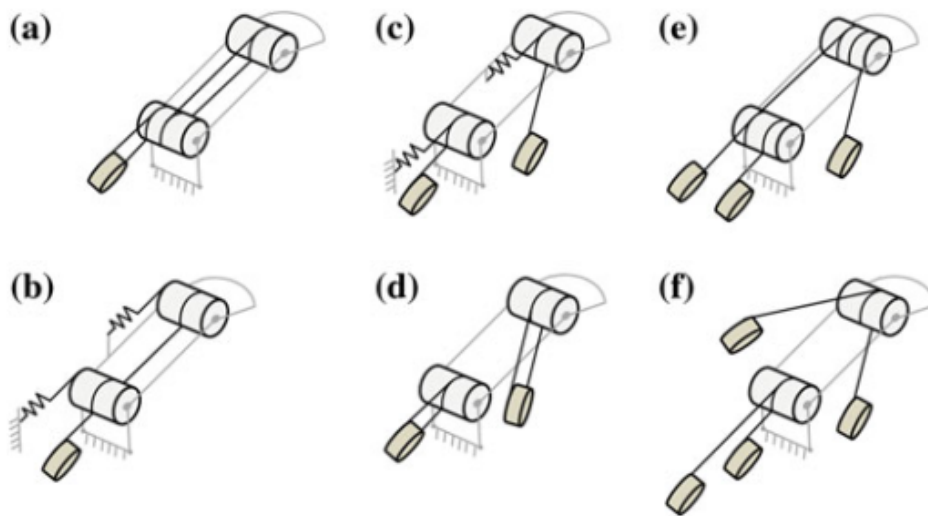


Figura 2.17 – Arquiteturas cinemáticas de dedos robóticos. [Fonte: Controzzi et al., 2014].

Quando  $M$  atuadores independentes controlam o sistema e este número é superior ao de graus de liberdade do sistema, então o mesmo é redundante, aumentando a capacidade de posicionamento e aplicação de forças por parte do mecanismo, com o custo de um aumento de sua complexidade de controle. Esta configuração pode ser observada na ilustração (f) da Figura 2.17. Quando dois atuadores articulam a mesma junta, mas um atua de cada vez, são chamados de agonistas/antagonistas, semelhantemente aos grupos musculares humanos, como os músculos de extensão e flexão dos dedos. O músculo antagonista, ao ser ativado em um momento específico, pode exercer força contrária de modo a frear e melhor controlar o movimento desejado. Os trabalho já mencionado de Shadow, 2019 utiliza esta configuração.

Apesar de potencialmente haver um aumento da destreza quando empregados mais atuadores que juntas, o sistema resultante é mais volumoso e de difícil controle. Como consequência, a maioria dos projetos utiliza acoplamentos entre juntas ou sub-atuações (Figura 2.17 (a)). Desta forma, há uma interdependência entre os movimentos de duas juntas em uma relação fixa, mas de fácil previsão pelo seu comportamento linear. Um exemplo de prótese com acoplamento é a Michelangelo (ver Figura 2.7), que possui somente dois motores elétricos de corrente contínua para flexionar/estender os dedos, assim como pivotar o polegar. Já as próteses sub-atuadas têm um número menor de entradas que de graus de liberdade, garantindo uma adaptação automática da forma do objeto em apreensão, através de mecanismos diferenciais, limitadores e elementos elásticos. Um exemplo do emprego desta configuração é visto no modelo Becker Hand (Figura 2.18), que segue o mesmo conceito fundamental desde 1942.



Figura 2.18 – Prótese Becker Hand [Fonte: Becker, 2019].

Esta prótese utiliza um mecanismo do tipo *Whippletree* ou *Whiffletree* (Figura 2.19), cuja força aplicada no elemento motor é igualmente distribuída ao longo de todos os elos do mecanismo. Outros exemplos de aplicações deste sistema são: fixação de múltiplos animais em carroças, tratores e máquinas agrícolas e telescópios. Quando utilizado em uma prótese, a medida que um dedo entra em contato com um objeto em apreensão, as alavancas do mecanismo se compensam e continuam o movimento, até que todos os dedos estejam em contato. Este dispositivo permite o uso de somente um atuador, mas não há controle nenhum sobre a posição individual de cada dedo ou falange.

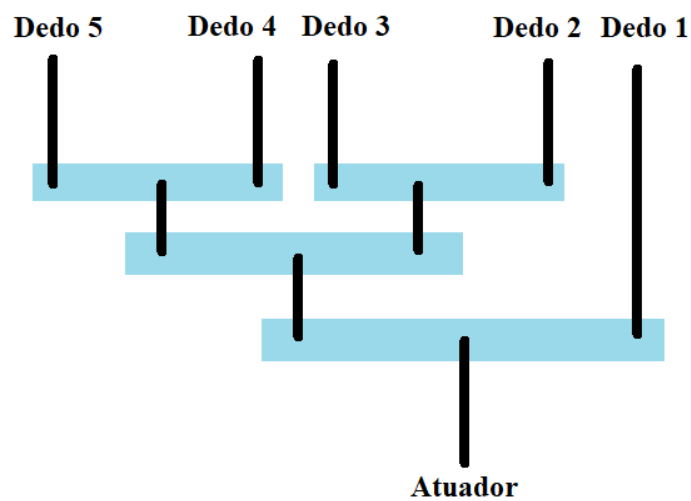


Figura 2.19 – Mecanismo Whippletree.

Além da definição das características ideais que se tornam requisitos de projeto, faz-se importante uma revisão das soluções já aplicadas na transformação e uso de sinais de comando muscular, tipos de sensoriamento, configuração do mecanismo representante dos dedos, e diferentes abordagens de acionamento. A próxima seção analisa cada um destes itens e ao seu final são sugeridas as possibilidades com maior aplicabilidade no projeto deste trabalho.

## 2.9 Principais elementos de uma prótese antropomórfica

### 2.9.1 Sinais de entrada por Eletromiografia (EMG) e sensores de força de contato

Ao contrair o músculo humano, é gerada uma diferença de potencial elétrico, cuja intensidade é passível de medição com o uso de sensores fixados à pele do usuário, o que permite o acionamento controlado de uma prótese eletrônica. Essa diferença de potencial elétrico é decorrente da ação do neurônio motor, que ativa as unidades motoras, gerando uma despolarização da membrana muscular. A Eletromiografia (EMG) é o método para detectar, medir e registrar a saída elétrica produzida durante uma contração muscular [Rose e Gamble, 1998]. A técnica de aquisição deste sinal foi inicialmente desenvolvida por Inman et al., 1944, na qual um fio de cobre era inserido por meio de uma agulha esterilizada. Atualmente, um eletrodo é fixado na superfície da pele em cada uma das extremidades do músculo, o qual se deseja monitorar. Contudo, estes eletrodos informam o diferencial de potencial elétrico resultante da soma algébrica de todos os potenciais de unidades motoras, tanto dos músculos profundos, quanto adjacentes, assim como outros ruídos indesejados. O local de fixação do eletrodo deve ter os seus pelos removidos, a superfície de contato deve ser limpa com o uso de gel ou álcool (para redução da impedância de contato) e ter o eletrodo fixado na pele através de cola ou outro fixador, garantindo a maior proximidade possível com a pele [Medved, 2000] (Figura 2.20).

A tensão gerada nos músculos é da ordem de milivolts (mV) e deve ser amplificada, geralmente utilizando um amplificador diferencial. Um eletrodo adicional pode ser fixado sobre uma protuberância óssea sem músculos, de modo a capturar perturbações elétricas da pele que se misturam com o sinal muscular. O amplificador diferencial subtrai os sinais comuns aos dois canais de entrada, entregando somente o sinal do músculo. Ainda assim, outras interferências externas podem ocorrer, como o movimento relativo do eletrodo na pele, a interferência de outros equipamentos ou o impacto transmitido aos fios durante o movimento. Geralmente estas interferências locais são geradas com uma baixa frequência e o uso de um filtro passa-alta pode eliminar estes ruídos. Outras interferências de maior frequência podem ser removidas com um filtro passa-baixa, criando assim um envelope linear de onde se pode extrair a informação de amplitude do sinal (usualmente RMS, o valor quadrado médio) [Rose e Gamble, 1998].



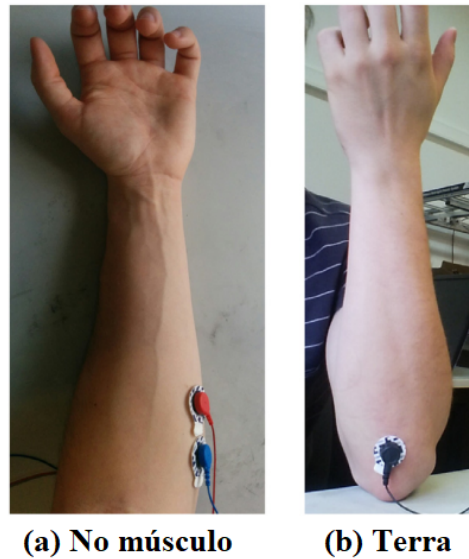


Figura 2.20 – Fixação dos eletrodos no músculo (a) e no osso (b) [Fonte: Tavakoli et al., 2017].

Após um contínuo trabalho de catalogações de preensões divulgado em Cutkosky, 1989, o autor expande em Balasubramanian e Santos, 2014, os conceitos de sensoriamento táctil estático e dinâmico em manipuladores robóticos. Para melhor compreender este fenômeno, é importante analisar as estruturas fisiológicas responsáveis por este sensoriamento. Nesse sentido, os humanos possuem receptores sensoriais espalhados sob a superfície da pele chamados *Mecanoreceptores* (Figura 2.21). O Corpúsculo de Pacini é responsável pela percepção de pressões; o de Meissner de pressões com frequências diferentes de Pacini; o Disco de Merkel detecta movimentações e pressões leves e o Corpúsculo de Ruffini distensões e calor da pele. O ato de segurar um objeto envolve a sensação de força normal aplicada na sua superfície, sem deformá-lo, somada uma intensidade adicional diretamente proporcional ao atrito entre o objeto e a mão. O sensoriamento táctil *estático* diz respeito ao primeiro caso, com sensores capazes de medir a força normal a superfície de contato. Já o sensoriamento táctil *dinâmico* é responsável pelas forças tangenciais a esta superfície, diretamente proporcionais aos coeficientes de atrito entre a pele e o objeto. É importante frisar que o sensoriamento dinâmico é um fenômeno que ocorre durante um período temporal muito pequeno, de tal forma ser necessário um sensor com baixo tempo de resposta e com alta resolução. No trabalho de Kappasov et al., 2015, diversos projetos acadêmicos de manipuladores robóticos têm o seu sensoriamento classificados por meio de classes e por desempenho. Esses sensores podem ser classificados como: Piezoresistivos,

Capacitivos, Piezoelétricos, Ópticos ou uma combinação desses.

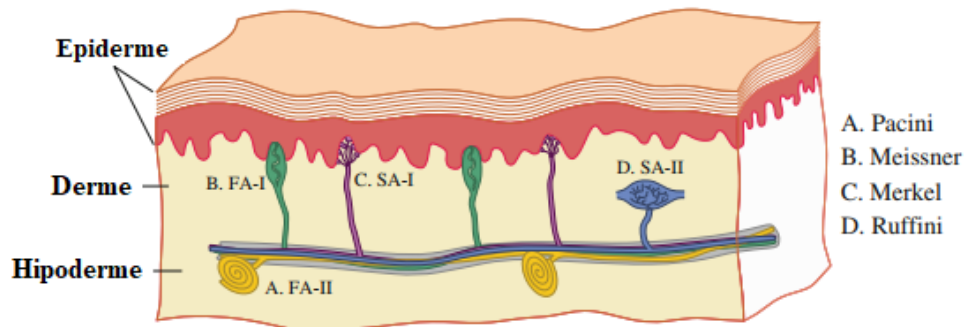


Figura 2.21 – Mecanorreceptores da pele [Fonte: Balasubramanian e Santos, 2014].

Quando um material sofre uma deformação mecânica que resulta em uma mudança de sua resistência elétrica, ele é chamado de Piezoresistivo [Fraden, 2004]. Como vantagens, estes sensores são baratos e possuem diversas opções comerciais disponíveis, pois são de simples manufatura e flexíveis. Em contrapartida, têm resposta não linear; dependência de temperatura e umidade; deformação permanente quando sobrecarregados; com o tempo apresentam fadiga de sua estrutura e sua resposta tem características de histerese.

Sensores capacitivos são formados por duas placas condutoras separadas por um material dielétrico compressível. A capacitância, ou seja, a capacidade de armazenamento de energia em um capacitor dado um diferencial de potencial elétrico é dependente da geometria de suas placas, mais especificamente, diretamente proporcional à sua área e inversamente à sua distância entre as mesmas. Assim como os sensores piezoresistivos, os capacitivos possuem uma variedade de versões comercializáveis, são flexíveis e apresentam uma alta taxa de transmissão. Em contrapartida também são sensíveis à temperatura, sofrem histerese, são suscetíveis a ruído eletromagnético e também têm uma resposta não linear.

A terceira categoria diz respeito aos sensores Piezoelétricos, cujos materiais geram uma diferença de potencial quando há uma deformação da sua geometria. Entretanto, este sinal só é gerado enquanto ocorrer deformação e não quando esta cessa. Isto os torna somente aplicáveis em medições de sensoriamento táctil dinâmico. Além desta característica, também têm elevada taxa de transmissão e são sensíveis a variações de temperatura.

Sensores óticos utilizam o fenômeno de refração da luz em meios com diferentes “índices de refração”, usualmente utilizando Diodos de Emissão de Luz (LED) alinhados com foto-detectores. A medida que uma pressão é exercida sobre o sensor, a intensidade da luz detectada é alterada devido à perda de energia por uma maior quantidade de refrações sofridas. Sensores desta categoria possuem boa resolução espacial, elevada sensibilidade, alta repetibilidade e imunidade a interferências eletromagnéticas. A desvantagem destes sensores deve-se ao seu tamanho elevado, alto consumo energético e elevado custo computacional.

A utilização de transdutores de pressão submersos em um meio líquido retido por uma membrana permite a construção de um sensor táctil com alta frequência de resposta e a possibilidade de adaptação de forma deste sensor ao toque. Forças tácteis estáticas produzem uma medição de pressão proporcional à preensão do objeto. Se este escorregar, vibrações irão propagar pelo líquido e criar flutuações na pressão medida, indicando escorregamento e realizando ao mesmo tempo, uma medição táctil dinâmica. É possível utilizar barômetros digitais com um meio não-líquido, como uma redoma de silicone, contudo esta configuração só é capaz de captar sinais de baixa frequência e não é indicada para medições de escorregamento, apesar de possuir a vantagem de baixo custo [Chuang et al., 2013].

Para atingir uma medição completa do evento de preensão, normalmente é proposto um sistema de medição resultante da combinação de um ou mais sensores como os anteriormente descritos. Em Fishel et al., 2008, os autores propuseram um sensor táctil para uso em manipuladores robóticos. Uma membrana de elastômero substituível envolve um meio líquido condutor onde sensores de impedância e hidroacústicos detectam vibrações provenientes de escorregamento e de preensão estática. Termistores fornecem a capacidade de detectar variações na temperatura do objeto em contato. Os autores fundaram, no ano de publicação do trabalho, a empresa Syntouch e transformaram a sua pesquisa no produto Biotac.(Figura 2.22)

O Biotac pode ser considerado o sensor de medição táctil comercial mais completo atualmente disponível, sendo implementado, como item opcional, no manipulador Dexterous Hand [Xu et al., 2013]. O Biotac é comercializado em duas versões: uma mais simples (NumaTac), com menor capacidade de medição e outra mais sofisticada (como o esquema já mostrado). Ao contatar o fornecedor, o mesmo informou que o sensor sim-

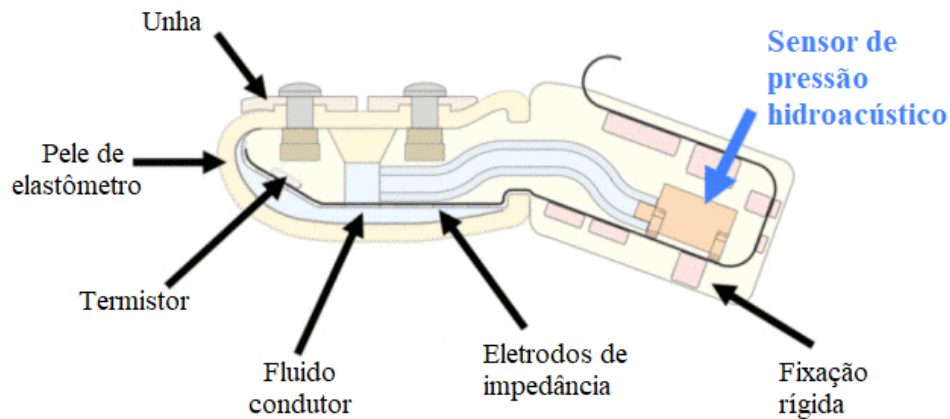


Figura 2.22 – Esquema eletrônico do sensor Biotac [Fonte: Fishel e Loeb, 2012].

ples é vendido pelo valor unitário de US\$ 4.000,00, enquanto sua versão completa custa US\$ 11.000,00. Em Matulevich et al., 2013 os autores utilizaram dois sensores Biotac em uma prótese comercial de 1 grau de liberdade e realizaram um experimento de preensão de diversos objetos delicados, comparando a prótese mioelétrica usual do paciente com a prótese modificada com esses sensores. Como resultado foi constatada uma melhora expressiva do desempenho de preensão de uma prótese com ponta dos dedos deformável e com o uso de um algoritmo de detecção de contato. Essa melhora se manifestou em um ganho em repetibilidade, velocidade e precisão do movimento na execução de diferentes tipos de preensões.

A forma ideal de sensoriamento táctil envolve sensores de diferentes naturezas em um mesmo componente. Existe ao menos uma solução comercial disponível, contudo, o seu valor de aquisição é elevado. Devido a disponibilidade comercial com valores reduzidos, flexibilidade e capacidade de miniaturização, esta tese sugere a utilização de sensores piezoresistivos ou capacitivos para o sensoriamento estático.

### 2.9.2 Componentes de próteses implantados e técnicas de controle

Apesar dos avanços nas capacidades de movimento de próteses, o seu desempenho ainda é restringido pelas limitações de interface homem-máquina. O trabalho de Farina et al., 2021 consiste em uma revisão bibliográfica do estado-da-arte da interface homem-máquina em próteses de membro superior e inferior, abordando os temas: fixação de próteses, sinais de comando, algoritmos de controle. Conforme mencionado, próteses são

fixadas em estruturas rígidas apoiadas em nos tecidos moles do coto. Essa forma de fixação pode ocasionar lesões de pele, desconforto e dor. Para contornar essa limitação, é possível introduzir cirurgicamente uma estrutura de fixação na estrutura óssea do coto, que serve de fixação direta da prótese [Brånemark et al., 2001; Shelton et al., 2011; Jönsson et al., 2011]. Isso possibilita uma conexão mais estável, sem contato com partes moles e permite a transmissão de força diretamente para o osso, além de possibilitar a fixação da prótese em cotos curtos, cuja protetização sempre é difícil por meios convencionais. Como limitação, a estrutura de fixação deve perfurar a pele do usuário, o que aumenta as chances de infecção [Al Muderis et al., 2016] e não existe o mesmo grau de amortecimento de impacto presente em fixação com o uso do Copo.

Próteses pode possuir múltiplos graus de liberdade e são capazes de medir o ambiente externo com um grau superior ao humano, mas esses feitos estão acima das capacidades de controle do usuário, o que contribui para estagnação das técnicas de controle por mais de 50 anos [Farina et al., 2021]. No acionamento de próteses por EMG, a qualidade do sinal é influenciada pelo movimento do eletrodo no seu ponto de fixação, pela mudança de condição de pele (presença de pelos ou suor) e a presença de sinais gerados somente por músculos próximos da superfície da pele [Light e Chappell, 2000; Ohnishi et al., 2007; Simon et al., 2012]. A técnica de EMG invasiva consiste no implante de sensores abaixo da camada subcutânea da pele, na superfície ou interior de músculos. Assim, é possível obter uma qualidade superior do sinal de EMG [Weir et al., 2003; Merrill et al., 2011; McDonnall et al., 2012; Lewis et al., 2013; Graczyk et al., 2018]. Além dessa técnica, também existe a possibilidade de implantes fixados diretamente em terminações nervosas, o que elimina a necessidade de músculos residuais [Hoffer e Loeb, 1980; Haugland e Sinkjaer, 1996; Jezernik et al., 2001; Navarro et al., 2005], cujos pontos negativos são a baixa relação sinal-ruído e estabilidade limitada [Micera et al., 2011] e essa técnica pode levar a danos à estrutura do nervo motor [Wurth et al., 2017]. Outra forma distinta de obtenção de sinais de comando se dá pelo uso de sinais corticais medidos por sensores implantados diretamente no Córtex cerebral, o que permite captar centenas de sinais distintos [Collinger et al., 2013; Wodlinger et al., 2015], cuja evidente limitação é a necessidade de neurocirurgia. Alternativamente, os sinais podem ser captados de forma não invasiva, mas não geram um sinal de mesma qualidade que os implantados [Courtine et al., 2013; Lebedev e Nicolelis, 2006; Rohm et al., 2013].

Próteses com múltiplos graus de liberdade não devem ser suas juntas controladas individualmente pelo usuário de forma ativa, exigindo atenção plena, pois geram uma carga cognitiva desnecessária. Ao invés disso, deve haver um controle mais intuitivo ou “natural” [Farina et al., 2021]. Esse controle pode ser realizado, através de análise de dados obtidos em sinais eletromiográficos e seus respectivos padrões de movimento [Jiang et al., 2014; Smith et al., 2015; Amsuess et al., 2016; Hahne et al., 2018; Vujaklija et al., 2018]. O uso do método de Aprendizagem de Máquina (*Machine Learning*) em próteses de membro inferior permite o reconhecimento de padrões de movimento em diferentes atividades e tem se mostrado promissor, quando aplicado em próteses de membro inferior, podendo utilizar informações somente dos sensores mecânicos [Varol et al., 2010; Young et al., 2014a,b; Simon et al., 2014] ou em combinação com sinais de sensores de EMG [Huang et al., 2011; Hargrove et al., 2015]. A implementação de Aprendizado de Máquina em próteses de membro superior possui maior complexidade, pois essas próteses possuem uma gama de movimentos muito superior que as de membro inferior e, geralmente, possuem um número menor de sensores disponíveis, o que exige uma coleta maior de dados de um número superior de atividades. Contudo, o método de Aprendizagem de Máquina pode ser bastante útil para corrigir a degradação do sinal de EMG.

### 2.9.3 Tipos de atuadores

Além da definição do mecanismo que representa o dedo e o tipo de sensor que fornece informação tátil, outro componente importante para qualquer prótese é o seu atuador. Em robótica, os tipos mais utilizados são: elétricos (geralmente de corrente contínua), hidráulicos e pneumáticos. Menos utilizados que esses, mas com grande potencial de aplicação, podem ser acrescentados: atuadores com liga de memória de forma (SMA) e Músculos Pneumáticos Artificiais (PAM), também conhecidos como Músculos de McKibben. No trabalho de Controzzi et al., 2014, com base no trabalho anterior de Huber J. E. et al., 1997, as propriedades de densidade de potência  $\rho$ , rigidez  $E$  e eficiência energética para cada tipo de atuador são colocadas lado-a-lado (ver Tabela 2.2).

Tabela 2.2 – Comparação de propriedades de atuadores utilizados em próteses de membro superior. [Fonte: Controzzi et al., 2014]

Atuador	$\rho$ [W/kg]	E [GPa]	Eficiência
Elétrico	100	*	0,6 – 0,8
Pneumático	400	$5 - 9 \times 10^{-4}$	0,4 – 0,5
Hidráulico	2000	2 – 3	0,9 – 0,98
SMA	1000	30 – 90	0,01 – 0,02
PAM	500	0,005 – 0,009	0,2 – 0,25

O atuador ideal para uma prótese deve ter elevada densidade de potência, para que seja capaz de realizar a maior quantidade de trabalho com o menor tamanho e massa possível. Próteses pesadas cansam o seu usuário ao longo de um dia de uso e podem gerar dores adicionais a sua musculatura em regiões como antebraço, braço, ombros, pescoço e costas. O atuador também deve ter baixa rigidez, permitindo dessa forma que o mecanismo ceda quando receba um impacto externo, garantindo a sua integridade, além de facilitar o seu controle, pois existe uma menor inércia a ser vencida se refletindo diretamente no aumento de precisão do seu movimento. Uma alta eficiência energética permite o uso de uma fonte de energia de menor volume e massa, contribuindo para a longevidade do equipamento e o conforto do usuário. No que se refere a rigidez de sistemas elétricos, este valor resultante depende da relação de transmissão utilizada. Segundo a Tabela 2.2, os sistemas hidráulicos e pneumáticos possuem as maiores densidades de potência. Já, os sistemas PAM e pneumático detêm a menor rigidez e eficiência intermediária. As maiores eficiências são dos sistemas hidráulicos e elétricos e a pior em sistemas SMA.

Os atuadores elétricos são utilizados em todas as próteses funcionais autônomas atualmente comercializadas Belter et al., 2013. Sua alta eficiência energética e grande variedade de formatos facilitam o projeto de tais sistemas, além da disponibilidade do uso de células de carga em forma de bateria como fonte portátil de energia. Apesar de baterias serem equipamentos de massa considerável, o seu custo econômico de aquisição é baixo e há uma grande facilidade de recarregamento, sem necessidade de equipamentos dispendiosos e de modo seguro. Sistemas hidráulicos tem empregabilidade em próteses de membro *inferior*, onde forças de maior intensidade estão envolvidas, mas as dificuldades técnicas de manutenção do seu líquido de trabalho e massa inibem o uso em próteses de membro *superior*. Sua elevada rigidez também traz riscos para a manipulação de objetos

e interação com outras pessoas, pois pode facilmente gerar lesões no seu usuário ou uma pessoa próxima. O atuador ideal seria aquele que melhor emulasse um músculo humano, gerando forças e movimentos lineares, cujo volume coubesse no interior do mecanismo dos dedos, e utilizasse o menor número de transmissões possíveis, a fim de preservar sua eficiência energética. Tanto os atuadores com material com memória de forma (SMA), quanto os músculos pneumáticos artificiais, se aproximam dessas características desejadas e são possíveis alternativas aos tradicionais atuadores elétricos. Ambos geram forças axiais ao atuador (lineares), possuem volume e massa reduzidos e podem ser instalados em pontos distantes das juntas que rotacionam. Na aplicação em próteses, esses atuadores podem ser instalados no *Copo* em pontos mais próximos do cotovelo, aproximando o centro de gravidade da prótese, melhorando o conforto em longos períodos de uso. Além disso, atuadores de material SMA são silenciosos, característica essa desejada pelos usuários, por atrair menor atenção para si em situações sociais. Já, os músculos pneumáticos, devido ao uso de gás como fluido de trabalho, permitem que os mecanismos, por ele atuados, cedam sob cargas externas, criando uma “flexibilidade” do sistema quando interage com objetos delicados, tornando o dispositivo mais adequado na interação entre pessoas, como em um aperto de mão, já que, não raramente, um usuário de prótese sente medo de gerar dano, através do acionamento excessivo da mesma. Situações como essa podem limitar involuntariamente o seu uso em AVD. Por se tratarem de alternativas promissoras à atuadores tradicionais, os atuadores com materiais SMA e PAM são analisados em maior profundidade, em seções dedicadas.

#### **2.9.4 Atuadores com ligas de memória de forma (SMA)**

Ligas metálicas que possuem a chamada “memória de forma” sofrem deformação com comportamento pseudoelástico quando é aplicada uma força externa. Ao alterar a sua temperatura, ocorre transformações de fase reversíveis entre austenita e martensita em sua microestrutura, e o material tende a voltar a assumir a sua forma original. Estas ligas são geralmente formadas por uma combinação de Níquel e Titânio (NiTi), fundidos em uma faixa de temperatura entre  $1200 - 1300^{\circ}C$ , com diferentes quantidades de Oxigênio e Cobalto, recebendo genericamente o nome “Nitinol”. Outras ligas podem ser utilizadas, como Cobre/Alumínio/Níquel, mas o Nitinol ainda é a mais usada devido à sua estabilidade e desempenho termo-mecânico. Conforme já comentado o NiTi permanece



na fase martensítica a temperatura ambiente, mas quando aquecido se torna austenita e recupera sua forma original não deformada. Quando resfriado, volta a ter estrutura martensítica e pode novamente sofrer deformação (Figura 2.23). As temperaturas de início e fim da fase martensítica são, respectivamente,  $M_s$  e  $M_f$ , e as temperaturas de início e fim da fase austenítica são, respectivamente,  $A_s$  e  $A_f$ . O termo  $\xi$  se refere ao percentual de Martensita (0 a 100%) [Otsuka e Ren, 1999, 2005].

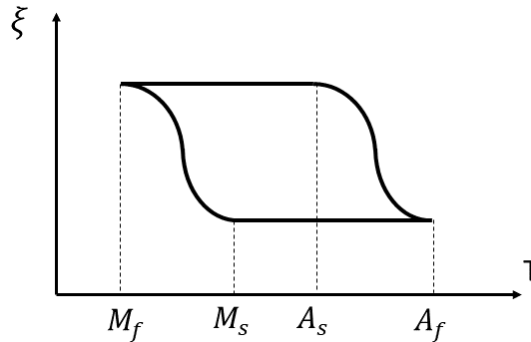


Figura 2.23 – Alternância de fase entre Martensita e Austenita em função da temperatura em materiais SMA [Fonte: Tadesse et al., 2010].

É importante frisar que este fenômeno de troca de fases não envolve mudança química da estrutura, somente um rearranjo no seu plano atômico. Quando o material é impedido de retornar à sua forma original durante seu aquecimento, o mesmo exerce força sobre a estrutura que o bloqueia. Além do seu comportamento termo-mecânico depender da sua composição química, a sua forma geométrica define sua capacidade de deformação e força. Geralmente, atuadores desta categoria assumem formato de fio, e sua capacidade de deformação máxima é proporcional ao seu comprimento. Para compactar o seu tamanho, este fio pode ser enrolado em formato de uma bobina cilíndrica. É importante ressaltar que os materiais SMA possuem resposta não linear e apresentam histerese. Ao aplicar corrente elétrica para controlar o retorno, é importante não ultrapassar sua temperatura máxima, do contrário, haverá queima do fio e formação de óxidos e carbetos, reduzindo o retorno posterior ao seu formato original, gerando uma espécie de fadiga do material.

Em Bergamasco et al., 1989 os autores propõem um atuador formado por dois fios de material SMA, cujo tamanho é compatível com uma falange. Como resultado, o atuador operou de forma não linear, tanto na relação entre temperatura e deformação, quanto na relação entre força e deformação. O atuador proposto foi composto de dois

fios de material SMA (Nitinol) para cada tendão agonista/antagonista. Os fios possuíam 0,45 mm de diâmetro, em formato de bobina, com 14 voltas e foram capazes de elevar um peso de 3,5 N, ao longo de uma distância de 10 mm. Para o atuador ser capaz de realizar tarefas de prensão, mais fios de material SMA deveriam ser montados em paralelo, o que em consequência, aumentaria também o seu gasto energético. Sua frequência de resposta permaneceu em 0,11 Hz e foi utilizada ventilação mecânica para o um resfriamento forçado. Como conclusão, os autores afirmam que há potencial para a utilização da tecnologia, mas outras formas de resfriamento devem ser analisadas a fim de reduzir o seu tempo de resposta.

Lange et al., 2015 propõem um atuador formado por cinco fios de material SMA de 0,25 mm de diâmetro com um comprimento total de 35 cm e aquecidos por efeito Joule. Como escolha de material, foi utilizado o NiTi modelo Flexinol da empresa Dynalloy Inc. Em teoria, o material SMA poderia se deformar em 4% do seu comprimento original (14 mm) e poderia realizar uma força de 9 N. Para o retorno do atuador, foram utilizados elementos de mola, o que poderia reduzir a força atuante em 60% e seu deslocamento máximo em 1%. Segundo os autores, para gerar a mesma deformação máxima teórica, poderia ser escolhido um SMA com maior diâmetro, mas isto aumentaria o seu tempo de aquecimento e resfriamento, também aumentando o período do seu ciclo de funcionamento. Ao aplicar um controle proporcional para a deformação do fio, os autores esbarraram em um erro permanente, característico deste controle. Quando acrescentado um controlador integral, o erro de regime permanente desapareceu, mas houve divergência no sinal de controle e resposta no período de resfriamento. Como a transformação de fase nas ligas SMA ocorre em um intervalo pequeno de temperatura e diferença de potencial elétrico aplicado correspondente, foi observado uma dificuldade adicional, decorrente da mensuração da troca de calor com o meio. Foi observado que, a temperatura do ambiente e a presença de convecção natural possuíram maior influência na diferença de potencial elétrico requisitado, se comparado com o sinal necessário para a posição desejada. A escolha do uso de sobresinal (*overshoot*) no controle PID não teve o efeito benéfico esperado, pois a presença de efeito de histerese durante a mudança de fase não permite uma relação constante entre a posição desejada e a diferença de potencial elétrico aplicado. Para contornar esse efeito, foi utilizado um PID adaptativo, cujo resultado apresentou menor oscilação em torno de um ponto de referência, mas ainda com a presença de um erro associado.

Motivados pela criação de uma prótese com volume e massa reduzidos, Price et al., 2007, criaram um conceito com 3 dedos e 3 graus de liberdade cada, atuados através de material SMA, modelo Flexinol de 0,381 mm (0,015 in). As falanges dos dedos são articuladas por juntas rotativas e o atuador contorna as mesmas em uma configuração cruzada, que, em teoria, interferiria menos no espaço de trabalho quando um objeto fosse segurado e aumentaria o comprimento do fio, o que garantiria maior possibilidade de deformação (Figura 2.24).

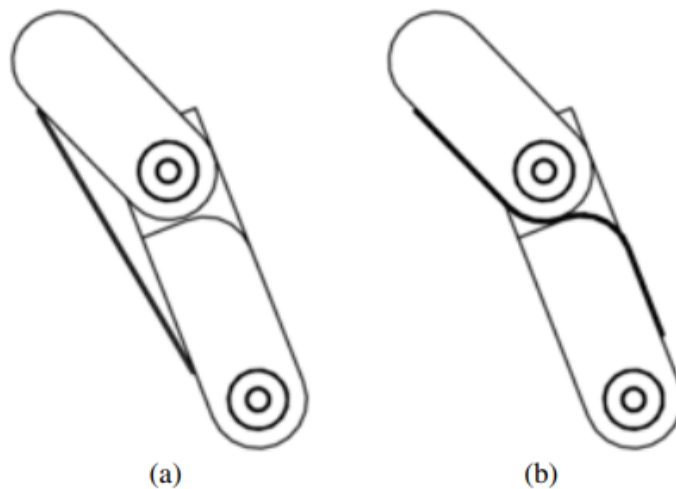


Figura 2.24 – Rota do fio de SMA em: (a) arranjo linear tradicional; (b) arranjo cruzado  
[Fonte: Price et al., 2007].

Em Price et al., 2007, os autores citam os trabalhos de [Pfeiffer et al., 1999] [Gorbet e Russell, 1995] [Ma e Song, 2003] [Ma e Song, 2002] para demonstrar a preferência pelo controle de materiais SMA via PID em próteses. Pelo fato dos elementos de material SMA terem comportamento não linear, os seus ganhos de controle foram obtidos empiricamente. Como abordagem alternativa, no trabalho de [Ma e Song, 2003] [Ma e Song, 2002] é utilizado um sinal de controle tipo *Pulse Width Modulation* (PWM), o que reduziria o gasto energético do sistema e removeria a necessidade de um amplificador de tensão da sua fonte, pois o aquecimento do SMA via efeito Joule seria controlado pela frequência do sinal de controle e não pela amplitude da corrente fornecida. Outra diferença de controle de SMA é o não envio de sinal quando o erro é negativo, liberando o resfriamento do atuador para correção da sua posição. Para evitar o sobresinal, os autores utilizaram uma Função Sigmóide no contexto de um controlador não linear com realimentação, e,

devido ao sinal fornecido por esta função, a resposta mostrou-se mais rápida quando o erro de posição é maior, decaindo a medida que o erro diminui, reduzindo assim o sobresinal, mas induzindo um erro de regime permanente. Este controle foi aplicado em cada dedo, em sequência, ao longo de um ciclo de verificação. Como resultado, os autores não conseguiram em sua configuração atingir a mesma amplitude de movimento humana em cada junta, sendo  $110^\circ$  para PIP e  $65^\circ$  para DIP [Jones, 1997], conseguindo somente  $9^\circ$  e  $7,5^\circ$  para cada, respectivamente. A junta DIP foi a única próxima de eliminar o erro de posição. Já, a PIP permaneceu com os erros entre  $0,4 - 0,7^\circ$  e a MCP entre  $1 - 2^\circ$ . Durante a fase de posicionamento dos dedos via aquecimento, o tempo de resposta foi de 2 segundos, enquanto que na fase de resfriamento livre, para realizar metade do deslocamento foi necessário o dobro do tempo. Os autores concluem que para melhorar a resposta deve haver um resfriamento forçado, mas o que agravaria o problema de volume e massa da prótese, pois haveria adição de mais componentes ao sistema.

Em Tadesse et al., 2010, os comportamentos de dois SMAs de fornecedores diferentes foram comparados, variando a sua pré-tensão e o método de resfriamento, pois segundo os autores, o tempo de resposta de um SMA depende da sua pré-tensão, condições de carregamento e da amplitude de potencial de ativação. Os dois modelos comerciais utilizados foram o Flexinol da empresa Dynalloy e o Biometal da Toki Corporation. Como formas alternativas de resfriamento foram consideradas: convecção livre e forçada de ar (de baixo e alto fluxo); Convecção com líquido (água); dissipador de calor (contato com cilindro de alumínio); e imersão do material SMA em gel térmico contido em um cilindro de cobre. É importante frisar que, os elementos de SMA costumam produzir maior força/deslocamento quando o alongamento é próximo a zero, e reduzir à medida que ele aumenta. Como resultado, para uma pré-carga de  $1,275\text{ N}$  ( $130\text{ gf}$ ), o Biometal forneceu um tempo de resposta menor que o Flexinol. Para diferentes carregamentos, sua amplitude de resposta de força foi aproximadamente constante. Para o Flexinol, as amplitudes de força e de deslocamento diminuíram com o aumento da pré-carga e houve uma menor taxa de variação ao longo do tempo. O Biometal demonstrou maior resposta no tempo, com menor degradação de magnitude tanto em força quanto em deslocamento com aumento da pré-carga se comparado com o Flexinol. A maior frequência de operação, sem comprometer a capacidade de geração de força do atuador, foi de  $0,55\text{ Hz}$  para o Biometal e de  $0,25\text{ Hz}$  para o Flexinol. Ao utilizar resfriamento ativo, foi observada uma inespe-

rada deformação média em ambos os modelos de 0% com o uso de gel térmico, devido à excessiva dissipação. O uso de convecção leve com ar reduziu o tempo de resposta do sistema em 35%. Já, tanto com o uso de ar em alto fluxo e com o dissipador de calor a redução ficou em 75%. Com o uso de convecção em meio líquido (água) o percentual obtido foi de 87% (de 1,6s para 0,2s). Além disso, o Flexinol teve os maiores deslocamentos e um comportamento mais previsível, pois o Biometal perdeu seu desempenho ao longo dos ciclos, por armazenar energia em sua estrutura. A informação da redução percentual do tempo de acordo com cada método de resfriamento está organizada na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Comparação de redução no tempo de resposta de atuadores SMAs sob efeito de diferentes métodos de resfriamento. [Fonte: Tadesse et al., 2010]

Método de resfriamento	Redução do tempo de resposta
Convecção com ar (baixo fluxo)	35%
Convecção com ar (alto fluxo)	75%
Convecção com líquido	87%
Dissipador	75%
Imersão em gel	0%

No trabalho de Ianagui e Tannuri, 2015, é proposto o uso de um Controlador por Modos Deslizantes (*Sliding Mode Controller*) para comandar um atuador rotativo formado por dois fios de SMA em configuração antagonista, com resfriamento via placas de Peltier. Essa configuração dupla reduziria o tempo de resposta, pelo posicionamento de retorno não depender somente do resfriamento. Além disso, permite mais simetria de resposta com sinais de entrada de controle negativos e positivos. Apesar do uso frequente de controladores tipo PIDs que apresentam resposta dinâmica satisfatória, estes não levam em conta a não linearidade da modelagem física deste tipo de atuador. Os autores propõem uma adição no equacionamento do controlador por Modos Deslizantes a fim de eliminar o efeito da sua não linearidade, através de um modelo matemático que leva em conta as transformações de memória de fase. Para as variáveis que possuem potencial de erro de medição, como temperatura do fio e mudanças de fase, é utilizado um observador de estado não linear em ambas, e as equações são desenvolvidas para controlar posição e/ou torque. Para o controle de posição, o tempo de acomodação foi de 0,3 segundos para 10° e 1 segundos para 20°, com valores de tensão entre 1 e 4 V. Quando mantido em posição constante, o erro foi de 1,01% (0,1°). No controle de torque, os referenciais foram

0,01 Nm e 0,02 Nm e os tempos de assentamento foram, respectivamente, 0,4 segundos e 0,6 segundos. O equipamento testado possui dimensão relativamente grande, mas segundo os autores, as equações propostas poderiam ser aplicadas para qualquer dimensão de atuadores. Vale salientar que além do próprio material SMA, placas de Peltier também são grandes consumidoras de energia durante o seu funcionamento e poderiam limitar a autonomia das baterias em sua implementação em próteses.

Em [Gao et al., 2015], é proposto um atuador híbrido composto de um motor DC, responsável pelos grandes deslocamentos de movimento do mecanismo do dedo e dois fios SMA em composição antagonista, que são ativados somente após o contato com um objeto e quando um escorregamento é detectado. O objetivo deste trabalho foi diminuir o tempo de resposta para o aumento de força de prensão, evitando que objetos escorreguem devido a uma perturbação. O mecanismo do dedo utiliza somente juntas rotativas, com retorno passivo por molas lineares e cada dedo possui 1 grau de liberdade. Como elementos de SMA são capazes de gerar a maior força quando em menor deformação, sua aplicação no atuador proposto considera que só há ativação destes elementos quando haja escorregamento. Assim, como sua deformação é mínima, isso diminui o seu potencial consumo energético. O motor é acoplado por uma engrenagem de 50:1 e transmite movimento via o uso de uma rosca sem fim, que permite a permanência do dedo em uma posição fixa sem o uso constante de energia. O motor DC movimenta uma polia que enrola o cabo de aço que aciona os dedos. O posicionamento desta polia é controlado por uma barra oscilante movimentada pelos fios de SMA, que aumentam ou diminuem a força exercida sobre este cabo (Figura 2.25).

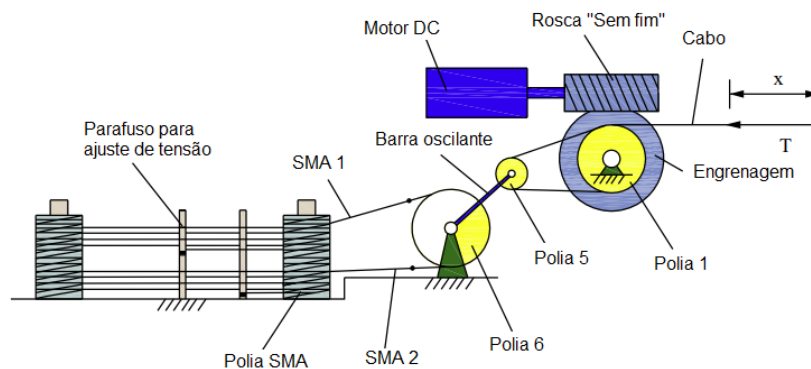


Figura 2.25 – Atuador Híbrido SMA/Motor DC [Fonte: Gao et al., 2015].

Gao et al., 2015 montaram um experimento com um dedo atuado e um polegar

passivo, segurando um copo de papel. Após a estabilização da preensão do copo, uma esfera de 100 g foi liberada de uma altura de 3 mm como perturbação de escorregamento, detectada a uma taxa de aquisição de 1 kHz por meio de um sensor de força Piezoresistivo na ponta do dedo, e interpretada como uma taxa de variação de força no tempo de  $-0,3$  N/ms. O deslocamento vertical do copo de plástico foi medido via sensor de posição a laser com duas configurações de atuadores: I) somente o motor DC; II) Atuador híbrido. No primeiro caso, o motor foi alimentado com 1,8 V até fixar o copo e sua tensão aumentou para 6 V com a perturbação, alterando a força do sensor de 3,2 N para 4,25 N em uma taxa de 10,5 N/s e um deslocamento do copo de 10 mm. Com o atuador híbrido, tanto o motor DC quanto o atuador SMA foram alimentados com 1,8 V em regime permanente, com um pico de 25,5 V para o SMA durante 100 ms, quando a perturbação foi detectada, aumentando a força de 3,2 N para 6,7 N com uma taxa de 41,5 N/s e um deslocamento de 5,7 mm. Após a estabilização do copo, a tensão sobre o SMA voltou para 1,8 V e permaneceu neste patamar. Os autores não informaram o consumo energético.

Atualmente há poucas pesquisas disponíveis sobre atuadores SMA aplicados em próteses, apesar do grande potencial disponível. Atuadores que utilizam material SMA são mais compactos, leves, liberam menor ruído durante operação e exigem menor manutenção. Estas características positivas trazem grande potencial de inovação no campo da tecnologia assistiva. Porém, seu elevado gasto energético limita a autonomia da sua fonte de energia ao longo de um dia de uso pelo paciente; seu elevado tempo de resposta, principalmente durante a fase de resfriamento, limita a usabilidade da prótese atuada durante AVD; e a não linearidade do fenômeno físico que rege seu funcionamento demanda o uso de técnicas de controle mais complexas. Como descrito anteriormente, é desejável que a prótese abra ou feche o seu mecanismo em um tempo aproximado entre 0,8 e 1,5 segundos e ter autonomia energética suficiente para 120 ciclos em um dia de uso regular. Desta forma, ainda não existem soluções comerciais baseadas no uso deste tipo de tecnologia em próteses de membro superior de modo a tornar o equipamento robusto e confiável.

### **2.9.5 Músculos pneumáticos artificiais**

Músculos Pneumáticos Artificiais (PAM) são atuadores, nos quais uma mangueira, geralmente fabricado de elastômero em formato cilíndrico, é envolvido por uma trama resistente (como um tecido), usualmente composto de uma fibra de Aramida. Quando

fornevido ar comprimido com pressão positiva de um reservatório, a mangueira se expande, mas, a trama que a envolve impede a variação do seu volume interno. Para manter o seu volume a medida que ocorre uma expansão do seu diâmetro, o comprimento relativo entre suas extremidades reduz. Desta forma, o atuador exerce força linear sobre uma carga presa em sua extremidade, cuja intensidade desta força depende de características construtivas do PAM, tais como: pressão de trabalho, comprimento inicial indeformado, diâmetro da mangueira e pré-tensão de instalação. Um exemplo deste tipo de atuador está ilustrado na Figura 2.26.

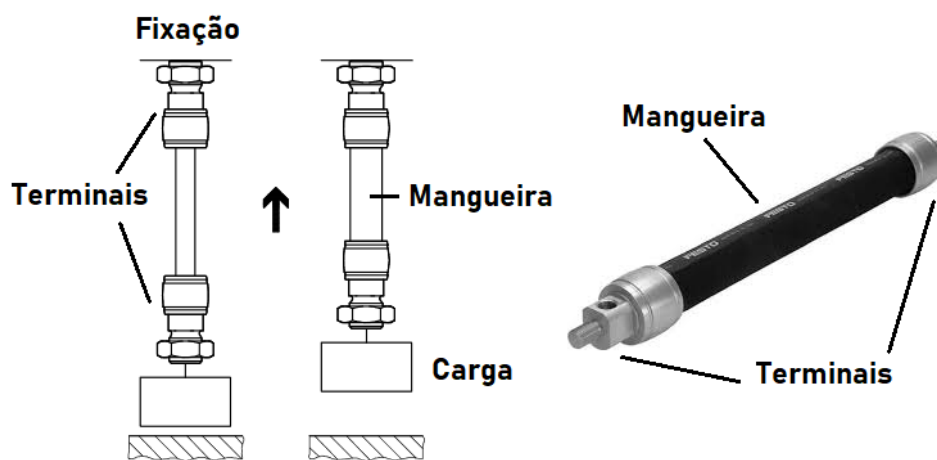


Figura 2.26 – Músculo pneumático artificial [Adaptado de: Festo, 2019].

Após sua invenção na década de 50 por McKibben, o músculo pneumático recebeu uma versão comercial pela empresa japonesa Bridgestone Rubber Company. Hannaford, 1996, em seu trabalho, comparou o comportamento estático e dinâmico de três amostras de PAM, sendo duas variações do músculo original de McKibben e outra da empresa Bridgestone. Partindo da premissa que o comportamento físico do PAM pode ser representado por um elemento elástico de rigidez variável, os autores realizaram diferentes testes para encontrar correlações entre os valores de rigidez, força máxima, tempo de resposta, eficiência energética e parâmetros construtivos destes atuadores [Hannaford, 1996]. Nos testes quase-estáticos, a pressão fornecida ao músculo foi mantida em valores constantes e variou-se o comprimento do músculo e a força gerada na extremidade do músculo foi monitorada usando *Strain Gauges*. O músculo apresentou histerese em sua relação de alongamento e força, nas fases de contração e relaxamento. No teste dinâmico, a pressão foi mantida constante enquanto o deslocamento oscilava entre valores pequenos



em sinais de frequência mais elevada. Como resultado, a histerese não foi dependente da velocidade, o que resultaria em um atrito viscoso desprezível. Haveria, no entanto, atrito de Coulomb entre a mangueira de borracha e a malha; entre as fibras da malha; e a mudança de forma da mangueira. Além dos resultados já comentados, foi observada pelos autores uma grande similaridade do comportamento destes atuadores com músculos biológicos, exceto que o artificial possui um alcance dinâmico menor (alongamento sob carregamento) e uma intensidade de força de tração superior. Músculos biológicos podem se alongar e contrair mais que os PAM, sendo, portanto, mais compactos. Porém, o PAM possui maior capacidade de aplicação de forças de tração, rigidez e capacidade de realizar trabalho. Quanto a velocidade de acionamento do atuador PAM, foi observado um tempo de 30 ms para atingir o valor de tração máxima e 53 ms para voltar ao estado sem contração. No músculo biológico, há grande variação da velocidade de contração e relaxamento para diferentes indivíduos, sendo reportados valores tanto maiores quanto menores que os atuadores PAM [Winters, 1990]. Quanto a eficiência energética, músculos biológicos apresentam valores até 50% menores em comparação à sua contraparte artificial, com valores entre 0,2 e 0,25, contra 0,32 e 0,49 [Hannaford, 1996].

Tondu e Lopez, 2000, estudaram o uso de PAM no campo da robótica, servindo como atuador em um robô semelhante ao SCARA e controlado por um *Controlador de Estrutura Variável*. No trabalho, foi observado que à medida que o PAM contrai, sua força de tração decai, da mesma forma que ocorre com o músculo humano. Sua rigidez é semelhante a um elemento elástico tipo mola e possui um amortecimento proveniente do atrito cinético produzido pela malha que envolve a mangueira de borracha do atuador. Com base nessa aproximação de elementos clássicos de mecânica, o modelo representante do atuador pode ser aproximado por um sistema linear de segunda ordem, cujas constantes são obtidas experimentalmente. Como resultado do seu experimento, quando o elo movimentado possui baixa inércia, a precisão do movimento decai para uma mesma condição de trajetória, devido à magnitude da força de atrito presente nos componentes do atuador. Com base nos resultados apresentados, quando comparado com atuadores elétricos, o atuador PAM possui menor rigidez, precisão de movimento e repetibilidade, mas pode ser utilizado adequadamente em atividades que demandam velocidades de intensidade média, ou quando o robô interage com o ambiente ou outro robô.

Os trabalhos de Hannaford, 1996, e Tondu e Lopez, 2000, ainda são os mais re-

ferenciados no controle de músculos pneumáticos artificiais, mas em ambos fica evidente a variação dos parâmetros dos seus atuadores para diferentes valores de força de tração, comprimento, pressão de trabalho, diâmetro da sua mangueira e as propriedades dos materiais utilizados na sua construção. Além disso, o atuador PAM pode ser modelado como um elemento clássico de mola, mas associado à um atuador paralelo com dissipação de energia por atrito de Coulomb, o que resulta em um comportamento com histerese entre a força gerada em sua extremidade e o seu alongamento em contração e relaxamento.

Segundo Wickramatunge e Leephakpreeda, 2010, os modelos existentes não descrevem adequadamente todos os estágios do comportamento dinâmico de um PAM, principalmente em condições sem carregamento. O objetivo deste trabalho foi obter um conjunto de equações empíricas que, da mesma forma que trabalhos anteriores, descreveria o comportamento de um PAM como um elemento de mola, mas cuja rigidez seria expressa em função da sua pressão e comprimento deformado, que incorporassem o efeito do atrito. Foram selecionadas três amostras de PAM com variação de comprimento e diâmetro nominais e as mesmas foram ensaiadas em laboratório. Quando o PAM está livre de carregamento e opera com pressão atmosférica, possui um comprimento nominal  $L_0$ . Ao aplicar uma nova pressão superior à atmosférica, o mesmo contrai uma quantidade  $L_s$  até atingir um comprimento não alongado de  $L_u$ , proporcional a quantidade de pressão de alimentação do PAM (Figura 2.27).

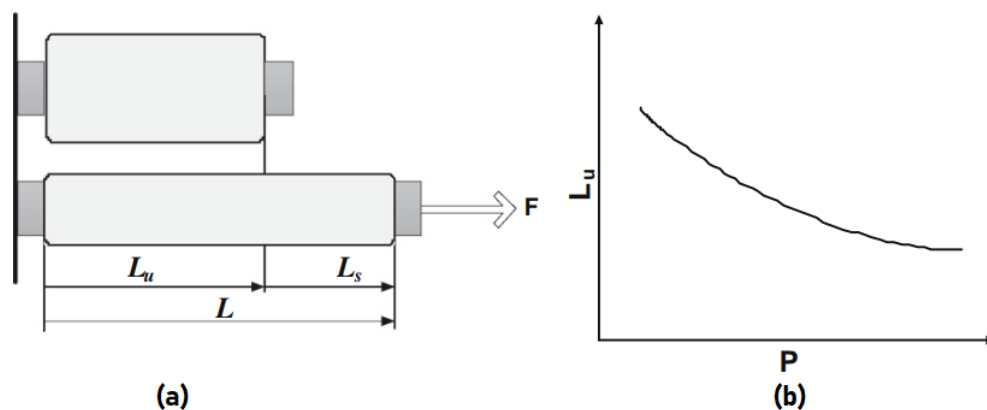


Figura 2.27 – (a) Comprimento de um PAM após fornecimento de pressão positiva e aplicação de carga. (b) Dependência do comprimento não alongado com a pressão fornecida [Adaptado de: Wickramatunge e Leephakpreeda, 2010].

Após aplicação de uma carga externa, o PAM alonga-se e assume um novo com-

primento  $L$ . Considerando  $L_s$  como o alongamento gerado no PAM, após aplicação de uma carga externa, onde:

$$L_0 = L - L_u \quad (2.1)$$

Como os autores modelaram o músculo como um elemento de mola, a força capaz de ser exercida pelo mesmo foi expressa da forma:

$$F_e = K(P, L_s) \cdot L_s \quad (2.2)$$

Onde  $K(P, L_s)$  é a rigidez equivalente do PAM, que é função da sua pressão interna  $P$  e do seu alongamento  $L_s$ . Para cada um dos PAM, foram obtidos gráficos de  $L_u$  em função de  $P$ , variando esta pressão entre 0-0,5 MPa (0-5 bar), medida na admissão do músculo. Esta relação de rigidez equivalente pode ser descrita como uma função polinomial de segundo grau, cujas constantes podem ser obtidas pelos resultados experimentais. Valores maiores para o deslocamento e força foram obtidos com maiores pressões, mas houve pouca variação entre as pressões de 0,3-0,5 MPa (3-5 bar). Baseados nestes dados, os autores propõem outra função polinomial de segunda ordem para representar a rigidez em função da pressão e alongamento:

$$K = c_3P^2 + c_2PL_s + c_1L_s^2 + c_0 \quad (2.3)$$

Os valores constantes também são obtidos de forma experimental, utilizando o método dos mínimos quadrados.

Conforme análise dos resultados experimentais, atuadores com maior comprimento tiveram maiores valores de alongamento  $L_0$  disponíveis para gerar deslocamento. Já, atuadores com maior diâmetro, foram capazes de gerar mais força em sua extremidade. Valores maiores de diâmetro também acabam por aumentar a rigidez, mas criam um problema de volume de operação que podem dificultar sua alocação em uma prótese, em decorrência do espaço limitado entre o coto e a parte mais distal do copo que une a prótese. Além disso, há um potencial aumento no consumo de volume de ar comprimido. Este estudo evidencia a complexidade de representação do comportamento de um PAM através de uma única equação analítica, devido a dependência dos seus parâmetros de operação com suas características construtivas. Como alternativa, o seu comportamento

dinâmico pode ser melhor representado utilizando equações empíricas, cujos parâmetros podem ser obtidos ensaiando o PAM desejado em condições monitoradas.

O grupo de pesquisa, no qual este trabalho é desenvolvido, possui outros trabalhos prévios executados com o uso de atuadores PAM, evidenciando sua familiaridade com sua aplicação e determinação de parâmetros de operação. Em Castro, 2004, foi desenvolvido um efetuator robótico no formato de garra, cujo acionamento é realizado por esta família de atuadores. Durante o seu desenvolvimento, os modelos matemáticos de K Klute e Hannaford, 2000, que relacionam as variáveis de força, comprimento e pressão, foram comparados com ensaios experimentais, cujos resultados evidenciaram uma diferença significativa entre o modelo e a realidade, de modo que os valores de força teóricos para uma dada deformação seriam maiores que os medidos. Essa discrepância também foi observada no trabalho de Zuglian et al., 2009, desenvolvido em parceria entre o Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF) e o Laboratório de Mecatrônica e Controle (LAMECC) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). Como solução, é proposta uma equação não linear que relaciona a força executada pelo atuador com a deformação sofrida pelo mesmo, mesmo quando o comprimento do músculo é maior que seu comprimento nominal, condição essa pouco explorada nos modelos tradicionalmente utilizados. Em ambos trabalhos experimentais, foi observada uma diminuição da força executada pelo músculo, a medida que o mesmo reduz o seu comprimento, possuindo um valor máximo, quando o seu comprimento instantâneo é próximo do estado indeformado. Dessa forma, se operado em uma condição de pré-tensão, o atuador é capaz de operar em regimes maiores de força.

Mais recentemente, Martens e Boblan, 2017 propôs um modelo empírico para a força estática de um atuador tipo PAM em função do seu comprimento e pressão interna, e comparou o seu desempenho com modelos de outros autores, obtendo o menor valor de erro na representação dessas forças. Em Martens et al., 2018a, um controlador do tipo “*gain-scheduling*” foi implementado em tempo discreto, tratando a mudança volumétrica do atuador como uma perturbação, para três diferentes casos: a) seguimento de trajetória de pressão senoidal enquanto o atuador era contra-atuado por uma mola; b) mantendo a pressão em um valor constante sob perturbações geradas por carregamentos externos; c) seguimento de trajetória de pressão enquanto tratava o valor do volume da planta como constante. Os resultados foram reportados como satisfatórios, especialmente no que se refere ao tempo de resposta e rejeição de perturbações. Em Martens et al.,

2018b, o mesmo controlador foi aplicado em cascata com um controlador do tipo Torque Computado, alternando entre dez conjuntos de ganhos, de acordo com o valor do volume do atuador para um mecanismo de 1 grau de liberdade. Foi executado um experimento para seguimento de trajetória de posição com  $80^\circ$  de amplitude, cujo erro máximo obtido foi de  $3^\circ$  (0,052 rad/3,75%).

Em Wang et al., 2019, um controle adaptativo tipo fuzzy foi aplicado no controle de movimento de um braço antropomórfico com atuadores do tipo PAM. Simulações para seguimento de trajetória de funções senoidais com 1-Hz de frequência e 1 rad de amplitude resultaram em um erro máximo menor que 1%. Esse trabalho também discute testes práticos, mas somente de forma qualitativa. Bou Saba et al., 2019 Propõem um controle do tipo “*flatness-based*” em uma plataforma sobre-atuada de 2 graus de liberdade. Assim como no trabalho de Martens e Boblan, 2017, as forças foram modeladas de forma empírica, com o diferencial de considerar efeitos transientes não lineares na variação da pressão interna do atuador. Resultados experimentais indicaram erro de amplitude aproximadamente 50% menor que resultados obtidos com o uso de um controlador Proporcional Integral. Em Zhao et al., 2021, um observador de estados adaptativo estendido (*adaptive extended-state observer*) foi utilizado na estimativa de zonas-mortas na abertura da válvula de controle proporcional do atuador. Nos resultados experimentais foi relatado um erro do tipo raiz quadrada do erro-médio de  $1.0811^\circ$  (0.019 rad/5.4%) no seguimento de trajetória de posição de uma função senoidal com amplitude de  $\pm 10^\circ$  e uma frequência de 0,5 Hz. Finalmente, em Chen et al., 2021, o atuador foi modelado como um elemento composto por um amortecedor, uma mola e um elemento contrátil. O controlador utilizado foi do tipo Modo Deslizante (*Sliding mode*) que inclui uma rede neural de três camadas, de modo a compensar efeitos não modelados. São reportados resultados somente de simulação para seguimento de trajetória de funções do tipo passo-unitário, senoidal e triangular, com 3 mm de amplitude e uma frequência de 0,05 Hz. Os erros de trajetória máximos obtidos foram de 0,2 mm (6,6%) e 0,3 mm (10%).

Estes estudos evidenciam algumas vantagens de um atuador PAM: menor tamanho devido à grande relação potência/volume, facilitando sua instalação em espaços limitados; boa relação potência/massa, reduzindo o desconforto do uso da prótese ao longo de um dia; baixo consumo de ar-comprimido se comparado com atuadores cilíndricos e eficiência energética intermediária; robustez a intempéries, sujeiras e agressões do ambiente; suscep-

tibilidade a ceder a forças externas, garantindo a segurança do equipamento e do usuário em eventos de impacto (resiliência); e o uso de uma fonte limpa e renovável (ar). Contudo, como desvantagem, tem comportamento não linear; suas propriedades são dependentes de diversos parâmetros de construção e condição de operação e a precisão e repetibilidade dos seus movimentos são inferiores a motores elétricos. Como a utilização de uma prótese pneumática acoplada a um compressor é inviável, foi proposta a ideia de utilizar tais atuadores com uma fonte de energia portátil na forma de pequenos reservatórios de gás pressurizado. Existem no mercado vasos de pressão descartáveis contendo de 16 a 25 g de  $CO_2$  com o intuito de encher pneus de bicicleta, quantidade esta potencialmente capaz de fornecer energia suficiente para o funcionamento da prótese por um dia, onde nas condições ideais de temperatura e pressão, um reservatório contendo 25g de  $CO_2$  poderia fornecer aproximadamente 13 L de gás.

A fabricante de músculos pneumáticos Festo fornece atuadores com diâmetros de 5, 10, 20 e 40 mm, de comprimentos variados. Em seu site [Festo, 2019] há disponível uma ferramenta computacional para auxiliar no dimensionamento desejado, de acordo com força, deslocamento e eficiência energética. Segundo este, na condição de máxima eficiência, o músculo deve operar com alongamentos de até 9% do seu comprimento relaxado. Infelizmente, este pacote de cálculos não recebe atualizações a 13 anos, sendo a última em Abril de 2005, tornando indisponível a opção de dimensionamento do músculo com 5 mm de diâmetro. Para contornar esta situação, foram comparados os valores para as versões de 10 e 20 mm de diâmetro e seu gasto em termos de volume de gás foi extrapolado para a versão de 5 mm. Considerando um mecanismo simples para representação do dedo humano, com juntas rotativas com polias de 1 cm de raio, o perímetro percorrido para girar 90 graus é de 1,5 cm para a falange do primeiro dedo. Para permanecer dentro dos 9 % ideais, o músculo deveria ter 160 mm de comprimento, um tamanho que é facilmente acomodado no espaço livre do copo de encaixe da prótese. Para um músculo de 10 mm de diâmetro, com um curso de 1,5 cm, com comprimento de 160 mm, capaz de exercer uma força de 50 N, operando a uma pressão de  $280 \text{ kN/m}^2$ , o programa acusa um consumo de gás de 0,050 litros por contração. Para as versões de 20 mm e 40 mm de diâmetro, este consumo aumenta, respectivamente, para 0,184 L e 0,728 L. Ao aplicar uma curva de tendência a estes valores com um polinômio de segundo grau ( $0,0004x^2 + 0,0003x + 0,0007$ ), surge um valor teórico de consumo de aproximadamente 0,0122 L para um músculo de

5 mm de diâmetro. Com base nestes valores, um PAM de 10 mm teria autonomia para 260 ciclos com um reservatório de 13 litros, e um de 5 mm 1065 ciclos (previsão). Estes valores estão acima dos 120 ciclos diários desejados, mas dizem respeito a somente uma junta de um dedo e o consumo do modelo de 5 mm pode estar abaixo do esperado. Para aumentar esta autonomia, seriam utilizados acoplamentos e transmissões que ampliassem o deslocamento gerado pelo atuador em movimentos rotativos das juntas, o que exigiria controladores mais precisos.

O controle de atuadores pneumáticos cilíndricos foi abordado de forma extensiva no passado, de modo a abranger diferentes métodos de controle de forma simultânea, obtendo resultados satisfatórios. Técnicas mais simples de controle, como o Controle Proporcional Integral Derivativo (PID) possuem desempenho adequado em sistemas de segunda ordem, ou de ordem superior com, no máximo, dois polos dominantes, baseado em um modelo linear. Além disso, não devem haver incertezas paramétricas provenientes da modelagem das características físicas do sistema controlado, assim como pequena influência de perturbações externas [Slotine e Li, 1991]. Da mesma forma, quando a precisão de movimento e a velocidade são variáveis restritivas do sistema, controladores por realimentação de estados aplicados à servoposicionadores pneumáticos possuem desempenho limitado. Isso se deve à presença de incertezas paramétricas, a não linearidade do seu comportamento e à dificuldade de medição do sinal de aceleração, quando esta é utilizada como um dos estados do sistema [Sobczyk, 2009]. Segundo Dorf e Bishop, 2010, um sistema pode ser considerado *robusto*, quando a resposta do sistema é insensível à imprecisões no modelo matemático ou há alterações nos parâmetros do sistema controlado. O método de Controle por Modos Deslizantes (SMC) pode fornecer resultados precisos, mesmo na presença de variações paramétricas, desde que não haja ruído significativo nos sinais medidos e que seja levada em conta o desgaste prematuro dos componentes da válvula de controle de pressão do atuador, devido à chaveamento excessivo do sinal de controle aplicado [Sobczyk, 2009]. Outra metodologia de controle útil ao sistema desenvolvido nesse trabalho é o Controle em Cascata, onde o estados de cada subsistema são interpretados como entradas ou saídas dos outros subsistemas, de modo a encadear estes subsistemas em uma relação causa e consequência. Segundo Astrom e Wittenmark, 1994, essa metodologia simplifica o projeto de controladores de sistemas que dependam de muitas variáveis, mas com apenas uma entrada. Faz parte do presente trabalho, averiguar o desempenho do

uso de técnicas já bem estabelecidas para atuadores pneumáticos cilíndricos no contexto de atuadores PAM.

A Tabela 2.4 organiza os principais estudos utilizados na caracterização do atuador tipo PAM e suas contribuições, além de outros estudos referentes ao controle de trajetória de posição e/ou força de atuadores do tipo cilindro pneumático. Tomando como base os trabalhos que possuem resultados experimentais, o trabalho de Martens et al., 2018b foi o que apresentou o menor erro de trajetória. Assim, optou-se por utilizar os seus equacionamentos para a caracterização da força estática do atuador tipo PAM. Como o controlador discreto apresentado pelos autores Martens et al., 2018b é referente a somente um modelo de músculo pneumático de 20 mm de diâmetro, foi desenvolvido um novo controlador que incorporasse as equações estáticas de força na lei de controle proposta por McDonell, 1996, seguindo a mesma metodologia aplicada nos trabalhos de Perondi, 2002, Sobczyk, 2009 e Schlüter, 2018. Essa implementação é explicada com detalhes no Capítulo 5.

No próximo capítulo são descritos os modelos matemáticos da representação dos dedos da próteses em formatação de robôs seriais, dos atuadores do tipo PAM, da dinâmica da pressão interna no interior dos atuadores, das vazões mássicas da válvula proporcional e da função de inversão do sinal de controle de abertura da válvula proporcional.



Tabela 2.4 – Estudos sobre atuadores do tipo PAM e do tipo cilindro pneumático

Atuadores do tipo Músculo Pneumático Artificial	Contribuições/Resultados
Trabalho	
Hannaford, 1996	Modelagem clássica do comportamento estático e dinâmico do PAM.
Tondu e Lopez, 2000	Aplicação do atuador tipo PAM em robótica.
Wickramatunge e Leephakpreeda, 2010	Equação de rigidez como função da pressão e comprimento considerando atrito.
Castro, 2004	Encontradas divergências no modelo de Hannaford, 1996
Zuglian et al., 2009	Novo equacionamento para condição de comprimento superior ao nominal.
Martens e Boblan, 2017	Equações empíricas de força estática com erros menores que outros autores.
Martens et al., 2018a	Controle discreto para seguimento de pressão.
Martens et al., 2018b	Controle em cascata para aplicação em robótica. Erro de 3,75%.
Wang et al., 2019	Controle adaptativo tipo fuzzy. Erro em simulações de 1%.
Bou Saba et al., 2019	Controle “ <i>flatness-based</i> ”. Erro de 5%.
Zhao et al., 2021	Observador de estados adaptativo estendido. Erro de 5,4%.
Chen et al., 2021	Controlador por Modo Deslizante. Erros de 6,6% e 10 %.
Atuadores do tipo cilindro pneumático	
McDonell, 1996	Lei de Slotine e Li para atuadores do tipo cilindro pneumático.
Vieira, 1998	Identificação dos vazamentos em válvulas pneumáticas proporcionais.
Perondi, 2002	Controle não-linear de cilindro pneumático com compensação de atrito.
Sobczyk, 2009	Controle em cascata e a estrutura variável com compensação de atrito.
Schlüter, 2018	Controle de atuadores pneumáticos rotativos aplicados à robótica.

### 3 MODELOS MATEMÁTICOS

Os dedos humanos são separados em falanges, sendo que o polegar possui duas falanges, enquanto que os demais dedos humanos possuem três. Conforme evidenciado no Capítulo 2, a reprodução mecânica dessas partes anatômicas é, geralmente, em forma de mecanismos com elos seriais [Freivalds, 2004]. O polegar pode servir como exemplo de desenvolvimento das equações, sendo aproximado como um mecanismo serial de 2 graus de liberdade, como o apresentado na Figura 3.1.

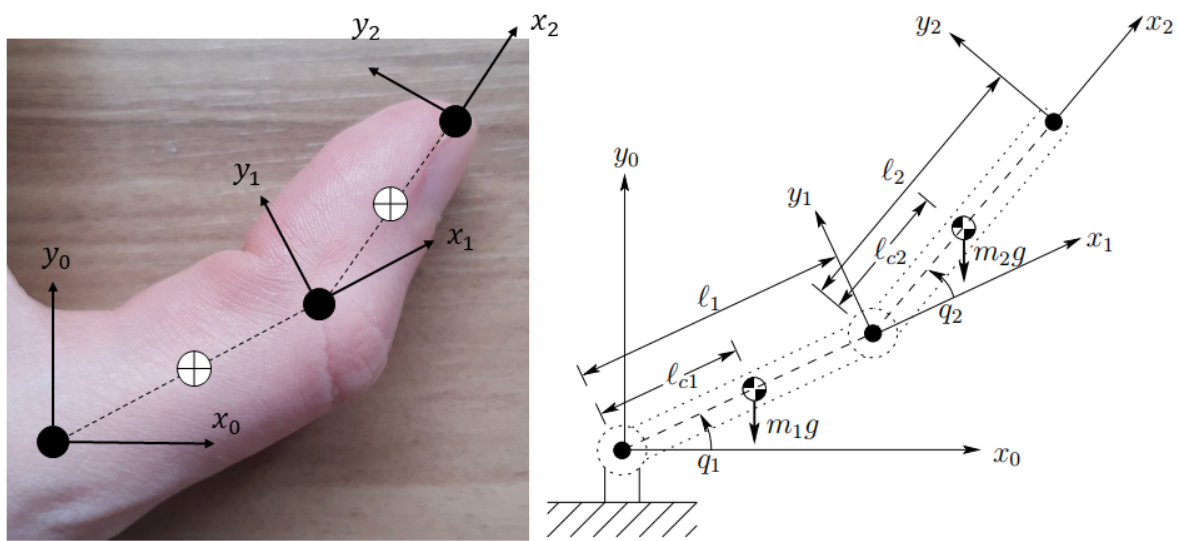


Figura 3.1 – (a) Polegar humano e (b) mecanismo passivo que emula seu comportamento. [Fonte: Spong et al., 2005]

De forma similar, o dedo indicador pode ser aproximado por um mecanismo de 3 graus de liberdade, como o apresentado na Figura 3.2.

Na Figura 3.1,  $x_i$  e  $y_i$  são as coordenadas locais de referência;  $i$  é o numero correspondente ao eixo;  $l_i$  o comprimento de cada elo;  $l_{ci}$  a distância do centro de gravidade do elo em relação ao seu eixo onde ocorre a articulação;  $q_i$  a posição angular da junta referenciada com relação ao sistema de coordenadas local e  $m_i$  a massa do elo. O esquema que representa o sistema pneumático de acionamento de uma junta independente é apresentado na Figura 3.3.

Cada junta é acionada de forma independente por um atuador próprio do tipo PAM, responsável pelo movimento de extensão do dedo. Já, o movimento reverso (de contração) é realizado através do uso de um elemento elástico (tipo mola helicoidal),

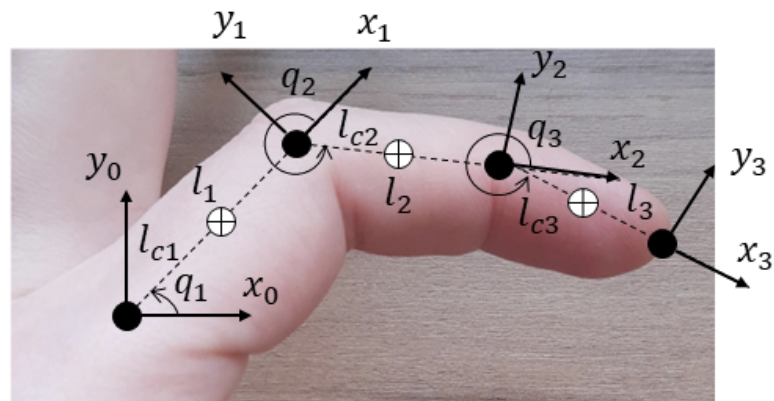


Figura 3.2 – Esquema do mecanismo serial representativo do dedo Indicador

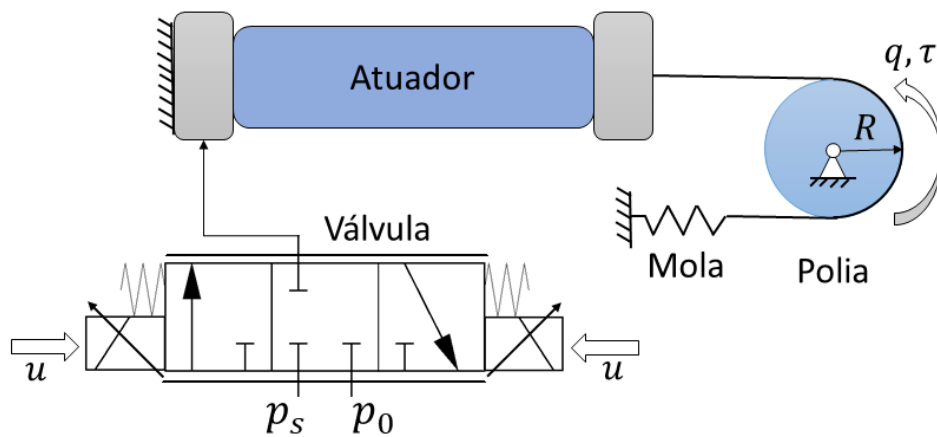


Figura 3.3 – Sistema pneumático de acionamento de uma junta independente

conforme ilustrado na Figura 3.3. O sinal de comando  $u$  consiste na diferença de potencial elétrico aplicado ao solenoide da válvula proporcional gera um deslocamento do carretel de controle da mesma, comandando a abertura do orifício de passagem do ar comprimido e, conseqüentemente controlando a vazão de ar comprimido fornecida à câmara do atuador. A quantidade do vazão de ar depende da diferença de pressão, da temperatura do fluido (sendo essa baixa) e da área efetiva do orifício de passagem [Beater, 2007]. Quando a válvula conecta o atuador com a fonte de ar pressurizado, a pressão interna aumenta, causando uma contração do atuador, que aplica o torque sobre a junta. O movimento ocorre quando a força ativa supera a força de reação da mola (considerando também a pré-tensão). Quando o volume interno é conectado à pressão atmosférica, o músculo exaure parte do ar armazenado internamente e contrai, gerando uma rotação da junta em sentido oposto ao da contração.

Para o movimento dos dedos da prótese seja executado de forma correta, são necessários modelos matemáticos que representem seus mecanismos, os seus atuadores, os dispositivos de comando dos atuadores e as equações que regem o comportamento do controlador. Este capítulo detalha a modelagem de cada um destes componentes, sendo organizado da seguinte forma: o modelo dinâmico do manipulador que representa os dedos é descrito na Seção 3.1; o método de controle por Torque Computado para manipuladores robóticos proposto por Slotine e Li, 1991 é apresentado na Seção 5.2; o modelo matemático da força estática gerada por um atuador do tipo PAM é descrito na Seção 3.2; a dinâmica do fluido pressurizado no interior do atuador está descrita na Seção 3.3. O modelo matemático da válvula proporcional está detalhado na Seção 3.4. A versão modificada da lei de controle por Torque Computado para atuadores do tipo PAM e sua prova de estabilidade estão descritos no Capítulo 5, na Seção 5.3.

### 3.1 Mecanismo passivo do dedo da prótese

A modelagem da parte passiva do mecanismo de um dedo da prótese é baseada em dois aspectos principais: (i) as relações geométricas entre os elos devido às posições instantâneas das juntas; (ii) a dinâmica do movimento dos elos em função de tais relações geométricas e dos torques aplicados às juntas. Na presente abordagem, a parte (i) é representada por meio da notação de Denavit Hartenberg, que permite calcular de forma sistemática as matrizes de transformação homogênea entre os sistemas de coordenadas de todos os elos do mecanismo. Este método é amplamente conhecido e utilizado em atuadores robóticos em geral (Spong et al., 2005), sendo as matrizes utilizadas neste trabalho discutidas no APÊNDICE A. A parte (ii) se baseia no balanço entre as energias cinética e potencial do sistema, utilizando os ângulos de junta como componentes de um vetor de coordenadas generalizadas  $q$  e as equações de movimento de Lagrange. O detalhamento desses cálculos e o uso de símbolos de Christoffel seguem os procedimentos descritos por Spong et al., 2005. Essas equações são usualmente representadas na forma da Equação 3.35.

Para compreensão da equação da dinâmica do sistema, parte-se da função lagrangiana  $\mathcal{L}$ , a qual expressa a diferença entre a energia cinética  $\mathcal{K}$  e potencial  $\mathcal{P}$  de um

sistema descrito por meio de coordenadas generalizadas, na forma:

$$\mathcal{L} = \mathcal{K} - \mathcal{P} = \frac{1}{2}m\dot{y}^2 - mgy \quad (3.1)$$

de modo que:

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{y}} = \frac{\partial \mathcal{K}}{\partial \dot{y}} \quad (3.2)$$

e

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial y} = \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial y} \quad (3.3)$$

Assim, a Segunda Lei de Newton pode ser escrita na forma da Equação de Euler-Lagrange [Spong et al., 2005]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial y} = f \quad (3.4)$$

Essa equação pode ser reescrita em função das coordenadas generalizadas dos ângulos de juntas do mecanismo:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q_i} = \tau \quad i = 1, \dots, n \quad (3.5)$$

onde  $i$  é o número da coordenada generalizada definida pelo método de Denavit-Hartenberg e  $n$  é a quantidade total de coordenadas generalizadas.

Para um sistema de corpos rígidos, sua energia cinética pode ser expressa por:

$$\mathcal{K} = \frac{1}{2}mv^T v + \frac{1}{2}\omega^T \mathcal{I}\omega \quad (3.6)$$

onde  $m$  é a massa do objeto,  $v$  é seu vetor de velocidade linear,  $\omega$  é seu vetor de velocidade angular e  $\mathcal{I}$  é uma matriz 3x3, conhecida como Tensor de Inércia, expressa por:

$$\mathcal{I} = RIR^T \quad (3.7)$$

onde  $R$  é a matriz de rotação do sistema de coordenadas local associado ao centro de gravidade do corpo com relação o sistema inercial fixo. A matriz de inércia  $\mathcal{I}$  do sistema pode ser expressa em função da massa específica do objeto  $\rho(x, y, z)$ , sendo sua distribuição em torno do sistema de coordenadas local expressa na forma:

$$I = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

onde:

$$I_{xx} = \int \int \int (y^2 + z^2) \rho(x, y, z) dx dy dz \quad (3.9)$$

$$I_{yy} = \int \int \int (x^2 + z^2) \rho(x, y, z) dx dy dz \quad (3.10)$$

$$I_{zz} = \int \int \int (x^2 + y^2) \rho(x, y, z) dx dy dz \quad (3.11)$$

$$I_{xy} = I_{yx} = - \int \int \int xy \rho(x, y, z) dx dy dz \quad (3.12)$$

$$I_{xz} = I_{zx} = - \int \int \int xz \rho(x, y, z) dx dy dz \quad (3.13)$$

$$I_{yz} = I_{zy} = - \int \int \int yz \rho(x, y, z) dx dy dz \quad (3.14)$$

Para um sistema robótico de  $n$  graus de liberdade, as velocidades lineares e angulares da junta  $i$  podem ser expressas em função da Matriz Jacobiana na forma:

$$v_i = J_{v_i}(q) \dot{q} \quad (3.15)$$

$$\omega_i = J_{\omega_i}(q) \dot{q} \quad (3.16)$$

A Matriz Jacobiana  $J$  pode ser separada em sua parte linear  $J_v$  e angular  $J_\omega$ , na forma

$$J = \begin{bmatrix} J_v \\ J_\omega \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

onde:

$$J_v = [J_{v_1} \dots J_{v_n}] \quad (3.18)$$

Para a coluna  $i$ ,  $J_{v_i}$  é:

$$J_{v_i} = \begin{cases} z_{i-1} \times (o_n - o_{i-1}) & \text{para junta de revolução} \\ z_{i-1} & \text{para junta prismática} \end{cases} \quad (3.19)$$

onde o vetor  $o_n$  é a posição da junta em relação ao sistema inercial,  $o_{i-1}$  é o vetor de posição da junta anterior a  $i$ , representado no sistema inercial, e  $z_{i-1}$  é o vetor de velocidade angular da junta  $i - 1$ , conforme ilustrado na Figura 3.4.

A metade inferior da Matriz Jacobiana é expressa por:

$$J_\omega = [J_{\omega_1} \dots J_{\omega_n}] \quad (3.20)$$

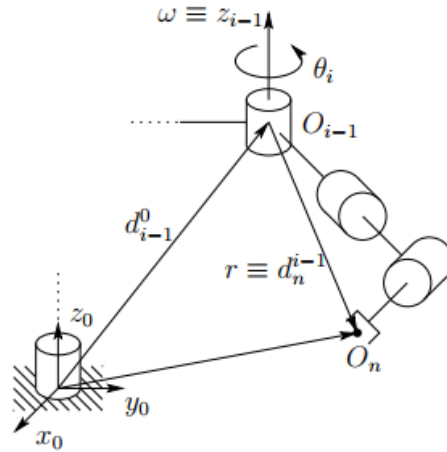


Figura 3.4 – Movimento do efetuador em função da junta  $i$ . [Fonte: Spong et al., 2005]

$$J_{\omega_i} = \begin{cases} z_{i-1} & \text{para junta de revolução} \\ 0 & \text{para junta prismática} \end{cases} \quad (3.21)$$

Dessa forma, a energia cinética total de um manipulador robótico serial pode ser expressa por:

$$\mathcal{K} = \frac{1}{2} \dot{q}^T \sum_{i=1}^n [m_i J_{v_i}(q)^T J_{v_i}(q) + J_{\omega_i}(q)^T R_i(q) I_i R_i(q)^T J_{\omega_i}(q)] \dot{q} \quad (3.22)$$

que pode ser simplificada no formato:

$$\mathcal{K} = \frac{1}{2} \dot{q}^T M(q) \dot{q} \quad (3.23)$$

onde  $M(q)$  é uma matriz simétrica positiva definida e dependente da configuração, denominada *Matriz de Inércia*.

Para corpos rígidos, a energia potencial de um sistema com  $i$  elos é função somente da gravidade. Assumindo que toda a massa do objeto está concentrada no seu centro de gravidade, a sua energia potencial gravitacional é dada por:

$$P_i = g^T r_{ci} m_i \quad (3.24)$$

onde  $g$  é o vetor da aceleração da gravidade definido no sistema de coordenadas inercial e  $r_{ci}$  é o vetor de posição do centro de massa do elo  $i$ . Assim, a energia potencial total do

sistema é a soma das energias potenciais de cada um de seus elos:

$$P = \sum_{i=1}^n P_i = \sum_{i=1}^n g^T r_{ci} m_i \quad (3.25)$$

Substituindo as equações obtidas para as energias cinéticas e potenciais do sistema na função lagrangiana, obtém-se:

$$\mathcal{L} = \mathcal{K} - \mathcal{P} = \frac{1}{2} \dot{q}^T M(q) \dot{q} - P(q) = \frac{1}{2} \sum_{i,j} m_{ij}(q) \dot{q}_i \dot{q}_j - P(q) \quad (3.26)$$

A partir da Equação 3.26, pode-se obter as seguintes equações:

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}_k} = \sum_j m_{kj} \dot{q}_j \quad (3.27)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}_k} = \sum_j m_{kj} \ddot{q}_j + \sum_{i,j} \frac{\partial m_{kj}}{\partial q_i} \dot{q}_i \dot{q}_j \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q_k} = \frac{1}{2} \sum_j \frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} \dot{q}_i \dot{q}_j - \frac{\partial P}{\partial q_k} \quad (3.29)$$

onde  $k$  é o número genérico de elementos de um sistema físico. No caso de um manipulador robótico serial,  $k$  é igual ao seu número de elos.

Assim, utilizando as relações obtidas, as equações de Euler-Lagrange podem ser escritas como:

$$\sum_j m_{kj} \ddot{q}_j + \sum_{i,j} \left\{ \frac{\partial m_{kj}}{\partial q_i} - \frac{1}{2} \frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} \right\} \dot{q}_i \dot{q}_j - \frac{\partial P}{\partial q_k} = \tau_k \quad (3.30)$$

Ao trocar a ordem de soma e utilizando simplificação por simetria, tem-se:

$$\sum_{i,j} \left\{ \frac{\partial m_{kj}}{\partial q_i} \right\} \dot{q}_i \dot{q}_j = \frac{1}{2} \sum_{i,j} \left\{ \frac{\partial m_{kj}}{\partial q_i} + \frac{\partial m_{ki}}{\partial q_j} \right\} \dot{q}_i \dot{q}_j \quad (3.31)$$

o que permite escrever:

$$\sum_{i,j} \left\{ \frac{\partial m_{kj}}{\partial q_i} - \frac{1}{2} \frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} \right\} \dot{q}_i \dot{q}_j = \sum_{i,j} \frac{1}{2} \left\{ \frac{\partial m_{kj}}{\partial q_i} + \frac{\partial m_{ki}}{\partial q_j} - \frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} \right\} \dot{q}_i \dot{q}_j \quad (3.32)$$

Agora, é conveniente utilizar os chamados Símbolos de Christoffel de primeiro tipo, os quais são definidos por:

$$c_{ijk} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\partial m_{kj}}{\partial q_i} + \frac{\partial m_{ki}}{\partial q_j} - \frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} \right\} \quad (3.33)$$

Para um número fixo  $k$ , tem-se:  $c_{ijk} = c_{jik}$ , o que reduz pela metade o esforço computa-



cional de cálculo dos símbolos de Christoffel.

Considerando os símbolos de Christoffel, as equações de Euler-Lagrange podem ser escritas por:

$$\sum_i m_{kj}(q)\ddot{q}_j + \sum_{i,j} c_{ijk}(q)\dot{q}_i\dot{q}_j + \frac{\partial P}{\partial q_k} = \tau_k \quad k = 1, \dots, n \quad (3.34)$$

Finalmente, a Equação 3.34 pode ser reescrita, em forma matricial, como [Spong et al., 2005]:

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \tau \quad (3.35)$$

onde,  $M$  é a matriz de inércia;  $C$  é a matriz de Christoffel (que considera os efeitos giroscópicos e de Coriolis);  $G$  é a matriz gravitacional e  $\tau$  o vetor de torques externos aplicados às juntas do mecanismo. A descrição dos elementos das matrizes da Equação 3.35 está apresentada na Seção A.1.

No Capítulo 5 são apresentadas as leis de controle utilizadas. A lei de controle por Torque Computado para sistemas pneumáticos proposta por McDonell, 1996, necessita do conhecimento das variações temporais das forças geradas, e para tal, necessita do cálculo das taxas de variações das matrizes  $M(q)$ ,  $C(q, \dot{q})$  e  $G(q)$ . As expressões das taxas de variações dessas matrizes estão apresentadas na Seção A.2

Embora os movimentos do mecanismo sejam descritos em termos das posições de junta  $q(t)$ , as forças aplicadas pelo PAM que aciona cada junta são calculadas de forma mais conveniente por meio dos comprimentos efetivos  $L$  dos atuadores correspondentes. Para uma junta  $j$ , as duas quantidades são relacionadas por meio da equação:

$$L_j(t) = L_{0j} - R_j q_j(t) \quad (3.36)$$

onde  $L_{0j}$  é o comprimento indeformado do atuador tipo PAM com pressão manométrica interna igual à pressão atmosférica;  $R_j$  é o raio da polia e  $q_j(t)$  é a posição angular da junta  $j$ . Esta relação é válida para um mecanismo de juntas desacopladas, isto é, cujos atuadores de uma junta não apliquem torque apreciável a outras. No modelo aqui considerado, assume-se que tal condição é satisfeita.

### 3.2 Atuador do tipo Músculo Pneumático Artificial

A modelagem das forças aplicadas por atuadores tipo PAM pode ser dividida em duas etapas principais: (i) relações estáticas entre a força gerada, sua pressão interna e sua deformação relativa; (ii) dinâmica da pressurização e despressurização do atuador. Esta seção se concentra nas relações estáticas, cujos principais aspectos são disponibilizados pelo fabricante nas especificações técnicas do atuador, como ilustra a Figura 3.5. Atuadores do tipo PAM com diferentes diâmetros, possuem mapas de força distintos [Festo, 2019]. Nesta Tese será considerado o modelo DMSP-10-300. A partir da análise da Figura 3.5, é possível concluir que: I) a amplitude da força do atuador decresce à medida que seu comprimento efetivo reduz; II) para um dado comprimento efetivo fixo, quanto maior a pressão interna, maior a força que pode ser gerada; III) a relação comprimento efetivo, força e pressão é não linear.

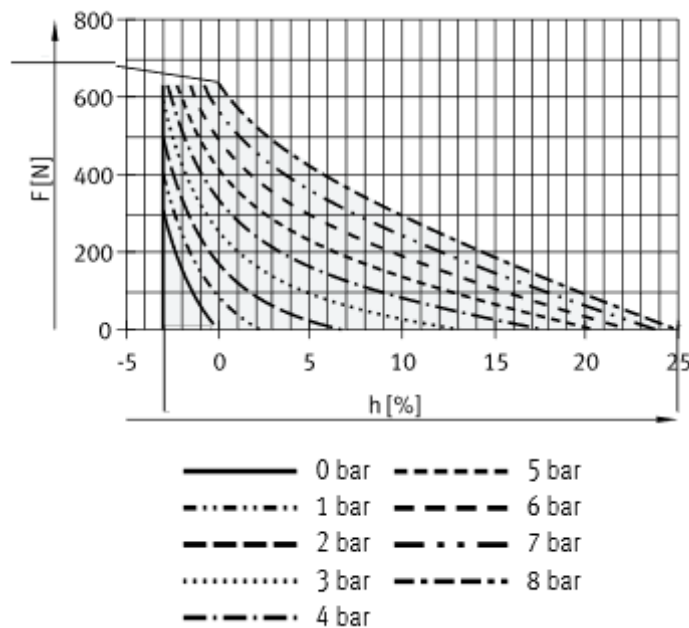


Figura 3.5 – Mapa de força do atuador DMSP-10-300. [Adaptado de: Festo, 2019]

O modelo matemático clássico de atuadores tipo PAM apresentado por Hannaford, 1996, considera que à medida que a pressão interna aumenta, o elemento elastomérico que engloba a fibra de aramida se deforma e expande, enquanto que, esta última, por ter maior módulo de elasticidade, mantém seu comprimento  $L_{fibra}$  aproximadamente constante. Como a fibra possui pequena deformação, a medida que o elemento elastomérico

se expande, as fibras alteram o seu ângulo  $\theta$ , de modo semelhante a um mecanismo tipo pantográfico [Tondu e Lopez, 2000]. Se os terminais do atuador fossem removidos e a mangueira cortada no sentido axial, a mesma se desenvolveria em um padrão semelhante ao da Figura 3.6.

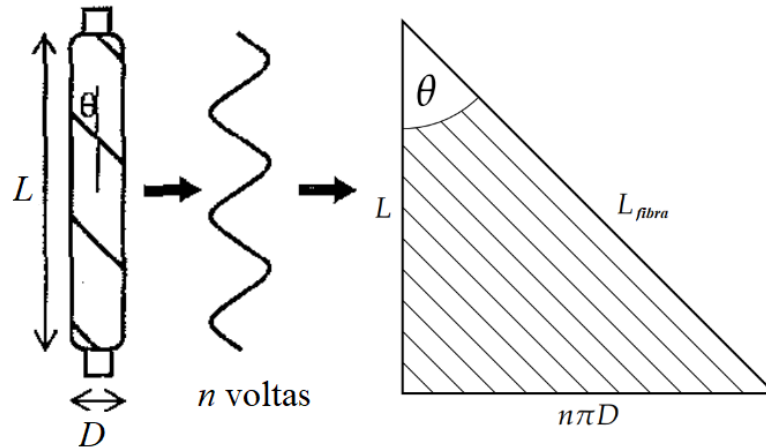


Figura 3.6 – Planificação da membrana do atuador. [Adaptado de: Martens e Boblan, 2017 e Hannaford, 1996]

onde  $L$  é o comprimento longitudinal do atuador;  $D$  o diâmetro do atuador,  $\theta$  o ângulo da fibra e  $n$  o número de voltas que a fibra dá em torno do diâmetro do atuador até o final do seu comprimento. Utilizando equações trigonométricas básicas, as seguintes relações podem ser obtidas:

$$L_{fibra} = \frac{L_0}{\cos \theta_0} \quad (3.37)$$

$$n = \frac{L_0 \tan \theta_0}{\pi D_0} \quad (3.38)$$

onde  $L_0$ ,  $\theta_0$  e  $D_0$  são os valores iniciais de comprimento, ângulo da fibra e diâmetro, estabelecidos quando o músculo possui pressão interna atmosférica e não há carga aplicada sobre o mesmo para gerar deformação. O comprimento inicial é disponibilizado pelo fabricante, mas o ângulo inicial da fibra não é informado, mas pode ser estimado a partir de testes experimentais. O procedimento utilizado para identificação deste parâmetro é descrito no Capítulo 4.

Outra equação que é obtida por trigonometria a partir da Figura 3.6, é o valor do

diâmetro como função do comprimento do atuador:

$$D(L) = \frac{\sqrt{L_{fibra}^2 - L^2}}{n\pi} \quad (3.39)$$

A maioria dos modelos de atuadores tipo PAM considera o seu volume como cilíndrico e desconsidera distorções que ocorrem em suas extremidades [Hannaford, 1996; Tondu e Lopez, 2000]. Assim, o volume do atuador pode ser dado pela equação:

$$V(L, D) = \frac{\pi}{4} D^2 L \quad (3.40)$$

onde  $D$  pode ser calculado por meio da Equação 3.39.

$$V(L) = \frac{LL_{fibra}^2}{4\pi n^2} - \frac{L^3}{4\pi n^2} \quad (3.41)$$

Para o cálculo e controle da força exercida pelos atuadores, diversos autores utilizaram técnicas distintas. Por exemplo, no trabalho de Martens e Boblan, 2017, comparam o desempenho de diversos modelos matemáticos para atuadores do tipo PAM e propuseram um de própria autoria que obteve menores erros percentuais na reprodução dos mapas de forças como o da Figura 3.5. Em trabalho subsequente [Martens e Boblan, 2017], desenvolveram um controlador discreto de pressão, capaz de seguir perfis desejados de força. Já, Martens et al., 2018b, utilizaram um controlador discreto de pressão associado à lei de controle por Torque Computado, [Slotine e Li, 1991], realizando um experimento de movimentação de um robô com um grau de liberdade, tendo obtido resultados satisfatórios quanto ao erro médio de desvio de trajetória. No presente trabalho, optou-se por utilizar o equacionamento proposto por Martens e Boblan, 2017, para o cálculo da força do atuador, também associado ao controle por Torque Computado. Contudo, o presente trabalho se diferencia pelo fato de que as equações dinâmicas do comportamento do atuador foram expandidas e incorporadas ao controlador, o qual foi reprojeto para a aplicação em sistemas robóticos pneumáticos.

Para a obtenção da equação de força do atuador, Martens e Boblan, 2017, utilizam o Princípio do Trabalho Virtual. Nessa abordagem, quando o atuador sofre ação de uma força externa de tração, o mesmo executa uma força de mesma intensidade e sentido contrário. O trabalho virtual realizado por essa força é descrito por:

$$W_{PAM} = -F_{PAM}dL \quad (3.42)$$

Esse trabalho virtual pode ser adicionalmente separado em duas partes. Uma parte deste trabalho ( $W_{VA}$ ) se destina a alterar o volume de ar no interior do atuador, enquanto a parte restante ( $W_{elast}$ ) se destina a alterar a energia potencial elástica da membrana de borracha. Dessa forma:

$$W_{PAM} = W_{VA} + W_{elast} \quad (3.43)$$

O trabalho virtual para a mudança de volume de ar no interior do atuador pode ser dado por [Martens e Boblan, 2017]:

$$W_{VA} = pdV \quad (3.44)$$

Para quantificar o trabalho virtual da deformação da membrana de elemento elastomérico, considera-se que a mesma sofre deformações somente em um plano, descrevendo assim um estado plano de deformações, como ilustrado na Figura 3.7. Assim, a deformação na direção do comprimento do atuador é  $\varepsilon_L$ , e na do aumento do seu perímetro,  $\varepsilon_{PE}$ . Ao rotacionar o sistema de coordenadas conforme o ângulo da fibra  $\theta$ , as deformações se decompõem na direção do alongamento da fibra de aramida  $\varepsilon_{AF}$  e na direção da deformação somente da borracha  $\varepsilon_{RU}$ . Como a fibra é considerada indeformável, tem-se  $\varepsilon_{AF} = 0$ , de onde resulta que a membrana somente se expande na direção perpendicular às suas fibras [Martens e Boblan, 2017].

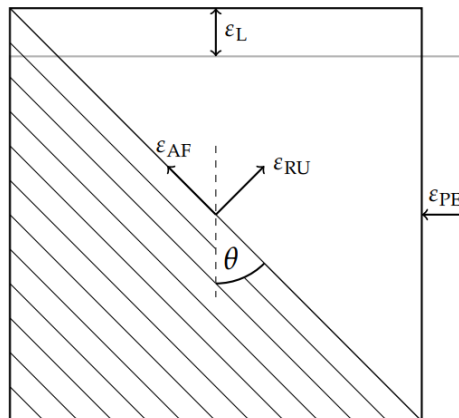


Figura 3.7 – Representação do estado plano de deformações da membrana do atuador.

[Adaptado de: Martens e Boblan, 2017]

De acordo com a Lei de Hooke, a tensão gerada em um plano ( $\sigma_{RU}$ ) é proporcional

a sua deformação ( $\varepsilon_{RU}$ ), através do Módulo de Elasticidade  $E(L)$  [Timoshenko, 1994]:

$$\sigma_{RU} = E(L)\varepsilon_{RU} \quad (3.45)$$

Assim, utilizando as expressões [Timoshenko, 1994]:

$$\varepsilon_L = \frac{L - L_0}{L_0} \quad (3.46)$$

e

$$\varepsilon_{PE} = \frac{D - D_0}{D_0}, \quad (3.47)$$

o valor da deformação perpendicular da fibra pode ser obtido através da aplicação do teorema de Pitágoras:

$$\varepsilon_{RU} = \sqrt{\varepsilon_L^2 + \varepsilon_{PE}^2} \quad (3.48)$$

$$\varepsilon_{RU} = \sqrt{\left(\frac{L - L_0}{L_0}\right)^2 + \left(\frac{D - D_0}{D_0}\right)^2} \quad (3.49)$$

Ao rotacionar para o sistema original de coordenadas, pode-se calcular as tensões na direção do comprimento:

$$\sigma_L = \sigma_{RU} \sin \theta = E(L)\varepsilon_{RU} \sin \theta = E(L)\frac{L - L_0}{L_0} \quad (3.50)$$

e a tensão na direção do perímetro:

$$\sigma_{PE} = \sigma_{RU} \cos \theta = E(L)\varepsilon_{RU} \cos \theta = E(L)\frac{D - D_0}{D_0} \quad (3.51)$$

Ao multiplicar a tensão pela área das bordas da membrana planificada (Figura 3.7) e pelo diferencial de comprimento, obtém-se a seguinte expressão para o trabalho virtual na direção do comprimento:

$$W_{elas-L} = \underbrace{\sigma_L H_0 \pi D(L)}_{F_L} dL \quad (3.52)$$

onde  $H_0$  é a espessura da membrana, assumida constante. De forma semelhante, o trabalho virtual para deformar no sentido do perímetro é:

$$W_{elas-PE} = - \underbrace{\sigma_{PE} H_0 L \pi}_{F_{PE}} dD \quad (3.53)$$

onde o sinal negativo indica que um aumento no comprimento do atuador resulta na

diminuição do seu perímetro (contração transversal).

Inserindo as equações 3.42, 3.44, 3.52 e 3.53 na Equação 3.43, resulta na equação de força do atuador [Martens e Boblan, 2017]:

$$F_{PAM}(p, L) = -p \frac{dV}{dL} + F_{PE} \frac{dD}{dL} - F_L \quad (3.54)$$

onde a força é considerada positiva quando exerce ação no sentido de tração.

Assim como o ângulo inicial da fibra de aramida, o módulo de elasticidade da membrana de material elastomérico não é conhecido e precisa ser obtido a partir de dados experimentais. Ainda de acordo com [Martens e Boblan, 2017], este valor pode ser aproximado satisfatoriamente por um polinômio de terceiro grau em função do comprimento:

$$E(L) = c_3 L^3 + c_2 L^2 + c_1 L + c_0 \quad (3.55)$$

onde  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  são as constantes do polinômio que devem ser obtidas pelo processo de otimização e  $L$  é o comprimento instantâneo do atuador.

Conforme os mesmos autores, polinômios de maior grau não resultam necessariamente em mapeamentos mais precisos, enquanto graus menores acarretam aumento considerável nos erros percentuais em relação a resultados experimentais. Como no caso do ângulo inicial da fibra, a identificação experimental do polinômio usado nesta tese é detalhada no Capítulo 4.

Nos trabalhos Martens et al., 2018a,b, os autores reestruturaram a Equação 3.54 para um formato mais compacto, conforme a Equação 3.56:

$$F_M(p, L) = -pA(L) + B(L) \quad (3.56)$$

onde os termos  $A(L)$  e  $B(L)$  são definidos como:

$$A(L) = \frac{L_{fibra}^2 - 3L^2}{4\pi n^2} \quad (3.57)$$

$$B(L) = \pi H_0 E \left( \frac{-L^2}{n\pi \sqrt{L_{fibra}^2 - L^2}} \frac{D - D_0}{D_0} - \frac{L - L_0}{L_0} D \right) \quad (3.58)$$

Então, o torque  $\tau$  gerado na junta do manipulador da Figura 3.3 é dado pela força do atuador transmitida pelo cabo, multiplicada pelo raio  $R$  da polia da junta:

$$\tau = F_M R = (B(L) - pA(L)) R \quad (3.59)$$

A Equação 3.59 é de especial utilidade para a aplicação de um dos controladores considerados nesta tese, pois permite relacionar os torques desejados nas juntas com os parâmetros do atuador correspondente. Para um dado comprimento instantâneo  $L$  do atuador, torna-se possível calcular um valor para uma pressão desejada  $p_d$  que garante a aplicação de um torque desejado  $\tau_d$  (obtido da Equação 5.12), a qual pode ser calculada rearranjando a Equação 3.59:

$$p_d = \left( B - \frac{\tau_d}{R} \right) \frac{1}{A} \quad (3.60)$$

Conforme detalhamento apresentado na Seção 5.2, a aplicação da técnica de TC ao sistema em estudo também requer o conhecimento da taxa de variação  $\dot{\tau}_d$  do torque desejado, o que implica a necessidade de se conhecer também a derivada temporal  $\dot{p}_d$  da pressão desejada e todas as derivadas temporais dos seus termos:  $\dot{A}$ ,  $\dot{B}$ ,  $\dot{E}$ ,  $\dot{D}$  e  $\dot{V}$ . A obtenção dessas equações é uma das contribuições do presente trabalho e não foram abordadas originalmente no trabalho de Martens et al. [2018b]. Assim, para a taxa de variação da pressão desejada, deriva-se a Equação 3.60 no tempo:

$$\dot{p}_d = \left( \frac{-\dot{\tau}_d}{R} - p_d \dot{A} + \dot{B} \right) A^{-1} \quad (3.61)$$

Para se obter  $\dot{A}$ , deriva-se a Equação 3.57 no tempo:

$$\dot{A}(L, \dot{L}) = \frac{-3L\dot{L}}{2\pi n^2} \quad (3.62)$$

Por sua vez, para apresentar a derivada temporal de  $B$ , buscando clareza na apresentação dos cálculos, a mesma teve alguns dos seus termos agregados. Como o termo  $E(L)$  depende do comprimento e, conseqüentemente, do tempo, a Equação 3.58 pode ser reescrita como:

$$B = \pi H_0 E(L) J_B \quad (3.63)$$

onde:

$$J_B = \left( \frac{-L^2}{n\pi \sqrt{L_{fibra}^2 - L^2}} \frac{D - D_0}{D_0} - \frac{L - L_0}{L_0} D \right) \quad (3.64)$$

Derivando a Equação 3.63 no tempo:

$$\dot{B} = \pi H_0 \left( E \dot{J}_B + \dot{E} J_B \right) \quad (3.65)$$



O termo  $J_B$ , é por conveniência apresentado como:

$$J_B = J_{B1} - J_{B2} \quad (3.66)$$

onde:

$$J_{B1} = \left( \frac{-L^2}{n\pi\sqrt{L_{fibra}^2 - L^2}} \frac{D - D_0}{D_0} \right) \quad (3.67)$$

$$J_{B2} = \left( \frac{L - L_0}{L_0} D \right) \quad (3.68)$$

Dessa forma, derivando  $J_B$ , obtém-se:

$$\dot{J}_B = \dot{J}_{B1} - \dot{J}_{B2} \quad (3.69)$$

onde:

$$\dot{J}_{B1} = J_{B11} - J_{B12} - J_{B13} \quad (3.70)$$

$$J_{B11} = \frac{L^3 \dot{L} (D_0 - D)}{\pi D_0 n (L_{fibra}^2 - L^2)^{3/2}} \quad (3.71)$$

$$J_{B12} = \frac{L^2 \dot{D}}{\pi D_0 n \sqrt{L_{fibra}^2 - L^2}} \quad (3.72)$$

$$J_{B13} = \frac{2L\dot{L} (D_0 - D)}{\pi D_0 n \sqrt{L_{fibra}^2 - L^2}} \quad (3.73)$$

Já,  $\dot{J}_{B2}$  resulta em:

$$\dot{J}_{B2} = \frac{\dot{L}D}{L_0} + \dot{D} \frac{L - L_0}{L_0} \quad (3.74)$$

As variações temporais do volume e diâmetro do atuador são obtidas derivando-se as equações 3.41 e 3.39, resultando em:

$$\dot{D} (L, \dot{L}) = \frac{-L\dot{L}}{\pi n \sqrt{L_{fibra}^2 - L^2}} \quad (3.75)$$

$$\dot{V} (L, \dot{L}) = \frac{\dot{L}}{4\pi n^2} (L_{fibra}^2 - 3L^2) \quad (3.76)$$

Por fim, a derivada temporal do módulo de elasticidade da membrana de borracha é dada por:

$$\dot{E}(L, \dot{L}) = (3c_3L^2 + 2c_2L + c_1) \dot{L} \quad (3.77)$$

### 3.3 Dinâmica da pressão interna do atuador tipo PAM

Para a correta implementação da estratégia de controle TC, é necessário dispor-se do modelo da dinâmica da pressão no interior do atuador. Assumindo para o ar a hipótese de gás ideal, pode-se utilizar a equação dos gases ideais para descrever a relação entre a temperatura  $T$ , pressão  $p$  e massa específica  $\rho$  [Beater, 2007]:

$$\rho R_{gas} T = p \quad (3.78)$$

onde  $R_{gas}$  é a constante do ar e assume valor igual a  $286,9 \text{ J/kgK}$ , em condição de referência técnica de 65% de umidade relativa do ar, na temperatura de  $293,25 \text{ K}$  e na pressão atmosférica ( $1 \times 10^5 \text{ Pa}$ ).

Seja  $vc$  o volume de controle e  $sc$  a superfície de controle por onde o fluido passa, o princípio de conservação da massa no interior do volume de controle pode ser formulado através de:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV = \int_{SC} \rho \vec{y} d\vec{A} \quad (3.79)$$

A Equação 3.79 indica que a diferença entra a vazão mássica que entra e sai da superfície de controle resulta em uma taxa de acúmulo da massa no interior do atuador. Se a diferença líquida da vazão mássica for  $\dot{m}$ , então:

$$\dot{m} = \frac{\partial}{\partial t}(\rho V) = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dp} \frac{dp}{dt} \quad (3.80)$$

Na Equação 3.80 o termo  $\rho \frac{dV}{dt}$  representa a vazão mássica devido à variação do volume (expansão/contração) e o termo  $V \frac{d\rho}{dp} \frac{dp}{dt}$ , representa a variação mássica devida à compressibilidade do ar. A relação entre a variação da pressão com relação à variação específica do volume é definida como módulo de elasticidade volumétrica  $\beta$ :

$$\beta = -\frac{dp}{dV/V} \quad (3.81)$$

Para uma massa constante, a Equação 3.80 é nula, o que resulta em  $\frac{dV}{V} = -\frac{d\rho}{\rho}$ , logo:

$$\beta = \rho \frac{dp}{d\rho} \quad (3.82)$$

então, substituindo na Equação 3.79, resulta em:

$$\dot{m} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{\rho}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (3.83)$$

Adicionalmente, em processos adiabáticos reversíveis,  $\beta$  pode ser escrito como função do calor específico para pressão constante  $C_p$  e do calor específico para volume constante  $C_v$  [Beater, 2007]:

$$\beta = \frac{C_p}{C_v} p = \chi p \quad (3.84)$$

onde  $\chi$  é o coeficiente para processos reversíveis sem transmissão de calor, ou seja, de processos isentrópicos ou adiabáticos reversíveis [Beater, 2007]. Para o caso de atuadores do tipo PAM, o processo é politrópico, ou seja, a mudança no estado do fluido está entre um estado isotérmico ( $\chi = 1$ ) e isentrópico ( $\chi = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$ ) [Beater, 2007]. Segundo o trabalho de Winters, 1990, o valor do coeficiente politrópico para um atuador do tipo PAM pode ser assumido como  $\chi = 1,26$ . Substituindo as constantes na Equação 3.83 e combinando com a equação de gás ideal (Equação 3.78), tem-se:

$$\dot{m} = \frac{p}{R_{gas}T} \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\chi R_{gas}T} \frac{dp}{dt} \quad (3.85)$$

Isolando  $\frac{dp}{dt} = \dot{p}$  na equação anterior, obtém-se a equação da dinâmica do fluido no interior de um atuador do tipo PAM [Martens et al., 2018a]:

$$\dot{p}(t) = \frac{\chi R_{gas}T}{V(t)} \dot{m}(t) - \chi p(t) \frac{\dot{V}(t)}{V(t)} \quad (3.86)$$

### 3.4 Equações de vazão mássica da válvula proporcional

A válvula proporcional utilizada nos testes experimentais deste trabalho é do modelo MPYE-5-1/8 da fabricante Festo, cujas características técnicas são detalhadas na Seção C.6. Genericamente, válvulas proporcionais podem ter sua vazão mássica descrita por um conjunto de equações analíticas, baseadas em modelos teóricos, conforme, por exemplo, sugere a norma técnica ISO 6358 [Beater, 2007]. Contudo, tais equações assumem simplificações consideráveis, abrindo mão de fidelidade de representação em troca de uma maior amplitude de casos de aplicação. Para maior precisão, faz-se necessária a medição direta de variáveis e parâmetros na própria unidade da válvula utilizada nos testes [Bobrow e McDonell, 1998]. No trabalho de Schlüter, 2018, são apresentadas equações

empíricas para os valores da vazão mássica de ar como função do sinal de controle  $\bar{u}$  e as pressões montante e jusante (em relação ao orifício da válvula) para o modelo de válvula utilizada. Esse conjunto de equações foi obtido através dos procedimentos descritos em McDonell, 1996, e são representadas conforme Perondi, 2002, por:

$$\dot{m} = \dot{m}^{ench} = \dot{m}_{max}^{ench} f_p^{ench}(\bar{p}) f_u^{ench}(\bar{u}) \quad (3.87)$$

$$\dot{m} = \dot{m}^{exau} = \dot{m}_{max}^{exau} f_p^{exau}(\bar{p}) f_u^{exau}(\bar{u}) \quad (3.88)$$

onde os índices “ench” e “exau” são relacionados, respectivamente, as vazões de entrada e saída da válvula;  $\dot{m}$  é a vazão mássica;  $\dot{m}_{max}$  é a vazão mássica máxima;  $f_p(\bar{p})$  é a função da pressão normalizada  $\bar{p}$  e  $f_u(\bar{u})$  é a função da tensão elétrica normalizada  $\bar{u}$ . As funções  $f_p(\bar{p})$  e  $f_u(\bar{u})$ , e as variáveis de entrada  $\bar{p}$  e  $\bar{u}$ , podem assumir valores entre 0 e 1.

No trabalho de Schlüter, 2018, a autora realizou medições indiretas da vazão mássica de uma válvula de mesmo modelo usada no presente trabalho para diferentes entradas normalizadas de pressão e tensão elétrica, de modo semelhante às medições realizadas nos trabalhos de Sobczyk, 2009 e Perondi, 2002. Essa válvula foi usada para comandar um atuador pneumático rotacional com duas câmaras (para enchimento e exaustão). Assim, esse motor pneumático rotacional é acionado a partir dessa diferença de pressão entre as câmaras. Como o atuador do tipo PAM possui somente uma “câmara” de ar, somente os valores referentes à chamada “câmara A” são considerados, permitindo a simplificação do modelo. Os gráficos das figuras 3.8 a 3.11 ilustram os resultados experimentais obtidos por Schlüter, 2018.

Na Figura 3.8, observa-se que durante o evento de enchimento, a vazão mássica é máxima enquanto a pressão no interior da câmara é inferior a cerca de 40 % da pressão de suprimento, decaindo a partir deste valor. Ao se observar a função da tensão elétrica (Figura 3.9), verifica-se que a medida que aumenta o diferencial de potencial elétrico aplicado à válvula, maior é a abertura do orifício de passagem e, conseqüentemente, maior a vazão mássica fornecida. Na mesma figura, verifica-se que quando o diferencial de potencial elétrico é cerca de 80 % do valor correspondente à abertura máxima, a vazão se aproxima também do seu valor máximo. Já, na proximidade da região de tensão nula, verifica-se que a vazão tende ao seu valor mínimo, indicando a presença de uma zona morta devido a um sobrepasseamento do ressalto de bloqueio do carretel de comando da válvula com relação ao orifício de passagem do ar, semelhante ao indicado na Figura

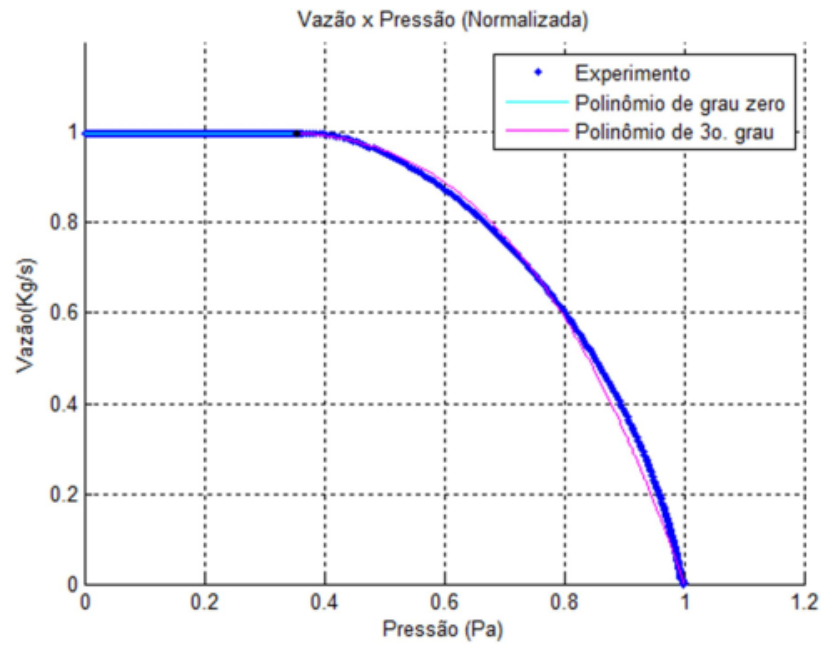


Figura 3.8 – Vazão mássica em função do valor de pressão normalizada (Enchimento).

[Fonte: Schlüter, 2018]

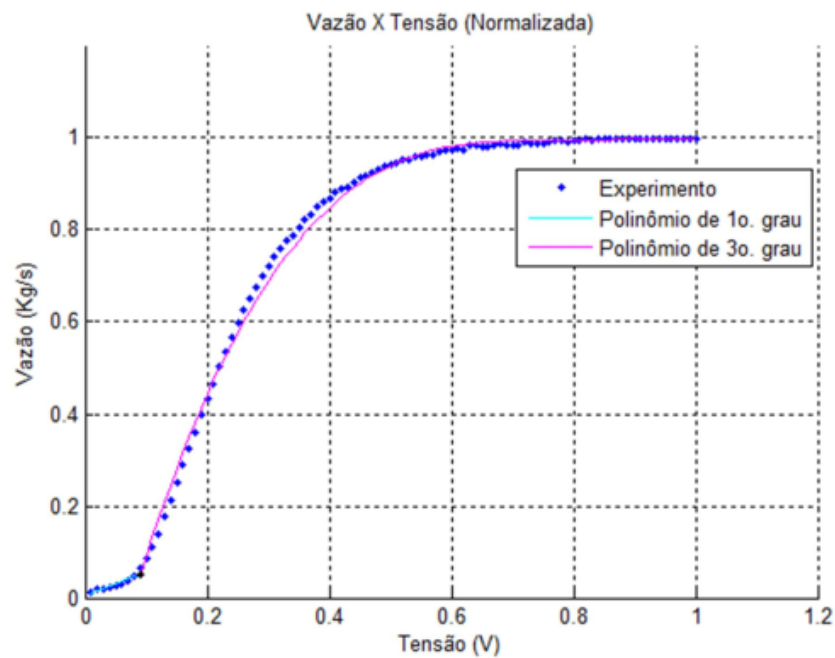


Figura 3.9 – Vazão mássica em função do valor de tensão elétrica normalizada

(Enchimento). [Fonte: Schlüter, 2018]

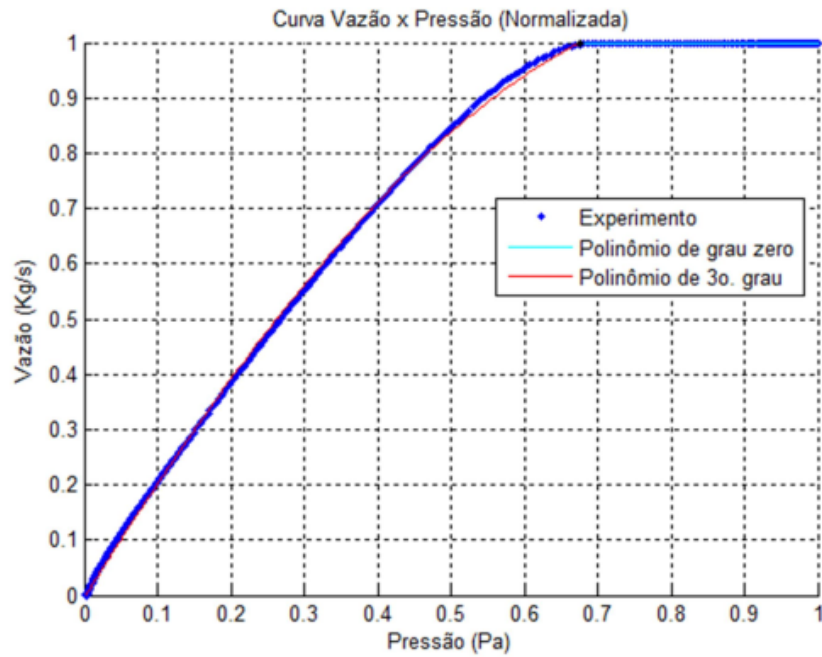


Figura 3.10 – Vazão mássica em função do valor de pressão normalizada (Exaustão).

[Fonte: Schlüter, 2018]

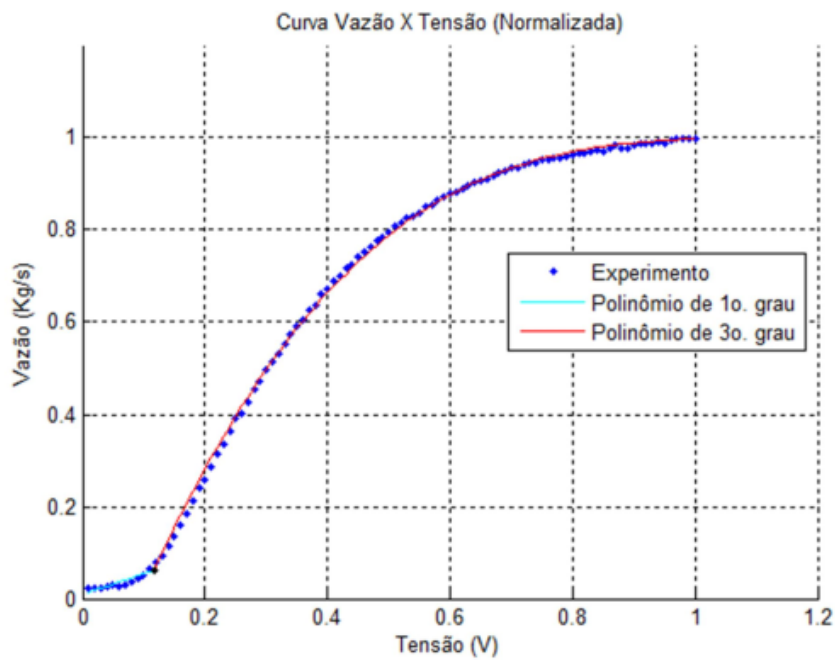


Figura 3.11 – Vazão mássica em função do valor de tensão elétrica normalizada

(Exaustão). [Fonte: Schlüter, 2018]

C.12, fornecida pelo fabricante. Verifica-se também que apesar de a vazão mássica tender a zero nas proximidades da região de fechamento da válvula, a vazão não é anulada totalmente, indicando a presença de vazamentos, intrínsecos ao funcionamento de válvulas dessa configuração (de bloqueio por carretel). Na situação de exaustão, conforme ilustrado nas figuras 3.10 e 3.11, a função de pressão tem seu valor máximo quando a pressão no interior do atuador é até cerca de até 70 % da pressão de suprimento, e decai a medida que a pressão interna é reduzida, já que a diferença de pressão entre o interior do atuador e a atmosfera também decai. Na função da vazão mássica, a mesma segue um perfil semelhante ao obtido na fase de enchimento, mas relativamente mais lento, o que também está de acordo com a assimetria do gráfico da Figura C.12. Dessa forma, o comportamento próximo das zonas mortas pode ser aproximado com uma função polinomial de primeira ordem, e uma função polinomial de terceira ordem para os demais valores. A partir da interpolação dos dados experimentais, foram obtidas as seguintes funções normalizadas [Schlüter, 2018]:

$$f_p^{ench}(\bar{p}) = \begin{cases} 1 & \bar{p} < 0,35502 \\ -2,0493\bar{p}^3 + 1,2598\bar{p}^2 - 0,2191\bar{p} + 1,0107 & \bar{p} \geq 0,35502 \end{cases} \quad (3.89)$$

$$f_p^{exau}(\bar{p}) = \begin{cases} -0,3305\bar{p}^3 - 0,7399\bar{p}^2 + 2,1377\bar{p} - 0,0047 & \bar{p} < 0,67575 \\ 1 & \bar{p} \geq 0,67575 \end{cases} \quad (3.90)$$

$$f_u^{ench}(\bar{u}) = \begin{cases} 0,57899\bar{u} & \bar{u} < 0,09064 \\ 3,1095\bar{u}^3 - 7,1220\bar{u}^2 + 5,4289\bar{u} - 0,3834 & \bar{u} \geq 0,09064 \end{cases} \quad (3.91)$$

$$f_u^{exau}(\bar{u}) = \begin{cases} 0,52397\bar{u} & \bar{u} < 0,11693 \\ 1,085\bar{u}^3 - 3,4251\bar{u}^2 + 3,66\bar{u} - 0,3216 & \bar{u} \geq 0,11693 \end{cases} \quad (3.92)$$

### 3.4.1 Inversão da função de vazão mássica da válvula proporcional

No Capítulo 5, são abordadas as leis de controle utilizadas no controle de trajetórias do mecanismo. A lei de controle por TC adaptada para o sistema pneumático realiza o controle por meio do cálculo do valor desejado de vazão mássica, capaz de suprir as câmaras do atuador de forma que a diferença de pressão com a atmosfera permita gerar o torque necessário para o seguimento de trajetória. Para que a válvula forneça o valor

desejado de vazão, as equações 3.87 e 3.88 são invertidas para permitir obter o valor de tensão elétrica  $\bar{u}$  que corresponde à abertura da válvula que gera essa vazão. Assim, devido ao comportamento físico do sistema, há somente uma tensão elétrica normalizada  $\bar{u}$  possível, capaz de gerar a vazão mássica desejada  $\dot{m}^j$  a uma dada pressão. Para se obter esse valor de  $\bar{u}$ , deve-se inicialmente inverter a função  $f_u^j(\bar{u})$  nas equações 3.87 e 3.88:

$$f_u^j(\bar{u}) = \frac{\dot{m}^j}{\dot{m}_{max}^j f_p^j(\bar{p})} = f(m) \quad (3.93)$$

onde  $j$  pode representar tanto a vazão de enchimento, quanto a de exaustão. A vazão mássica máxima  $\dot{m}_{max}^j$  é uma propriedade da válvula proporcional. Assim, conhecendo a vazão mássica máxima e a pressão instantânea, é possível encontrar o valor de abertura que irá proporcionar a vazão de ar desejada. A normalização da pressão é realizada por meio da equação:

$$\bar{p} = \frac{p - p_0}{p_s - p_0} \quad (3.94)$$

onde:  $p_s$  é a pressão de suprimento e  $p_0$  é a pressão atmosférica.

Se  $\dot{m}^j$  for positiva, o sistema opera enchendo e as equações  $f_p^{ench}(\bar{p})$  (3.89) e  $f_u^{ench}(\bar{u})$  (3.91) são utilizadas, respectivamente, para o cálculo da função de pressão e a para a inversão da função de tensão. Caso a vazão desejada seja negativa, o sistema estará em modo de exaustão, e as equações  $f_p^{exau}(\bar{p})$  (3.90) e  $f_u^{exau}(\bar{u})$  (3.92) são utilizadas para estes fins. A pressão instantânea é calculada por intermédio da integração do resultado de  $\dot{p}$  na Equação 3.86, posteriormente normalizada ( $\bar{p}$ ) usando Equação 3.94. Essa pressão normalizada é utilizada no cálculo de  $f_p^j(\bar{p})$ . No caso do controle por TC, a vazão mássica desejada é calculada pelo controlador. Esse cálculo é abordado no Capítulo 5, na Seção 5.3 e é representado pela Equação 5.17.

O próximo passo consiste em encontrar o valor da tensão elétrica da válvula ( $\bar{u}$ ) correspondente ao valor de  $f(m) = f_u^j(\bar{u})$ . Nesse processo, a seleção entre a aproximação linear (região de zona morta) ou o polinômio de terceira ordem para as equações 3.91 e 3.92, depende do valor de  $f(m)$  calculado na Equação 3.93. Se o resultado de  $f(m)$  é maior que o resultado dado pelo polinômio da Equação 3.91 no limite de valor de  $\bar{u}$ , então o polinômio da Equação 3.91 é utilizado. Caso contrário, a respectiva equação linear é utilizada. Por exemplo, no caso de enchimento, ao substituir o limite  $\bar{u} = 0,09064$  no polinômio de terceiro grau da Equação 3.91, obtém-se o resultado de 0,0524795. Se  $f(m)$  for igual ou maior que este valor, o polinômio de terceiro grau da Equação 3.91 é utilizado



na inversão de  $\bar{u}$ . Caso seja inferior, deve-se utilizar o polinômio de primeiro grau. De forma similar, para o evento de exaustão, utilizou-se o limite de 0,0612683. Esses valores podem ser observados analisando o ponto de transição entre as curvas nas figuras 3.9 e 3.11.

O cálculo da inversa do sinal de controle normalizado  $\bar{u}$  é direto para as equações lineares. Já, para os polinômios de terceiro grau, o método descrito em Lipschutz et al., 2012, foi implementado, de modo a calcular as raízes do polinômio:

$$\bar{u}^3 + a_1\bar{u}^2 + a_2\bar{u} + a_3 = 0 \quad (3.95)$$

Segundo Lipschutz et al., 2012:

$$Q_{pol} = \frac{3a_2 - a_1^2}{9} \quad (3.96)$$

$$R_{pol} = \frac{9a_1a_2 - 27a_3 - 2a_1^3}{54} \quad (3.97)$$

$$D_{pol} = Q_{pol}^3 + R_{pol}^2 \quad (3.98)$$

se  $D_{pol} > 0$ , então:

$$S_{pol} = \sqrt[3]{R_{pol} + \sqrt[2]{D_{pol}}} \quad (3.99)$$

$$T_{pol} = \sqrt[3]{R_{pol} - \sqrt[2]{D_{pol}}} \quad (3.100)$$

$$\bar{u} = S_{pol} + T_{pol} - \frac{a_1}{3} \quad (3.101)$$

se  $D_{pol} \leq 0$ , então:

$$\theta_{pol} = \arccos\left(\frac{R_{pol}}{\sqrt{-Q_{pol}^3}}\right) \quad (3.102)$$

$$\bar{u}_1 = 2\sqrt{-Q_{pol}} \cos\left(\frac{\theta_{pol}}{3}\right) - \frac{a_1}{3} \quad (3.103)$$

$$\bar{u}_2 = 2\sqrt{-Q_{pol}} \cos\left(\frac{\theta_{pol} + 120^\circ}{3}\right) - \frac{a_1}{3} \quad (3.104)$$

$$\bar{u}_3 = 2\sqrt{-Q_{pol}} \cos\left(\frac{\theta_{pol} + 240^\circ}{3}\right) - \frac{a_1}{3} \quad (3.105)$$

onde:  $a_1, a_2, a_3$  são os coeficientes dos polinômios das equações 3.91 e 3.92;  $\bar{u}, \bar{u}_1, \bar{u}_2$  e  $\bar{u}_3$  são as múltiplas soluções do polinômio.

### 3.5 Conclusões do capítulo

Neste capítulo, foi equacionado o comportamento dinâmico do mecanismo representante dos dedos indicador e polegar, utilizando estratégias clássicas aplicadas à robôs seriais. Baseado em trabalhos recentes da literatura, também foram descritas as equações de força estática de atuadores do tipo PAM. Como contribuição do presente trabalho, essas equações foram modificadas para uso posterior no controle TC adaptado para essa classe de atuadores. Além disso, foram descritas as equações dinâmicas da pressão interna no interior do atuador e as funções de vazão mássica fornecida pela válvula, baseado em trabalhos prévios de outros autores que também utilizaram esse tipo de equipamento. Como contribuição do presente trabalho, as funções de inversão de sinal de controle de abertura das válvulas proporcionais foram equacionadas, de modo a obter uma solução matemática que fosse aplicada à atuadores do tipo PAM. O próximo capítulo é dedicado aos dois controladores utilizados nas simulações e nos experimentos de bancada para o seguimento de trajetória de posição.

## 4 OBTENÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DO ATUADOR TIPO PAM

Algumas propriedades dos atuadores do tipo PAM, tais como comprimento e diâmetro iniciais, possuem valores conhecidos de acordo com as especificações do modelo. No entanto, o ângulo inicial da fibra e os coeficientes do polinômio que compõem o módulo de elasticidade  $E(L)$  não são informados pelo fabricante. Segundo Martens e Boblan, 2017, estas propriedades podem ser obtidas através de uma função de otimização aplicada sobre as equações teóricas de força apresentadas no Capítulo 3 Seção 3.2 e resultados experimentais. Para tal, a força produzida pelos atuadores deve ser medida para uma condição em que sua pressão manométrica interna e seu comprimento variam, o que permite a montagem do chamado *mapa de forças*. No referido trabalho, os autores instalaram o atuador em uma estrutura rígida, capaz de variar o seu comprimento em incrementos específicos e sustentar a deformação resultante à medida que a pressão de suprimento é aumentada. Uma célula de carga foi usada para medir a força gerada para cada um destes intervalos. Uma imagem deste experimento está reproduzida na Figura 4.1 e o mapa levantado nos experimentos correspondentes é informado na Tabela 4.1.

Para validar a metodologia aplicada no trabalho de Martens e Boblan, 2017 e verificar a variância dos valores dos coeficientes obtidos pelos autores para um mesmo modelo de atuador tipo PAM, o procedimento experimental foi reproduzido no presente trabalho. Os equipamentos utilizados são descritos na Seção 4.1. Os resultados comparativos entre os valores divulgados por Martens e Boblan, 2017 e os obtidos no presente trabalho são apresentados na Seção 4.2.

No trabalho de Martens e Boblan, 2017, os valores dos coeficientes da Equação 3.55 e do ângulo inicial da fibra  $\theta_i$  são obtidos a partir da minimização dos erros quadráticos entre os valores experimentais, como os da Tabela 4.1, e as forças teóricas calculadas a partir da Equação 3.56:

$$\min \sum_{p_i} \sum_{L_j} (F_{medida}(p_i, L_j) - F_{modelo}(p_i, L_j))^2 \quad (4.1)$$

O cálculo dos coeficientes foi executado com o comando *fminsearch*, do pacote computacional *Matlab*, cujo algoritmo é do tipo *simplex* e baseado no trabalho de Lange et al., 2015. Devido à natureza não linear das equações de força, somente mínimos locais podem

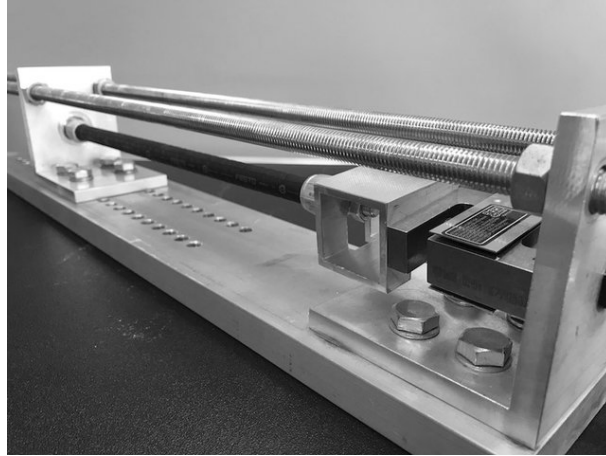


Figura 4.1 – Fixação para medição da força no atuador. [Fonte: Martens e Boblan, 2017]

Tabela 4.1 – Mapa de distribuição de forças do atuador DMSP-10-250. [Fonte: Martens e Boblan, 2017]

P [Pa]	L [m]	0,25	0,234	0,219	0,204	0,198
	5000		0	0	0	0
68750		32,1667	0	0	0	0
132500		84,8333	0	0	0	0
196250		139,5	0	0	0	0
260000		195,6667	0	0	0	0
285000		217,6667	17	0	0	0
310000		239,6667	35,1667	0	0	0
335000		261,6667	52,6667	0	0	0
360000		283,8333	71,3333	0	0	0
402187		321,5	101,5	22,8333	0	0
444375		359	132,3333	46,1667	0	0
486562		396,6667	162,5	69,3333	0	0
528750		434,3333	193,6667	92,1667	0	0
559062		461,6667	216,3333	109,3333	11,5	0
589375		488,3333	238,1667	126,3333	23,3333	0
619688		515,8333	261	142,6667	35	0
650000		542,5	282,8333	158,6667	46	0

ser encontrados em uma aplicação padrão, e os resultados são dependentes dos pontos iniciais indicados como primeira estimativa para as variáveis a serem obtidas. Martens e Boblan, 2017, sugerem valores iniciais que representem a grandeza das propriedades físicas desejadas. No caso dos coeficientes do módulo de elasticidade do atuador, são esperados valores que possuam grandezas próximas de 1 *MPa*. Os pontos iniciais indicados pelos

autores são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Valores iniciais utilizados no processo de otimização.

$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$d_i$
$1 \times 10^6$	$1 \times 10^6$	$1 \times 10^6$	$1 \times 10^6$	0

Na Tabela 4.2, o valor  $d_i$  se refere à correção do valor estimado para o ângulo da fibra, conforme a Equação 4.2:

$$\theta_0 = \theta_i + d_i \quad (4.2)$$

Segundo Boblan, 2009, o valor estimado para  $\theta_i$  é de  $28,6^\circ$ , podendo ser considerado como valor inicial para o problema de otimização. Como resultado da aplicação desta estratégia, Martens e Boblan, 2017 encontraram os seguintes valores para o polinômio característico e o ângulo inicial da fibra:  $c_0 = 74,085 \text{ MPa}$ ,  $c_1 = -689,20 \text{ MPa}$ ,  $c_2 = 1,8370 \text{ GPa}$ ,  $c_3 = -848,79 \text{ MPa}$ ,  $d_i = -5,73^\circ$ .

Para averiguar os resultados gerados pelas equações teóricas de força, foi realizado o cálculo do percentual da diferença máxima entre os valores medidos e calculados em relação à máxima força medida, conforme a Equação 4.3, da mesma forma que realizado pelos autores Martens e Boblan, 2017:

$$erro_{percentual} = 100 * \frac{\max(|F_{medida} - F_{modelo}|)}{\max(F_{medida})} \quad (4.3)$$

Martens e Boblan, 2017, obtiveram um erro máximo de  $4,4 \%$ . Visando avaliar a viabilidade da técnica empregada, o mapa de forças disponibilizado pelos autores foi importado para o software *Matlab*, e sendo o mesmo procedimento de otimização realizado. Como resultado foi obtido um valor de erro percentual com erro máximo de  $4,2641 \%$ , com valor médio de  $0,0081 \%$  e desvio padrão de  $0,0055 \%$ .

#### 4.1 Ensaio com Músculo Pneumático Artificial Festo DMSP-10-300

Para reprodução do experimento proposto em Martens e Boblan, 2017, foi utilizada uma unidade do atuador pneumático tipo PAM modelo DMSP-10-300 da empresa Festo. Este atuador é semelhante ao utilizado por Martens e Boblan, 2017, sendo a diferença entre eles o seu comprimento nominal. Enquanto Martens e Boblan, 2017 utilizaram um atuador de  $250 \text{ mm}$  de comprimento, no presente caso utilizou-se um atuador com  $300$

mm. Segundo o fabricante, a forma do mapa de forças deste modelo de atuador não varia com o seu comprimento, já que os dados informados estão dispostos em função de sua deformação percentual com relação ao comprimento inicial. Idealmente, isso garantiria que tanto os resultados encontrados anteriormente para o polinômio e do ângulo inicial da fibra seriam os mesmos, independente da diferença de comprimento nominal.

Como forma de validar esta condição, foi realizado um experimento de forma similar à Martens e Boblan, 2017, sendo que algumas alterações tiveram que ser feitas para viabilizar a realização destes testes. Como estrutura de fixação das peças, foi utilizado um Painel Simulador de Pneumática e Eletropneumática da fabricante Festo. O atuador foi fixado diretamente em ambas extremidades por meio de cantoneiras reforçadas de alumínio. Um extensor para cabos de aço foi utilizado para controlar o comprimento do atuador para as diferentes medidas. A Figura 4.2 ilustra a disposição dos componentes na bancada.

A medição de força feita por meio de célula de carga modelo SV-100 da fabricante Alfa instrumentos. O comprimento do músculo foi medido por um sensor potenciométrico do tipo régua linear modelo MLO-POT-450-TLF [Festo, 2021d] e a pressão fornecida foi regulada manualmente por meio de um filtro regulador de pressão LFR-D-MINI [Festo, 2021a]. A pressão manométrica foi medida por um sensor de pressão modelo S-10 da fabricante Wika (Apêndice C.2). O detalhamento dos circuitos condicionadores de sinais dos sensores e as fontes de alimentação estão apresentados no Apêndice C. Os sinais fornecidos pelos sensores foram enviados para a placa de controle modelo DS 1104 da fabricante DSpace e monitorados através do pacote computacional *ControlDesk 5.2* e do pacote *Matlab*, por meio da interface do *Simulink*. Um filtro do tipo Butterworth de segunda ordem foi utilizado na entrada dos sinais com frequência de corte de 40 Hz, conforme sugerido por Sobczyk, 2009.

Para reproduzir os resultados do experimento de Martens e Boblan, 2017, foi aplicado um método, cujos passos são:

1. medir o comprimento inicial do atuador sob pressão atmosférica;
2. rosquear o extensor até que os componentes estejam todos alinhados e de modo a impedir a contração do atuador, à medida que sua pressão interna aumente;
3. armazenar o valor de pré-carga medida pela célula de carga e posteriormente subtrair

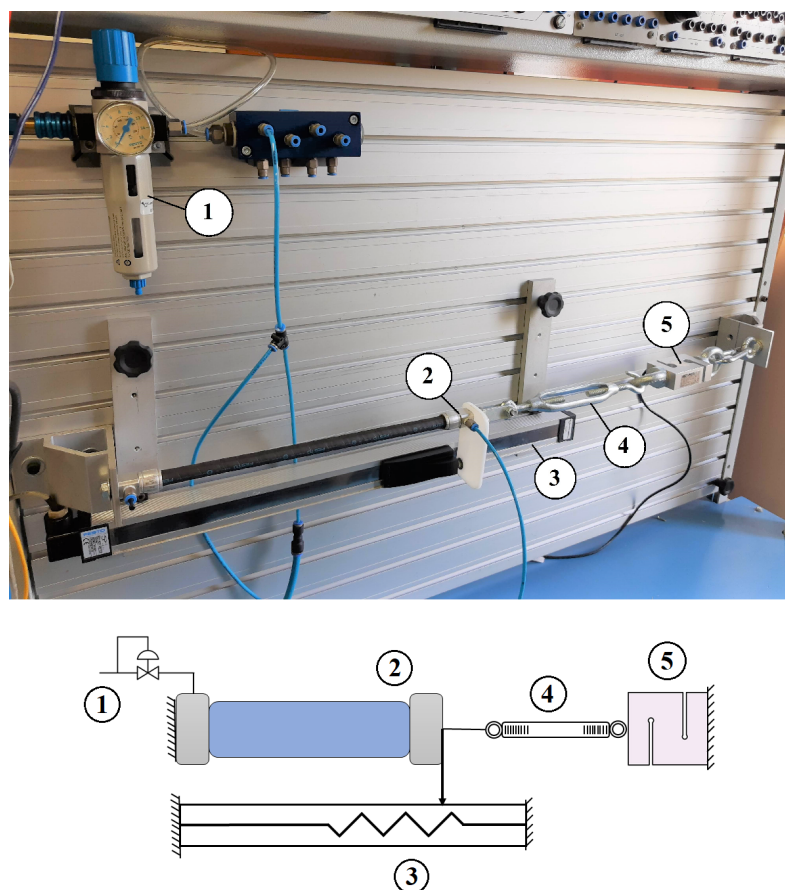


Figura 4.2 – Experimento para obter mapa de forças do atuador DMSP-10-300.  
 Legenda: 1) Filtro regulador; 2) Atuador; 3) Régua potenciométrica; 4) Extensor; 5) Célula de carga.

esse valor de todas as medições;

4. aumentar a pressão manométrica fornecida de acordo com os intervalos utilizados em Martens e Boblan, 2017;
5. registrar as forças medidas pela célula de carga para cada novo valor de pressão interna;
6. quando atingir a pressão máxima, a mesma deve ser reduzida até o valor atmosférico.
7. quando a pressão manométrica atingir o seu valor máximo na décima medição, o extensor é liberado de modo a permitir a contração do atuador até o novo comprimento de medição. Quando utilizados atuadores de comprimento nominal diferentes do utilizado em Martens e Boblan, 2017, os intervalos de comprimento devem ser

calculados com base na *deformação* utilizada por Martens e Boblan, 2017. Isso garante o mesmo perfil de geração de forças e possibilita uma comparação direta entre os mapas de forças. As deformações desejadas devem ser aplicadas sobre o valor de comprimento indeformado obtido na etapa 1;

8. todos os procedimentos devem ser repetidos até a deformação máxima sugerida; Os procedimentos das etapas 3 até 6 foram repetidos por 10 vezes, de modo a aumentar a confiança nos resultados medidos. A média aritmética é utilizada em todas as medições dos valores de força e pressão.

O resultado do mapa de forças medido encontra-se na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Mapa de distribuição de forças do atuador DMSP-10-300.

L [m] \ P [Pa]	0,300	0,2808	0,2628	0,2448	0,2376	0,2280	0,2250
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
68431	52,06	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
132235	98,64	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
196578	148,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
260214	196,14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
285283	216,73	19,19	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
310412	236,98	39,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
335269	257,09	59,49	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
360182	277,84	79,14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
402279	312,43	113,10	30,37	0,00	0,00	0,00	0,00
444347	347,64	146,95	60,89	0,00	0,00	0,00	0,00
487094	382,96	182,28	92,28	0,00	0,00	0,00	0,00
529147	418,57	216,26	123,09	0,00	0,00	0,00	0,00
559193	444,02	240,52	145,18	19,36	0,00	0,00	0,00
589123	469,71	264,84	167,53	38,87	0,00	0,00	0,00
620234	494,65	290,25	190,32	59,30	0,00	0,00	0,00
650370	522,21	315,12	212,32	78,91	0,00	0,00	0,00
680255	547,19	339,48	234,15	98,35	18,00	0,00	0,00
710441	571,91	364,13	256,09	117,53	36,22	0,00	0,00
740224	598,11	389,05	278,12	137,38	54,09	16,57	0,00
770308	623,48	413,96	300,09	156,59	72,19	33,56	0,00
800249	647,24	438,79	322,20	175,69	90,35	49,88	0,00



## 4.2 Resultados

O cálculo dos coeficientes com relação ao mapa de forças da Tabela 4.3 foi realizado para dois casos: um, considerando os valores fornecidos até 650000 Pa de pressão manométrica (mapa reduzido), e outro, com todos os valores até 800000 Pa de pressão manométrica (mapa completo). Essa distinção foi feita, pois Martens e Boblan, 2017, realizaram suas medições com um valor de pressão manométrica máxima de 650000 Pa, mas esse modelo de atuador é capaz de suportar pressões manométricas de 800000 Pa. Dessa forma, o mapa reduzido permite uma comparação com um mesmo número de medições. Contudo, também foi estudada a possibilidade de maior precisão ampliando o número de medidas de pressão até o limite do atuador. Para o mapa reduzido, a otimização finalizou com um erro da função objetivo igual a  $13336,4 N^2$  e um erro máximo de 6,6927%, médio de 0,0147 % e desvio padrão de 0,0092 %. O mapa completo finalizou com um erro de função objetivo de  $44596 N^2$  e um erro máximo de 7,7066%, médio de 0,0159 % e desvio padrão de 0,0098 %. Esses erros consideram os valores obtidos no mapa medido de distribuição de força como referência. Os erros máximos, médios e seus respectivos desvios padrão para a análise comparativa entre os mapas de forças do modelo e os valores medidos, estão dispostos na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Comparativo de erros em relação aos mapas de força.

Coeficientes	Erro máximo [%]	Erro médio [%]	Desvio padrão [%]
<i>Martens</i>	4,2641	0,0081	0,0055
<i>Markus</i>	6,6927	0,0147	0,0092
<i>Markus<sub>8bar</sub></i>	7,7066	0,0159	0,0098

A Tabela 4.5 fornece os valores para os coeficientes do polinômio e o ângulo inicial da fibra obtidos por meio de otimização para cada um dos mapas. “*Martens*”, na Tabela 4.5, se refere aos valores do coeficiente sugeridos no trabalho de Martens e Boblan, 2017, “*Markus*” se refere aos coeficientes fornecidos pelo processo de otimização utilizando os valores da Tabela 4.3 até a pressão 650000 Pa; e “*Markus (8 bar)*”, refere-se aos resultados utilizando todos os valores de pressão. O mapa das forças teóricas calculadas utilizando os coeficientes de “*Markus*” está ilustrado na Figura 4.3.

A Tabela 4.6 compara resultados de força calculadas pelos modelos e os fornecidos pelo fabricante na Figura 3.5. Na comparação, foram utilizados valores, cuja linha

Tabela 4.5 – Coeficientes obtidos pelo processo de otimização.

Força	$c_0 [\times 10^6]$	$c_1 [\times 10^6]$	$c_2 [\times 10^6]$	$c_3 [\times 10^6]$	$di [rad]$	erro [%]
<i>Martens</i>	74,085	-689,20	1837,0	-848,79	-0,10	4,2641
<i>Markus</i>	140,14	-1232,47	3404,22	-2719,41	-0.0999	6,6927
<i>Markus(8bar)</i>	81,11	-559,81	836,50	551,82	-0.1033	7,7066

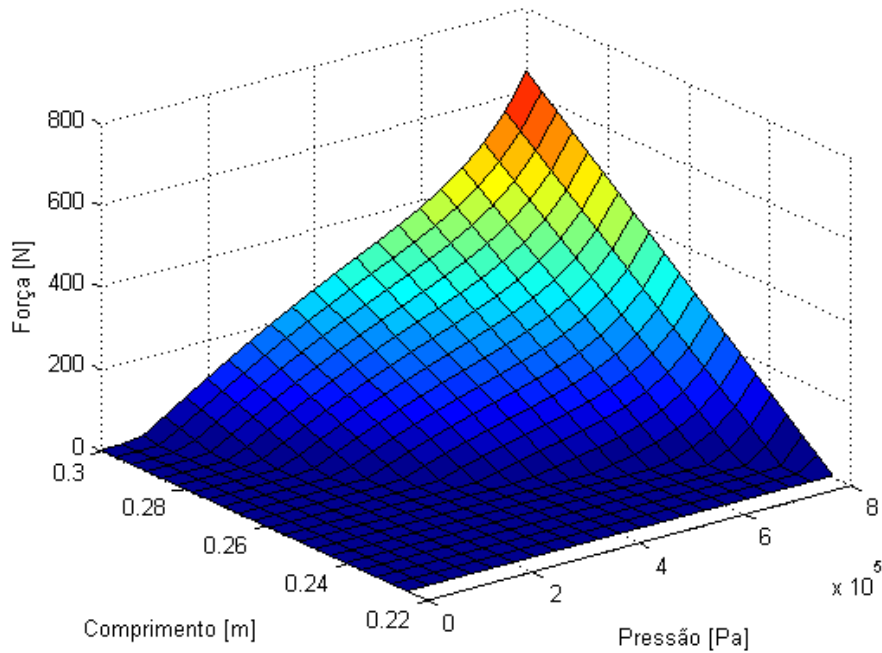


Figura 4.3 – Mapa de força do atuador DMS-10-300 (Modelo).

de pressão cruzasse pontos facilmente identificáveis de percentual de deformação  $h$  [%] e força. Os valores calculados nas colunas *Martens*<sub>250</sub>, *Markus* e *Markus*<sub>8bar</sub> foram obtidos utilizando os coeficientes da primeira, segunda e terceira linha da Tabela 4.5. A coluna *Martens*<sub>250</sub> calcula as forças, considerando o comprimento original de 250 mm do artigo de Martens e Boblan, 2017. A coluna *Martens*<sub>300</sub> apresenta as forças calculadas com os mesmos coeficientes de *Martens*<sub>250</sub>, mas considerando um músculo de 300 mm de comprimento indeformado, de modo a verificar se os coeficientes obtidos para um modelo de atuador podem ser utilizados para atuadores de mesmo diâmetro, mas diferentes comprimentos.

### 4.3 Conclusões do capítulo

Baseado nos resultados obtidos, pode-se concluir que o mapa de força para o modelo de atuador usado neste trabalho gerou erros percentuais superiores (mas de mesma grandeza) aos obtidos em Martens e Boblan, 2017, o que indica que o experimento proposto pelos autores é reproduzível, contudo os valores encontrados para os coeficientes otimizados só são válidos para o uso em um músculo com o mesmo comprimento do utilizado para o levantamento do seu mapa de forças. Isto é evidenciado quando se observa a coluna *Martens*<sub>300</sub>, onde os coeficientes utilizados são referentes a um atuador de 250 mm de comprimento, enquanto que os dados inseridos na equação de força dizem respeito a um atuador de 300 mm de comprimento. Além disso, bancadas de testes diferentes podem impactar significativamente o mapa de forças obtido, pois o método de otimização é muito sensível a variações dos seus dados de entrada e estes últimos podem ser afetados por diversos efeitos construtivos espúrios, tais como folgas entre componentes, rigidez inadequada da estrutura de suporte, imprecisões nos valores de pré-tensão e desgaste natural dos componentes. No caso de aplicação em próteses de membro superior, o experimento comprova que atuadores do tipo PAM são capazes de fornecer magnitudes de forças adequadas, acima dos valores mínimos desejados relatados no Capítulo 2. Contudo, além de serem capazes de gerar forças de magnitude desejada, essa classe de atuadores também deve ser capaz de fornecer tais forças de forma controlada. O próximo capítulo trata de técnicas de controle para essa classe de atuadores.

Tabela 4.6 – Quadro comparativo entre resultados experimentais e valores do fabricante

$P$ [Bar]	$h$ [%]	$Festo$ [N]	$Markus$	$Erro$	$Markus_{8bar}$	$Erro$	$Martens_{300}$	$Erro$	$Martens_{250}$	$Erro$
0	-3	300	317,0	5,7	345,4	15,1	886,3	195,4	303,3	1,1
1	-3	400	405,4	1,4	435,7	8,9	974,8	143,7	391,8	2,0
1	2	0	-6,7	0,0	0	0,0	-167,1	0,0	-9,0	0,0
2	-3	500	493,9	1,2	526,0	5,2	1063,3	112,7	480,3	3,9
3	-3	600	582,3	3,0	616,3	2,7	1151,8	92,0	568,8	5,2
3	-2	400	427,8	6,9	445,5	11,4	741,0	85,3	422,6	5,6
3	1	200	184,7	7,6	188,6	5,7	91,0	54,5	184,3	7,8
3	5	100	73,7	26,3	82,3	17,7	-178,8	278,8	62,8	37,2
4	-1	400	402,0	0,5	412,9	3,2	533,2	33,3	401,0	0,2
4	-2	500	513,5	2,7	533,0	6,6	826,8	65,4	508,3	1,7
4	9	100	90,0	10,0	104,9	4,9	-150,3	250,3	68,4	31,6
5	-1	500	485,1	3,0	497,7	0,5	616,3	23,3	484,1	3,2
5	0	400	401,9	0,5	410,4	2,6	402,2	0,5	402,2	0,5
5	3	300	258,4	13,9	266,8	11,1	52,6	82,5	253,7	15,4
5	6	200	190,5	4,8	203,4	1,7	-69,1	134,5	176,5	11,7
5	13	100	94,5	5,5	111,7	11,7	-68,6	168,6	69,8	30,2
6	16	100	89,1	10,9	106,7	6,7	-1,5	101,5	68,7	31,3
6	0	500	482,3	3,5	492,5	1,5	482,6	3,5	482,6	3,5
6	5	300	276,2	7,9	289,1	3,6	23,8	92,1	265,4	11,5
7	1	500	495,7	0,9	506,2	1,2	402,2	19,6	495,5	0,9
7	12	200	209,5	4,7	229,0	14,5	24,1	87,9	184,7	7,6
7	18	100	86,5	13,5	104,5	4,5	44,9	55,1	71,9	28,1
8	3	500	476,1	4,8	489,2	2,2	270,4	45,9	471,6	5,7
8	6	400	385,4	3,7	402,6	0,6	126,0	68,5	371,6	7,1
8	10	300	300,5	0,2	320,9	7,0	75,9	74,7	277,4	7,5
8	14	200	217,5	8,7	237,6	18,8	78,1	61,0	193,6	3,2
8	20	100	72,7	27,3	91,3	8,7	78,2	21,8	66,1	33,9

## 5 MÉTODOS DE CONTROLE DE UM MANIPULADOR ROBÓTICO ATUADO POR MÚSCULO PNEUMÁTICO ARTIFICIAL

Para o correto movimento dos dedos de uma prótese de membro superior e a manipulação de objetos de forma segura, é necessária a correta ação de um controlador. De uma forma bastante genérica, o controlador é um conjunto de algoritmos que, ao agir sobre uma variável do sistema, chamada de variável controlada, garante um comportamento desse sistema de forma adequada à tarefa que se propõem. Para um sistema pneumático, a ação de controle é realizada por meio do sinal de abertura da válvula pneumática proporcional, enquanto que a variável de saída de interesse pode ser a sua posição (e respectivas derivadas temporais), no caso de um problema de seguimento de trajetória, ou a força aplicada pelo efetuator, no caso de um problema de controle de força, ou ambos, em um caso de controle multivariável.

Existem um grande número de controladores abordados na literatura, cada um com características favoráveis e desfavoráveis, não havendo um “controlador ideal” para toda a gama de possibilidades de aplicações. Atualmente, o controlador mais utilizado na indústria é o chamado Proporcional Integral Derivativo (PID), devido à sua simplicidade de implementação e desempenho adequado nas regiões de operação próximas à especificada durante a sua calibração [Ogata, 2010]. Como desvantagem, por ser linear, esse controlador apresenta geralmente deficiências quando é aplicado a sistemas não lineares. Como já foi discutido, sistemas pneumáticos e atuadores do tipo PAM possuem comportamento altamente não linear. Ainda assim, esse tipo de controlador pode ser utilizado, considerando a linearização da planta controlada em torno de um ponto médio de operação. Dessa forma, o controlador PID pode ser satisfatório, contanto que o sistema opere nas proximidades desse ponto médio de operação, havendo possível degradação à medida que opera em pontos mais distantes.

Para contornar as limitações dos controladores lineares, foram desenvolvidos outros controladores para serem aplicados a sistemas robóticos, sendo o Controle por Torque Computado um dos mais estabelecidos. A Lei de Controle por Torque Computado (TC) utiliza as trajetórias desejadas de posição, velocidade e aceleração das juntas e, através da dinâmica inversa do sistema modelado, calcula os torques necessários para o seguimento de tais trajetórias. Esse é um controlador bastante difundido e que possui desempenho

adequado, contanto que o modelo da planta represente com fidelidade a realidade. Esse controlador foi concebido originalmente com base em manipuladores robóticos de acionamento elétrico, cuja transmissão de potência é realizada de forma direta com relação ao sinal do controlador. Para sistemas pneumáticos, inerentemente à dinâmica do fluido de trabalho no interior da câmara do atuador, existe um atraso entre o acionamento e a resposta do sistema. Por isso, McDonell, 1996 propôs uma modificação da lei do Torque Computado, adaptando-a para sistemas pneumáticos, onde a ação de controle não se dá diretamente sobre o torque desejado, mas sua taxa de variação no tempo. Essa lei de controle foi criada com base em atuadores do tipo cilindro pneumático e não para atuadores do tipo PAM, de modo que sua aplicação ao caso desta Tese não é imediato.

Pela utilização da lei do Torque Computado ao caso em estudo, a exemplo de Martens e Boblan, 2017, utiliza-se um mapeamento estático das forças aplicadas por um atuador tipo PAM em função de sua pressão interna e de sua deformação relativa. Em (Martens et al., 2018b), o mapeamento em questão é usado para desenvolver um controlador em tempo discreto por TC para realizar o seguimento de trajetórias de pressão, tratando toda a variação volumétrica do músculo pneumático como uma perturbação a ser ignorada, desconsiderando efeitos dinâmicos associados à deformação do músculo. Por estas razões, propõe-se aqui a alteração do controle proposto por McDonell, 1996, de modo a *estender* sua aplicação utilizando para tanto os equacionamentos das forças estáticas desenvolvidos em Martens e Boblan, 2017. Para implantação do controlador é necessário dispor-se de um modelo da dinâmica de pressão e, conseqüentemente, da força. As equações estáticas apresentadas por Martens e Boblan, 2017 foram, portanto, derivadas com relação ao tempo para serem incorporadas à lei de controle proposta por McDonell, 1996, resultando em um controlador que considera o comportamento transiente da força aplicada pelo músculo pneumático. Apesar das equações de força serem estáticas, as mesmas dependem do comprimento instantâneo e pressão interna do atuador. Quando essas equações de força são derivadas no tempo, o seu transiente depende da taxa de alteração do comprimento do atuador, que está relacionada a velocidade angular das juntas, e da taxa de variação da sua pressão interna. A estabilidade do sistema em malha fechada pode ser provada através dos métodos de Lyapunov. Como o controle proposto pelo presente trabalho é uma extensão do controle por TC adaptado ao sistema pneumático, o mesmo é chamado doravante de controle por Torque Computado Estendido

(TCE).

Este capítulo é estruturado da seguinte forma: na Seção 5.1, são apresentadas as equações do clássico controle PID e são obtidos os ganhos específicos para o atuador utilizado no presente trabalho; Na Seção 5.2, é detalhado o controlador TC proposto por Slotine e Li, 1991 e adaptado para sistemas pneumáticos por McDonell, 1996; Na Seção 5.3, esses métodos são combinados com as equações estáticas propostas por Martens e Boblan, 2017 e suas derivadas temporais, resultado em um novo controlador proposto pelo presente trabalho; Por fim, na Seção 5.3.0.1, é realizada a prova de estabilidade do novo controlador proposto. A definição de cada um desses controladores está abordada com maiores detalhes nas seções subsequentes deste capítulo.

## 5.1 Método de controle Proporcional Integral Derivativo (PID)

A lei de controle de um controlador PID padrão, é dada por:

$$u(t) = G_p \left( e(t) + T_d \frac{d}{dt} e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt \right) \quad (5.1)$$

onde  $G_p$  é a constante positiva do ganho proporcional e  $T_d$ ,  $T_i$  são, respectivamente, as constantes positivas de tempo derivativo e integral. Já, o termo  $e(t)$  se refere ao erro de seguimento de referência.

De forma alternativa, a Equação 5.1 pode ser representada no domínio da frequência através da transformação por Laplace:

$$U(s) = G_p \left( E(s) + T_d E(s)s + \frac{E(s)}{T_i s} \right) \quad (5.2)$$

cuja função de transferência resulta:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = G_p \left( 1 + T_d s + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (5.3)$$

Para a escolha de ganhos adequados para a lei de controle, existem diversas ferramentas matemáticas disponíveis, sendo duas delas: O Segundo Método de Ziegler-Nichols (ZN) e a análise pelo Método do Local Geométrico das Raízes. No método de ZN, define-se a constante integrativa  $T_i = \infty$  e a derivativa  $T_d = 0$ . e, utilizando somente a ação de controle proporcional  $G_p$ , o ganho é aumentando de um valor inicial nulo até um valor crítico no qual a saída do sistema exhibe uma oscilação sustentada. Esse ganho está relacionado a um determinado período crítico de oscilação, cujo resultado define um valor

para o ganho proporcional e os tempos derivativo e integral, de acordo com relações tabeladas [Ogata, 2010]. Esse método não necessariamente fornece os valores otimizados de ganhos, mas permite partir de uma estimativa inicial dos mesmos, cujo posterior refino pode ser realizado por métodos iterativos. Um desses métodos é o do Local Geométrico das Raízes, onde as raízes da equação característica da função de transferência do sistema em malha fechada são representadas graficamente em função do valor de um parâmetro variável. Geralmente, esse parâmetro é escolhido para ser o ganho proporcional da função de transferência [Ogata, 2010]. Desse modo, o método de ZN foi utilizado como ponto de partida para a estimativa dos ganhos, com posterior ajuste dos mesmos, realizados por meio do método do Lugar Geométrico das Raízes. Em ambos os métodos, é necessário dispor-se de uma representação linear da planta. O APÊNDICE B apresenta o processo completo de linearização da planta e a Seção B.5 apresenta o processo para a obtenção dos valores dos ganhos do controlador, conforme metodologia descrita anteriormente, cujos valores são reproduzidos na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Valores para os ganhos para o controlador PID obtidos por processo iterativo

$G_p$	0,8
$G_d$	0,01
$G_i$	160

## 5.2 Método de controle por Torque Computado (TC)

De forma geral, o sistema realimentado com o controlador TC é representado na Figura 5.1. O funcionamento pode ser resumido da seguinte forma: uma vez fornecidas as posições, velocidades e acelerações desejadas, a lei de controle por Torque Computado fornece os valores ao longo do tempo dos torques necessários em cada junta para seguimento de trajetória; por meio da lei de controle da pressão calcula-se a vazão mássica necessária para atingir este torque; calcula-se a tensão elétrica necessária a ser aplicada à servoválvula para suprir a vazão mássica desejada; a massa de ar altera a pressão dentro do atuador e, conseqüentemente, sua força, aplicada, a qual atua sobre as juntas do mecanismo do manipulador.



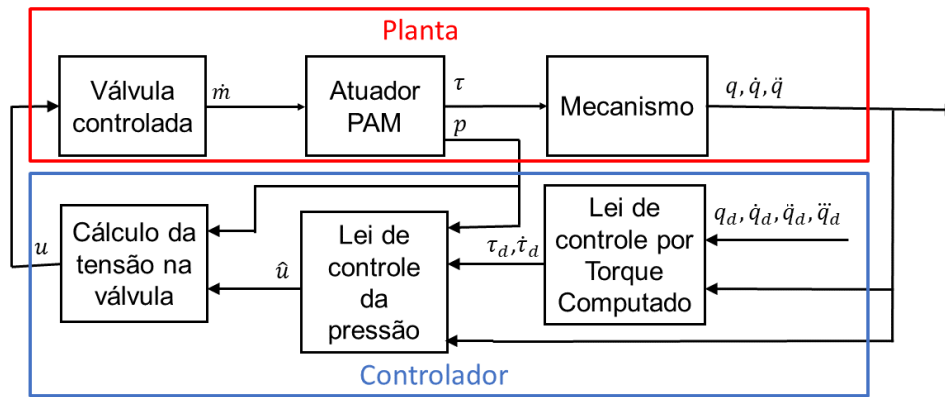


Figura 5.1 – Diagrama de blocos do sistema e suas leis de controle

Existem diferentes representações matemáticas para lei de controle do método por TC e a utilizada no presente trabalho foi originalmente proposta por Slotine e Li, 1991. Nessa formatação, define-se inicialmente as trajetórias de referência de posição, velocidade e aceleração, as quais são, respectivamente, definidas por:

$$\nu = \dot{q}_d - \lambda \tilde{q} \quad (5.4)$$

$$\dot{\nu} = \ddot{q}_d - \lambda \dot{\tilde{q}} \quad (5.5)$$

$$\ddot{\nu} = \dddot{q}_d - \lambda \ddot{\tilde{q}} \quad (5.6)$$

onde  $\lambda$  é uma matriz diagonal positiva de ganhos e o subscrito “d” denota os valores desejados obtidos em trajetória previamente definida. Os erros de trajetória de posição, velocidade e aceleração são expressos, respectivamente, por:

$$\tilde{q} = q - q_d \quad (5.7)$$

$$\dot{\tilde{q}} = \dot{q} - \dot{q}_d \quad (5.8)$$

$$\ddot{\tilde{q}} = \ddot{q} - \ddot{q}_d \quad (5.9)$$

Conforme Slotine e Li, 1991, para facilitar o projeto do algoritmo de controle, os erros de seguimento de posição e velocidade podem ser relacionados convenientemente por uma superfície de controle auxiliar  $s$  e sua respectiva derivada temporal, definidas como:

$$s = \dot{\tilde{q}} + \lambda \tilde{q} = \dot{q} - \nu \quad (5.10)$$

$$\dot{s} = \ddot{\tilde{q}} + \lambda \dot{\tilde{q}} = \ddot{q} - \dot{\nu} \quad (5.11)$$

Segundo a estratégia adotada, a lei de controle que garante a convergência assintótica das trajetórias a seus valores desejados [Slotine e Weiping, 1988], é conhecida como Lei de Slotine e Li, é expressa pela Equação 5.12:

$$\tau_d = M(q)\dot{\nu} + C(q, \dot{q})\nu + G(q) - K_d(\dot{q} - \nu) \quad (5.12)$$

onde  $\tau_d$  é o torque desejado que deve ser gerado pelos atuadores e  $K_d$  é uma matriz de constantes positivas. A estabilidade do controlador em malha fechada foi demonstrada em Slotine e Weiping, 1988, por meio de análise por Lyapunov. Contudo, a Equação 5.12 pressupõe a utilização de atuadores elétricos, cujo torque aplicado às juntas tem relação direta (não dinâmica) *estática* com o sinal de controle correspondente (a corrente ou tensão elétrica fornecida aos mesmos). No caso corrente, porém, o sinal elétrico de controle se relaciona diretamente com a área de um orifício de passagem da válvula proporcional, o que, por sua vez, regula a vazão mássica de enchimento ou esvaziamento dos atuadores. Assim, o sinal de controle apresenta uma relação *dinâmica* com a pressão, de modo que, para aplicação da estratégia, é necessário equacionar a *taxa de variação* do torque desejado, dada por:

$$\dot{\tau}_d = M(q)\ddot{\nu} + \dot{M}(q)\dot{\nu} + \dot{C}(q, \dot{q})\nu + C(q, \dot{q})\dot{\nu} + \dot{G}(q) - K_d(\ddot{q} - \dot{\nu}) \quad (5.13)$$

Além de requerer uma expressão explícita da derivada temporal do torque desejado, a utilização de atuadores pneumáticos também requer a definição de uma lei de controle específica para a regulação da dinâmica das pressões internas das suas câmaras, conforme discutido na Seção 5.3, a seguir.

### 5.3 Método de controle por Torque Computado Estendido (TCE)

Na Seção 3.3 é apresentado o equacionamento não linear da dinâmica da pressão interna do atuador (Equação 3.86). Para maior clareza da apresentação, essa equação que é reproduzida abaixo:

$$\dot{p}(t) = \frac{\chi R_{gas} T}{V(t)} \dot{m}(t) - \chi p(t) \frac{\dot{V}(t)}{V(t)} \quad (3.86)$$

A Equação 3.86 pode ser reescrita na forma de representação em espaço de estados com o intuito de ser implementada em uma estratégia de controle de linearização por realimentação de estados. A pressão dentro do atuador é tratada como variável de saída,

enquanto a vazão mássica é definida como variável de entrada, já que a mesma é controlada diretamente pela válvula proporcional. Adicionalmente, para facilitar a aplicação da lei de controle proposta, é conveniente reescrever a Equação 3.86 como uma soma de dois termos:

$$\dot{p}(t) = f(x) + g(x, u) \quad (5.14)$$

onde  $x = [q, \dot{q}, p]^T$  é o vetor de variáveis de estado,  $f(x)$  é a parte da Equação 3.69 que depende exclusivamente destas mesmas variáveis, e  $g(x, u)$  é a parcela diretamente afetada pelo sinal de controle  $u$  por conta da vazão mássica  $\dot{m}(t)$  fornecida pela válvula, isto é:

$$f(x) = -\chi p(t) \frac{\dot{V}(t)}{V(t)} \quad (5.15)$$

$$g(x, u) = \frac{\chi R_{gas} T}{V(t)} \dot{m}(t) = h(x) \dot{m}(t) \quad (5.16)$$

Este formato é especialmente útil para o design do controlador, pois permite interpretar a vazão mássica como uma entrada de controle auxiliar  $\hat{u}$ , capaz de cancelar os efeitos não lineares e impor o comportamento desejado ao sistema em malha fechada. Assim, pode-se definir:

$$\hat{u} = \dot{m}(t) = \frac{1}{h(x)} (\nu_p - f(x)) \quad (5.17)$$

onde  $\nu_p$  é a “pseudo entrada” do sistema Slotine e Li, 1991. Em uma situação ideal, ao substituir a Equação 5.17 na Equação 3.86, o sistema assume o comportamento dinâmico em malha fechada regido por:

$$\dot{p} = \nu_p \quad (5.18)$$

Assim, a variação da pressão interna pode ser controlada escolhendo uma lei de controle  $\nu_p$  apropriada para um sistema pneumático. A lei de Slotine e Li é adequada para essa tarefa, mas necessita ser modificada para aplicação no sistema pneumático. Essa adaptação é descrita segundo o procedimento detalhado a seguir.

Conforme já mencionado, a lei de controle de Slotine e Li é diretamente aplicável para sistemas cuja resposta do atuador não envolva uma dinâmica de acionamento. Como descrito nas seções anteriores, sistemas pneumáticos de potência possuem resposta mais lenta quando comparados com sistemas de acionamento elétrico, envolvendo uma relação dinâmica entre a ação de controle e a força/torque de atuação. Assim, para o controle de tais sistemas é necessário levar essa relação em consideração. Assim, McDonnell, 1996

propõe uma nova lei de controle para tais sistemas, descrita pela equação:

$$\dot{\tau} = \dot{\tau}_d - K_t s - K_a \tilde{\tau} \quad (5.19)$$

onde  $K_t$  e  $K_a$  são matrizes de ganhos simétricas positivas e  $\tilde{\tau}$  é a matriz de erro de torques e forças, dadas pelas equações 5.20 e 5.21:

$$\tilde{\tau} = \tau - \tau_d \quad (5.20)$$

$$\dot{\tilde{\tau}} = \dot{\tau} - \dot{\tau}_d \quad (5.21)$$

Como a lei de controle proposta por McDonell, 1996 foi concebida para atuadores do tipo cilindros pneumáticos, a lei deve ser modificada para englobar atuadores do tipo PAM. É contribuição original do presente trabalho a obtenção da dinâmica dos termos da equação de força de um atuador tipo PAM proposto por Martens e Boblan, 2017 e sua adaptação à lei de controle da Equação 5.19. Para isso, os valores de torque e suas derivadas são substituídos pelo termo de pressão necessária no interior do atuador, capaz de aplicar as forças que geram esses torques sobre o mecanismo. As expressões das pressões e suas derivadas temporais são obtidas a partir da equação de força estática de um atuador do tipo PAM (Equação 3.56), aplicada na Equação 5.19:

$$R ( \dot{B} - \dot{p}A - p\dot{A} ) = R ( \dot{B}_d - \dot{p}_dA - p_d\dot{A} ) - K_t s - K_a ( R ( B - pA ) - R ( B - p_dA ) ) \quad (5.22)$$

Dividindo ambos os lados da equação por  $R$ , eliminando os termos repetidos e considerando que  $\tilde{p} = p - p_d$ , a Equação 5.22 pode ser escrita como:

$$\dot{p}A = \dot{p}_dA + p_d\dot{A} + \frac{K_t}{R}s + K_aA \tilde{p} - p\dot{A} \quad (5.23)$$

isolando  $\dot{p}$ , tem-se:

$$\dot{p} = -p \frac{\dot{A}}{A} + \dot{P}_d + P_d \frac{\dot{A}}{A} + \frac{K_t}{RA} s - K_a \tilde{p} \quad (5.24)$$

Novamente, considerando  $\tilde{p} = p - p_d$ , chega-se a:

$$\dot{p} = \dot{p}_d + \frac{K_t}{RA} s + \left( -\frac{\dot{A}}{A} - K_a \right) \tilde{p} \quad (5.25)$$

A Equação 5.25 representa a dinâmica de pressão a ser satisfeita pelos atuadores de modo que estes gerem o vetor de torques que induz o movimento desejado para o me-

canismo. Portanto, esta é a representação da Lei de Controle para sistemas pneumáticos escrita em função da pressão, ao invés do torque, como na Equação originária 5.19, e representa a “pseudo entrada”  $\nu_p$  referida na discussão sobre a Equação 5.17. Assim, esse pseudo sinal de entrada pode ser definido como:

$$\nu_p \equiv \dot{p}_d + \frac{K_t}{RA}s + \left( -\frac{\dot{A}}{A} - K_a \right) \tilde{p} \quad (5.26)$$

Aplicando a Equação 5.26 na Equação 5.17, obtém-se a vazão mássica desejada. Finalmente, a partir deste valor de vazão, calcula-se a tensão elétrica  $u$  a ser aplicada à válvula pela inversão da função da vazão, conforme descrito descrito na Seção 3.4.1.

### 5.3.0.1 Análise de estabilidade

No trabalho de McDonell, 1996, o autor prova a estabilidade por Lyapunov da lei de controle proposta utilizando a seguinte função de Lyapunov candidata  $V$ :

$$V = \frac{1}{2}[s^T M(q)s + \tilde{\tau}^T K_t^{-1}\tilde{\tau}] \quad (5.27)$$

Derivando a Equação 5.27 em função do tempo, resulta:

$$\dot{V} = s^T M(q)\dot{s} + \frac{1}{2}s^T \dot{M}(q)s + \tilde{\tau}^T K_t^{-1}\dot{\tilde{\tau}} \quad (5.28)$$

Introduzindo o conceito de erro de torque na Equação 3.35, relativa à dinâmica do manipulador, obtém-se:

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \tilde{\tau} + \tau_d \quad (5.29)$$

A substituição de  $\tau_d$  pela lei de controle de Slotine e Li (Equação 5.12), resulta:

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \tilde{\tau} + M(q)\dot{\nu} + C(q, \dot{q})\nu + G(q) - K_d(\dot{q} - \nu) \quad (5.30)$$

Agrupando os termos e substituindo as definições de erros de seguimento apresentadas nas equações 5.10 e 5.11, obtém-se:

$$M(q)(\ddot{q} - \dot{\nu}) + C(q, \dot{q})(\dot{q} - \nu) + K_d(\dot{q} - \nu) - \tilde{\tau} = 0 \quad (5.31)$$

$$M(q)\dot{s} + C(q, \dot{q})s + K_d s - \tilde{\tau} = 0 \quad (5.32)$$

Isolando agora  $M(q)\dot{s}$ :

$$M(q)\dot{s} = -C(q, \dot{q})s - K_d s + \tilde{\tau} \quad (5.33)$$

Substituindo a Equação 5.33 na Equação 5.28, obtém-se:

$$\dot{V} = s^T [-C(q, \dot{q})s - K_d s + \tilde{\tau}] + \frac{1}{2} s^T \dot{M}(q)s + \tilde{\tau}^T K_t^{-1} \dot{\tilde{\tau}} \quad (5.34)$$

$$\dot{V} = -s^T K_d s + s^T \tilde{\tau} + \frac{1}{2} s^T \dot{M}(q)s - s^T C(q, \dot{q})s + \tilde{\tau}^T K_t^{-1} (\dot{\tau} - \dot{\tau}_d) \quad (5.35)$$

$$\dot{V} = -s^T K_d s + s^T \tilde{\tau} + \frac{1}{2} s^T (\dot{M}(q)s - 2C(q, \dot{q})s) + \tilde{\tau}^T K_t^{-1} (\dot{\tau} - \dot{\tau}_d) \quad (5.36)$$

Dentre outros autores, Sciavicco e Siciliano, 2000, demonstram que, para o presente mecanismo robótico, a matriz  $N(q, \dot{q}) = \dot{M}(q) - 2C(q, \dot{q})$  é anti-simétrica. Dessa forma,  $N(q, \dot{q}) = 0$  e, conseqüentemente,  $s^T N(q, \dot{q}) = 0$ . Levando essa propriedade em conta, a Equação 5.36 pode ser reescrita como:

$$\dot{V} = -s^T K_d s + s^T \tilde{\tau} + \tilde{\tau}^T K_t^{-1} (\dot{\tau} - \dot{\tau}_d) \quad (5.37)$$

Substituindo  $\tau_{dsp}$  (Equação 5.19) em  $\dot{\tau}$  na Equação 5.37, obtém-se:

$$\dot{V} = -s^T K_d s + s^T \tilde{\tau} + \tilde{\tau}^T K_t^{-1} (\dot{\tau}_d - K_t s - K_a \tilde{\tau} - \dot{\tau}_d) \quad (5.38)$$

$$\dot{V} = -s^T K_d s + s^T \tilde{\tau} - \tilde{\tau}^T K_t^{-1} K_t s - \tilde{\tau}^T K_t^{-1} K_a \tilde{\tau} \quad (5.39)$$

$$\dot{V} = -s^T K_d s - \tilde{\tau}^T K_t^{-1} K_a \tilde{\tau} \quad (5.40)$$

Verifica-se da Equação 5.40 que  $\dot{V}$  é uma função negativa definida, de modo que  $s \rightarrow 0$  e  $\tilde{\tau} \rightarrow 0$  quando  $t \rightarrow \infty$ . Assim,  $s = \dot{\tilde{q}} + \lambda \tilde{q}$  reduz-se a  $\dot{\tilde{q}} = -\lambda \tilde{q}$ , implicando que tanto  $\dot{\tilde{q}}$  como  $\tilde{q}$  devem convergir assintoticamente a zero, o que completa a prova.

## 5.4 Conclusões do capítulo

Neste capítulo foram discutidos dois controladores potencialmente utilizáveis pelo mecanismo em estudo nesta Tese: o controle clássico por PID e o controle por Torque Computado Estendido (TCE). O controle por PID é aplicado a sistemas lineares, mas também pode ser aplicado a sistemas não lineares quando o mesmo atua em torno de uma região de operação, cujos valores foram utilizados na linearização da planta e na obtenção dos ganhos do controlador. O controle TCE apresentado é uma das contribuições da

presente Tese de doutorado e consistem em uma combinação das leis de controle de Slotine e Li, 1991 e de McDonell, 1996, modificadas para o equacionamento de forças geradas por atuadores do tipo PAM desenvolvida por [Martens e Boblan, 2017]. Ao contrário do controle por PID, o controle TCE é capaz de controlar, de forma simultânea, trajetórias de posição e força, utilizando a mesma lei de controle. Essa característica é vantajosa, pois permite um sistema seguro, do aspecto de limitação de força aplicada sobre objetos e é particularmente útil no controle de força na fase de contato. É importante salientar que a metodologia do Torque Computado e suas derivações pressupõem modelagem exata do comportamento, cujas equações são utilizadas no cálculo da dinâmica inversa e na linearização por realimentação dos estados, assim como no modelo do comportamento da dinâmica de pressão da válvula proporcional e na função de inversão de sinal. Desse modo, erros paramétricos ou a presença de dinâmicas não modeladas geram desvios nas respostas de seguimentos de trajetória por conta de uma compensação não exata das não linearidades, o que torna o sistema relativamente pouco robusto [Siciliano et al., 2010]. Em outras palavras, o desempenho do controlador é dependente da aproximação do modelo matemático utilizado com relação ao sistema real controlado.

No Capítulo 6 os comportamentos dos mecanismos de 2 e 3 graus de liberdade que representam os dos dedos da prótese são simulados, utilizando ambos os controladores, assim como o mecanismo de 1 grau de liberdade utilizado nos experimentos de bancada, cuja descrição do procedimento e resultados são apresentados no Capítulo 7.

## 6 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO CONTROLE DE TRAJETÓRIA DOS MECANISMOS DOS DEDOS DA PRÓTESE DE MÃO

Este capítulo é dedicado à apresentação de resultados de simulação computacional do comportamento dinâmico dos mecanismos propostos para os dedos utilizando os controladores projetados. O polegar (2 graus de liberdade) é descrito no Capítulo 6.2, enquanto que o indicador (3 graus de liberdade), na Seção 6.3. Cada uma dessas seções é subdividida entre os controladores utilizados: controle Proporcional, Integrativo e Derivativo (PID) e controle por Torque Computado Estendido, doravante designado como “TCE”. Por fim, na Seção 6.4, são apresentados resultados de simulação do experimento realizado na bancada de testes, cuja finalidade é a de comparar o desempenho de ambos os controladores no controle de trajetória de um sistema mecânico composto de 1 grau de liberdade, conforme apresentado na Seção 7. A simulação desse sistema simplificado tem por objetivo definir condições de operação, tais como: trajetória máxima, pressão de trabalho e pressão de suprimento. Todas as simulações foram programadas e executadas no pacote computacional *Matlab* no ambiente *Simulink*. Para uniformizar os resultados, todas as simulações utilizaram o método de integração de Runge-Kutta de segunda ordem disponível na rotina própria do *Matlab* chamada *ODE45*. Essa rotina utiliza o algoritmo de Dormand e Prince, 1980 para a solução em passo fixo de integração. O tamanho do passo de integração escolhido foi o valor de  $1 \times 10^{-4}$  segundos. Esse método de integração foi escolhido para as simulações porque apresentou resultados considerados adequados para todas as simulações realizadas.

### 6.1 Trajetórias desejadas

O controlador PID utiliza somente o sinal de posição desejada como referência. Já, o controlador TCE utiliza as trajetórias desejadas de posição, velocidade, aceleração e sobre-aceleração (*jerk*). Para a criação dos perfis das trajetórias desejadas, foi implementada a metodologia proposta em Spong et al., 2005, que consiste basicamente no uso de um polinômio para descrição da posição e a derivação direta desse polinômio para a descrição das demais trajetórias. São definidos os valores iniciais e finais para cada trajetória, o que resulta em um total de 8 valores a serem pré-definidos. Para aplicação da



técnica TCE. escolhe-se uma função polinomial de posição de sétimo grau:

$$q(t) = a_0 + a_1t + a_2t^2 + a_3t^3 + a_4t^4 + a_5t^5 + a_6t^6 + a_7t^7 \quad (6.1)$$

onde  $a_n$  são as  $n$  constantes do polinômio definidas de acordo com as seguintes condições de contorno:

$$\begin{aligned} q(t_0) &= q_0 \\ \dot{q}(t_0) &= v_0 \\ \ddot{q}(t_0) &= \alpha_0 \\ \dddot{q}(t_0) &= j_0 \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$\begin{aligned} q(t_f) &= q_f \\ \dot{q}(t_f) &= v_f \\ \ddot{q}(t_f) &= \alpha_f \\ \dddot{q}(t_f) &= j_f \end{aligned} \quad (6.3)$$

onde o subíndice 0 indica o valor inicial e  $f$  o valor final.

As equações das demais trajetórias são obtidas derivando a Equação 6.1 em relação ao tempo, o que resulta em:

$$\dot{q}(t) = a_1 + 2a_2t + 3a_3t^2 + 4a_4t^3 + 5a_5t^4 + 6a_6t^5 + 7a_7t^6 \quad (6.4)$$

$$\ddot{q}(t) = 2a_2 + 6a_3t + 12a_4t^2 + 20a_5t^3 + 30a_6t^4 + 42a_7t^5 \quad (6.5)$$

$$\dddot{q}(t) = 6a_3 + 24a_4t + 60a_5t^2 + 120a_6t^3 + 210a_7t^4 \quad (6.6)$$

Aplicando as condições de contorno às equações de trajetória desejada, obtém-se um sistema de equações, que pode ser expresso na forma matricial como:

$$\begin{pmatrix} 1 & t_0 & t_0^2 & t_0^3 & t_0^4 & t_0^5 & t_0^6 & t_0^7 \\ 0 & 1 & 2t_0 & 3t_0^2 & 4t_0^3 & 5t_0^4 & 6t_0^5 & 7t_0^6 \\ 0 & 0 & 2 & 6t_0 & 12t_0^2 & 20t_0^3 & 30t_0^4 & 42t_0^5 \\ 0 & 0 & 0 & 6 & 24t_0 & 60t_0^2 & 120t_0^3 & 210t_0^4 \\ 1 & t_f & t_f^2 & t_f^3 & t_f^4 & t_f^5 & t_f^6 & t_f^7 \\ 0 & 1 & 2t_f & 3t_f^2 & 4t_f^3 & 5t_f^4 & 6t_f^5 & 7t_f^6 \\ 0 & 0 & 2 & 6t_f & 12t_f^2 & 20t_f^3 & 30t_f^4 & 42t_f^5 \\ 0 & 0 & 0 & 6 & 24t_f & 60t_f^2 & 120t_f^3 & 210t_f^4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \\ a_7 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} q_0 \\ v_0 \\ \alpha_0 \\ j_0 \\ q_f \\ v_f \\ \alpha_f \\ j_f \end{pmatrix} \quad (6.7)$$

A solução do sistema de equações 6.7 resulta nos valores dos coeficientes do polinômio para cada junta do mecanismo, considerando conhecidos os valores de posição, velocidade, aceleração e sobre-aceleração iniciais, assim como o tempo inicial  $t_0$  e o tempo final  $t_f$  da trajetória.

## 6.2 Mecanismo de 2 graus de liberdade (polegar)

Aspectos anatômicos de membros humanos, tais como comprimento, massa e formato específico variam conforme o indivíduo. Como neste trabalho, essas grandezas não possuem valores definidos, foi tomado por base medidas baseadas em valores médios de massa encontrados na literatura e de voluntários que auxiliaram a definição específica de algumas dimensões. O mesmo foi feito para as referências geométricas. Esses parâmetros foram utilizados no desenvolvimento das simulações de mecanismos genéricos que podem ser facilmente alterados sem ônus para a prova da metodologia aplicada. Para levantamento de informações, utilizou-se fotografias importadas para um pacote computacional de desenho técnico (CAD), de modo a medir ângulos e comprimentos dos elementos anatômicos. A Figura 6.1(b) foi importada para o CAD e teve sua escala ajustada, de forma que a medição sobre a trena usada como referência correspondesse à medição no software. Eventuais distorções são desprezadas porque pequenas diferenças anatômicas não são significativas nos resultados das análises realizadas no âmbito deste trabalho. As juntas anatômicas foram marcadas e as linhas que as unem definiram os comprimentos aproximados de cada elo, que foram padronizados para simplificação dos cálculos e apresentação. As linhas também serviram como referência para a medição dos ângulos das juntas.

A Figura 6.1 (a) ilustra a mão parcialmente aberta, dando ênfase nos dedos indicador e polegar. Essa figura foi escolhida como posição inicial dos elos de ambos os dedos. A Figura 6.1 (b) corresponde às posições finais de trajetória, quando o tipo de preensão realizada é a precisão com o polegar índice, de acordo com a Figura 2.3(9). Os sistemas de coordenadas  $x_{ij}$  e  $y_{ij}$ , que residem sobre as juntas, seguem a lógica informada nas Figuras 3.1 e 3.2, cujo índice  $i$  representa o número do dedo, onde 1 é o polegar e 2 o indicador e o índice  $j$  representa a junta do elo, em sequência crescente, da palma até a ponta do dedo.

Para o mecanismo do polegar, foram utilizados dois elos de 2 *cm* de comprimento

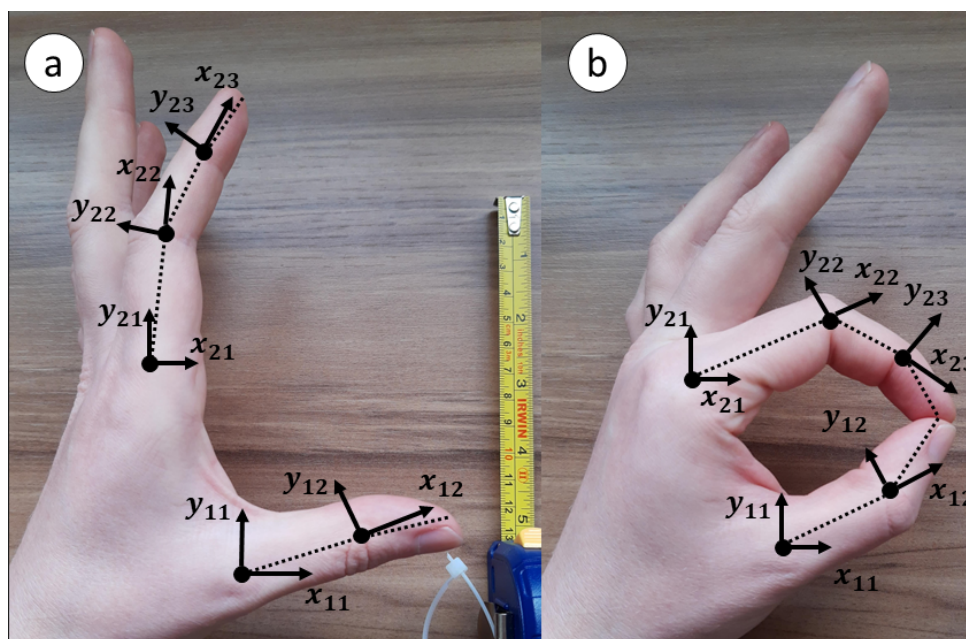


Figura 6.1 – Posições (a) iniciais e (b) finais da trajetória para os mecanismos de 2 e 3 graus de liberdade

com 50 g de massa. Em Winter, 2009, o autor indica que a mão humana possui uma massa equivalente à 6 % da massa corporal total. Considerando que os dedos compõem metade do comprimento da mão e cada dedo equivale a  $1/5$  dessa massa, para uma pessoa com 80 kg, um dedo teria uma massa de 48 g. O futuro mecanismo teria diversos componentes industriais, como polias, rolamentos nas juntas, parafusos de fixação e o próprio corpo dos elos. Assim, para uma estimativa, considerou-se que cada elo de 2 cm possui uma massa de 50 g e elos menores uma massa de 25 g. Durante uma futura fase de desenvolvimento físico do mecanismo, esses valores e os ganhos dos controladores deverão ser ajustados. Cada junta do mecanismo foi desacoplada, de modo a poder ser controlada de forma independente. A essas juntas são associadas polias, cujos raios utilizados são de 0,5 cm de comprimento, montadas com uma mola torcional com módulo de rigidez de  $3,18 \times 10^{-2} \text{ Nm/rad}$ .

Segundo os dados medidos por meio do software CAD, os valores dos ângulos obtidos para a posição do dedo na posição aberto são  $0,0789 \text{ rad}$  ( $4,52^\circ$ ) e  $0,0796 \text{ rad}$  ( $4,56^\circ$ ) para, respectivamente, a primeira e a segunda junta. Já, os valores ângulos do dedo fechado são  $0,5458 \text{ rad}$  ( $31,27^\circ$ ) e  $0,6039 \text{ rad}$  ( $34,6^\circ$ ). Todas as velocidades, acelerações e suas derivadas foram consideradas nulas nos instantes inicial e final de acordo com a

trajetória desejada, segundo a qual, o dedo inicia na posição aberta e realiza o fechamento no tempo de 2 segundos, cujo valor é próximo dos informados em Dechev et al., 2001. Para os atuadores do tipo PAM, foram utilizados os modelos apresentados no Capítulo 4, com uma pré tensão correspondente a 0,5 % de sua (comprimento indeformado). Para as condições de operação do ar comprimido, foi estipulada uma pressão de suprimento de  $3 \times 10^5 Pa$  e uma pressão de trabalho de  $1,5 \times 10^5 Pa$ . A pressão de trabalho definida acima da pressão atmosférica garante a disponibilidade de ar comprimido no interior do atuador, de modo a apresentar capacidade de aplicar força também na região de operação próxima do final da fase de exaustão do atuador.

Inicialmente, na concepção do sistema, foram consideradas válvulas proporcionais de modelo MPYE-5-1/8-HF-010-B, como o modelo descrito na Seção 3.4 e utilizadas nos trabalhos de Perondi, 2002, Sobczyk, 2009 e Schlüter, 2018. Essas válvulas possuem capacidade máxima de vazão volumétrica de  $700 L/min$ , cujos valores de vazão mássica, respectivamente para as fases de enchimento e exaustão são de  $0,0089 kg/s$  e  $0,0115 kg/s$  [Perondi, 2002]. Durante a fase experimental, utilizou-se também uma válvula proporcional de modelo MPYE-5-1/8-LF-010-B, com vazão volumétrica nominal de  $350 L/min$ . Essa válvula pertence ao mesmo fabricante e linha da de  $700 L/min$ , compartilhando uma grande parte dos componentes de forma intercambiável, mas com 50% do valor da vazão mássica nominal. Essa redução de vazão nominal, por motivos que são detalhados no Capítulo 7, resultou em melhor desempenho experimental do mecanismo. Dessa forma, as simulações foram repetidas com a substituição das características da válvula. Resultados satisfatórios foram obtidos, utilizando as mesmas funções de vazão apresentadas na Seção 3.4, mas considerando o valor reduzido (50%) do valor da vazão nominal máxima. Assim, as vazões máximas utilizadas para a fase de enchimento e exaustão foram, respectivamente,  $0,0044 kg/s$  e  $0,0057 kg/s$ .

As próximas seções são referentes à resultados de simulações computacionais previamente à prova experimental de eficiência do controlador proposto. Para os mecanismos de 2 e 3 graus de liberdade não foram feitas medições reais de posição, velocidade, aceleração e outras grandezas, já que um protótipo físico real não chegou a ser desenvolvido no presente trabalho. Já, a simulação da Seção 6.4 corresponde ao sistema físico real de 1 grau de liberdade utilizado no experimento, desconsiderando efeitos de ruídos de instrumentação.

### 6.2.1 Controlador TCE

Para o controle TCE, foram utilizados os seguintes valores para os ganhos:

$$\lambda = \begin{pmatrix} 15 & 0 \\ 0 & 15 \end{pmatrix} \quad \begin{bmatrix} 1 \\ s \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

$$K_d = \begin{pmatrix} 2.3 \times 10^{-4} & 0 \\ 0 & 2.3 \times 10^{-4} \end{pmatrix} \quad \begin{bmatrix} Nms \\ rad \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

$$K_t = \begin{pmatrix} 1 \times 10^{-3} & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \quad \begin{bmatrix} Nm \\ rad \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

$$K_a = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \begin{bmatrix} 1 \\ s \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

A Figura 6.2 ilustra os resultados de controle de trajetória, sendo (a) posição, (b) velocidade e (c) aceleração. A Figura 6.3 ilustra o controle de trajetória, sendo (a) torque, (b) pressão e (c) sinal de controle. A Figura 6.4 ilustra o erro de trajetória de posição. As linhas pretas pertencem aos valores de referência, separadas para cada junta. As linhas vermelhas indicam os valores obtidos como resultado da simulação, onde cada junta possui um marcador para facilitar a visualização, pois para muitos casos as trajetórias se sobrepõem. Ao final de cada figura há uma legenda das trajetórias. Nas trajetórias de posição, o valor das posições no instante  $t = 0$  s correspondem à Figura 6.1 (a), enquanto que o valor das posições no instante  $t = 0$  s correspondem à Figura 6.1 (b).

Observa-se um desempenho considerado adequado para seguimento das trajetórias. É importante destacar dois pontos: a amplitude de pressão necessária para realizar o movimento foi de aproximadamente  $1 \times 10^5$  Pa e o sinal normalizado de abertura de válvula oscilou entre valores de apenas  $\pm 0,01$ . Para estimar os valores de consumo de ar comprimido para realizar o movimento completo, integrou-se o valor de vazão mássica fornecida ao longo do tempo de trajetória. O consumo simulado de ar comprimido foi de  $1,782 \times 10^{-5}$  kg para o grau de liberdade 1 e de  $2,013 \times 10^{-5}$  kg para o grau de liberdade 2. Na Seção 2.9.5 foi sugerida a utilização de reservatórios de 25 g de  $CO_2$  para o fornecimento do fluido de trabalho. Por simples divisão, esse reservatório garantiria 658 ciclos de movimento. Essa estimativa aproximada, que considera somente a quantidade

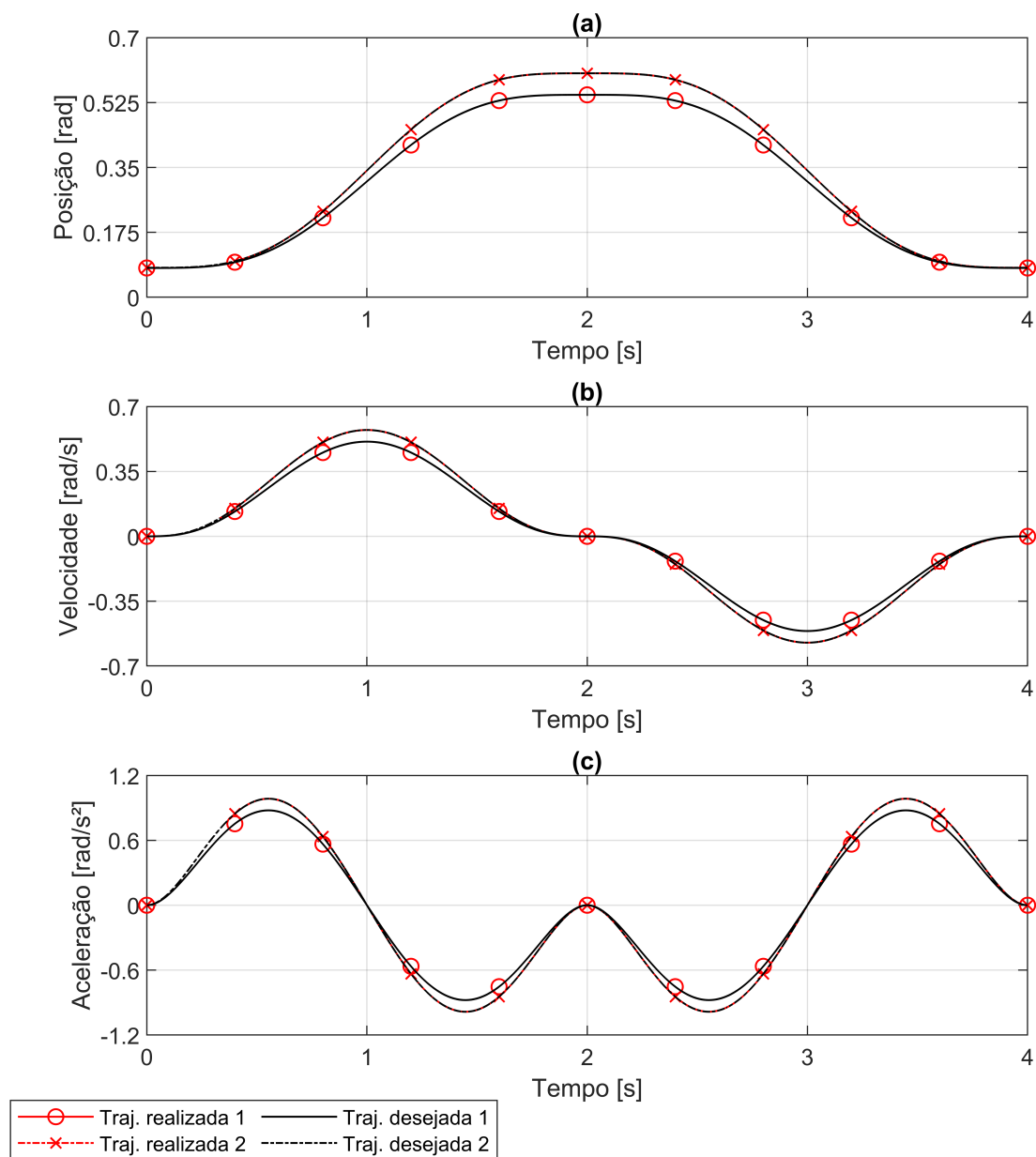


Figura 6.2 – Trajetórias de (a) Posição, (b) Velocidade, (c) Aceleração do mecanismo de 2 GdL com controlador TCE. [Simulação]

mássica de ar consumido e parte do pressuposto que a pressão de suprimento esteja acima dos valores mínimos aceitáveis para poder realizar o movimento necessário para seguir a trajetória. Os valores absolutos dos erros na resposta de trajetória de posição estão apresentados na Tabela 6.1. O controlador por TCE possui a vantagem de ser capaz de seguir explicitamente a trajetória de torque/força, tendo assim a potencial utilidade no controle das pressões de contato. Dessa forma, considera-se também conveniente observar

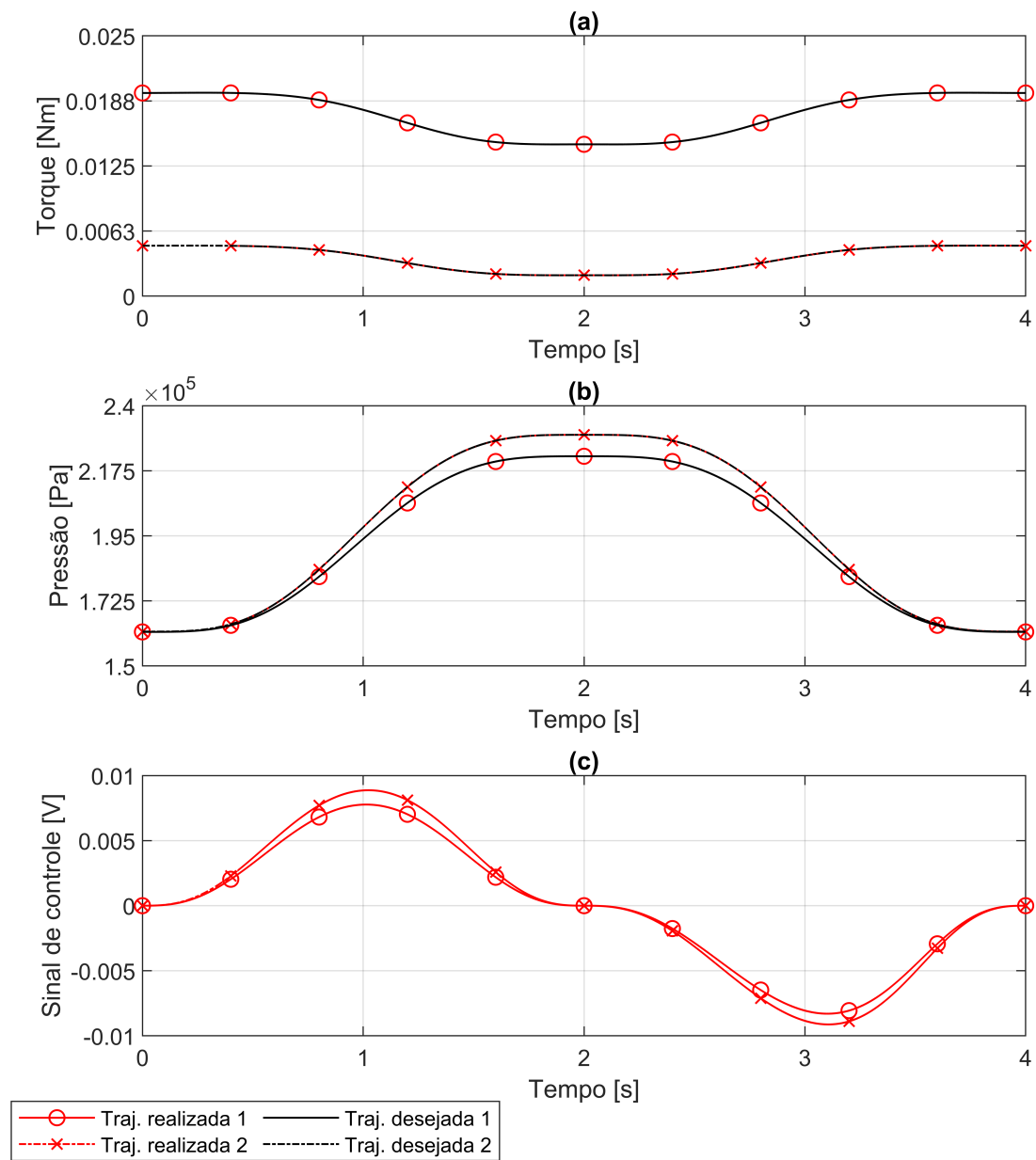


Figura 6.3 – Trajetórias de (a) Torque, (b) Pressão , (c) Sinal de controle do mecanismo de 2 GdL com controlador TCE [Simulação].

os da trajetória de torque. A Tabela 6.2 descreve esses valores.

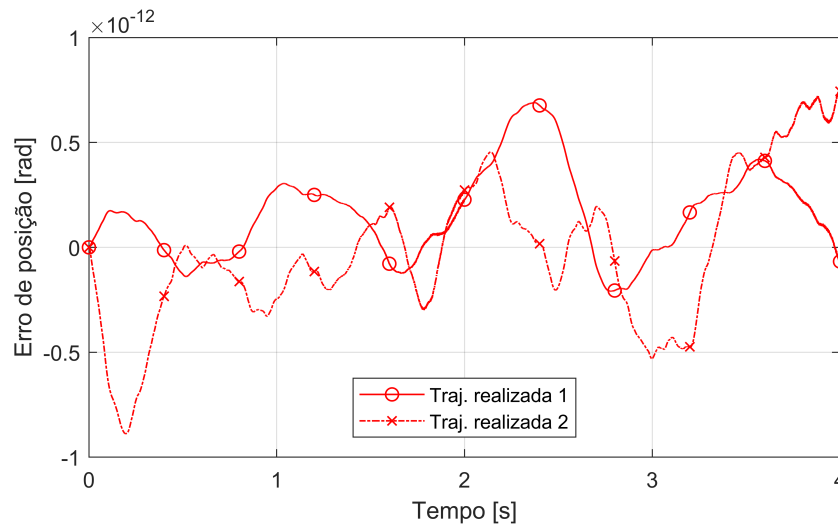


Figura 6.4 – Erro de posição do mecanismo de 2 GdL com controlador TCE [Simulação].

Tabela 6.1 – Erros de trajetória de posição para 2 GdL por controle TCE

Erro [rad]	GdL 1	GdL 2
Máximo	$3,4625 \times 10^{-12}$	$3,4096 \times 10^{-12}$
Médio	$1,1835 \times 10^{-12}$	$1,2060 \times 10^{-12}$
Desvio	$9,4826 \times 10^{-13}$	$8,6337 \times 10^{-13}$

Tabela 6.2 – Erros de trajetória de torque para 2 GdL utilizando controlador TCE

Erro [Nm]	GdL 1	GdL 2
Máximo	$8,7048 \times 10^{-15}$	$1,0758 \times 10^{-14}$
Médio	$2,0396 \times 10^{-15}$	$1,8910 \times 10^{-15}$
Desvio	$1,4671 \times 10^{-15}$	$1,4216 \times 10^{-15}$

### 6.2.2 Controlador PID

Para o controle PID, foram utilizados os seguintes valores para os ganhos:

$$G_p = \begin{pmatrix} 1 \times 10^{-3} & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} V \\ rad \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

$$G_d = \begin{pmatrix} 1 \times 10^{-4} & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-4} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} Vs \\ rad \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

$$G_i = \begin{pmatrix} 30 & 0 \\ 0 & 30 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} V \\ rad \ s \end{bmatrix} \quad (6.14)$$



A Figura 6.5 ilustra os resultados das trajetórias de (a) posição, (b) erro de posição e (c) sinal de controle. Como o controlador PID utiliza somente os sinais de posição como referência de seguimento de trajetória, são apresentados apenas os sinais de posição, erro de posição e sinais de controle.

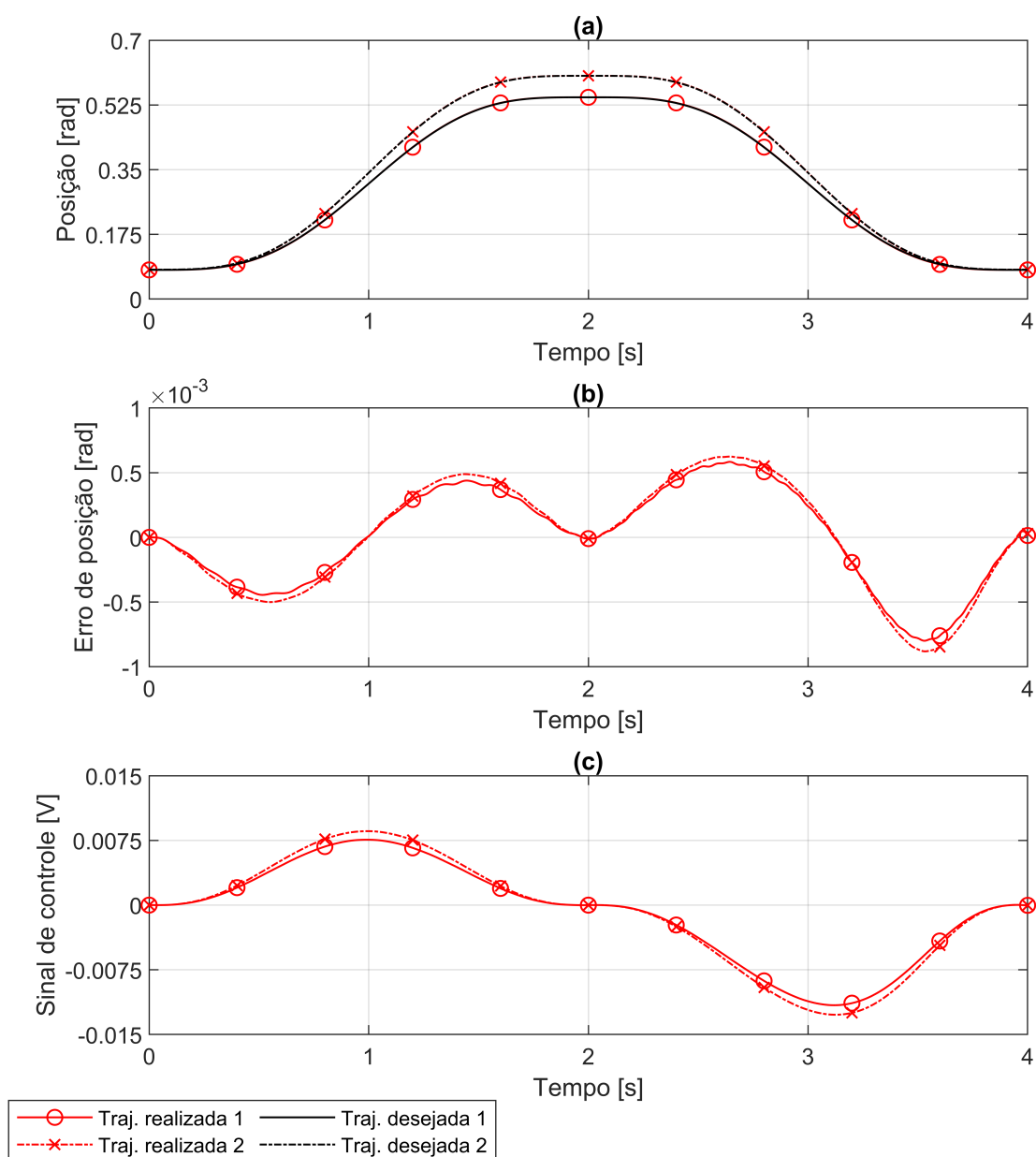


Figura 6.5 – Gráficos de (a) Posição, (b) Erro de posição , (c) Sinal de controle do mecanismo de 2 GdL ao controle PID. [Simulação]

Os resultados fornecidos pelo controlador PID para a trajetória de posição foram visualmente bastante próximos aos fornecidos pelo controlador TCE. O consumo simulado

de ar comprimido para realizar o movimento completo foi de  $1,782 \times 10^{-5} \text{ kg}$  para o grau de liberdade 1 e de  $2,013 \times 10^{-5} \text{ kg}$  para o grau de liberdade 2, o que garante 658 ciclos em um reservatório de 25 g de  $CO_2$ . Os valores absolutos de amplitude dos erros na resposta de trajetória de posição estão descritos na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Erros de trajetória de posição para 2 GdL utilizando controlador PID

Erro [rad]	GdL 1	GdL 2
Máximo	$5,5430 \times 10^{-4}$	$6,2039 \times 10^{-4}$
Médio	$2,6889 \times 10^{-4}$	$3,0135 \times 10^{-4}$
Desvio	$1,5883 \times 10^{-5}$	$1,7791 \times 10^{-5}$

### 6.3 Mecanismo de 3 graus de liberdade (Indicador)

Para o mecanismo do dedo Indicador, foram considerados três elos, conforme a Figura 3.2. Os valores indicados referem-se às juntas, que iniciam na proximal (mais próxima do eixo 0) e seguem em direção à ponta do dedo. Para os comprimentos, os valores considerados foram de 2 cm, 1 cm e 1 cm. As massas foram de 50 g, 25 g e 25 g. Os respectivos raios das polias foram de 0,5 cm, 0,5 cm e 0,25 cm, todas montadas com uma mola torcional, com módulo de rigidez de  $3,18 \times 10^{-2} \text{ Nm/rad}$ . Os ângulos considerados para o dedo aberto foram de 1,5471 rad (88,64°), 5,9184 rad (5,9184°) e 0,0796 rad (339,1°) para, respectivamente, a primeira, segunda e terceira junta. Para os ângulos do dedo fechado, os seus valores foram de 0,6498 rad (37,23°), 4,2991 rad (246,32°) e 5,7596 rad (330°). Todas as velocidades e suas derivadas foram consideradas nulas nos instantes inicial e final. Da mesma forma que o mecanismo do polegar, o dedo inicia aberto e segue para a posição fechada em um tempo total de 2 segundos. Em seguida, realiza o movimento contrário, também no tempo de 2 segundos. Foram considerados os modelos de atuador e válvula proporcional discutidos na Seção 6.2. Para as condições de operação do ar comprimido, foi estipulada uma pressão de suprimento de  $4 \times 10^5 \text{ Pa}$  e uma pressão de trabalho de  $1,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ . A pressão de trabalho corresponde a posição do dedo totalmente estendido. Na posição inicial ilustrada na Figura 6.1 (a), o dedo indicador inicia parcialmente fletido, logo, a pressão interna dos atuadores inicia em valor superior à pressão de trabalho. Além disso, por conta de uma trajetória mais longa, esse mecanismo necessita de uma pressão de suprimento superior ao polegar.

### 6.3.1 Controlador TCE

Para o controlador TCE, foram utilizados os seguintes valores para os ganhos:

$$\lambda = \begin{pmatrix} 15 & 0 & 0 \\ 0 & 15 & 0 \\ 0 & 0 & 15 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ s \end{bmatrix} \quad (6.15)$$

$$K_d = \begin{pmatrix} 2.3 \times 10^{-4} & 0 & 0 \\ 0 & 2.3 \times 10^{-4} & 0 \\ 0 & 0 & 2.3 \times 10^{-4} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} Nms \\ rad \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

$$K_t = \begin{pmatrix} 1 \times 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} Nm \\ rad \end{bmatrix} \quad (6.17)$$

$$K_a = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ s \end{bmatrix} \quad (6.18)$$

A Figura 6.6 ilustra os resultados de controle de trajetória de (a) posição, (b) velocidade e (c) aceleração. A Figura 6.7 ilustra o controle de trajetória de (a) torque, (b) pressão e (c) o sinal de controle. A Figura 6.8 ilustra o erro de trajetória de posição. Assim como no caso do polegar, as posições iniciais no instante  $t = 0$  s correspondem à imagem da Figura 6.1 (a) e as posições no instante  $t = 2$  s correspondem à imagem da Figura 6.1 (b). A partir dos 2 segundos o mecanismo retorna para a posição inicial, completando o movimento de uma abertura seguida de um fechamento.

Assim como ocorreu no mecanismo do polegar, os resultados de controle de trajetória são considerados adequados. Destaca-se que o dedo Indicador necessita de uma maior amplitude de pressão por motivo já mencionado e, apesar de necessitar de aberturas maiores e, conseqüentemente, do sinal de controle da válvula, seus valores ainda residem em uma faixa de abertura muito próxima do ponto neutro da válvula. Outro ponto a se destacar é, como o dedo começa em uma posição parcialmente fletida e se segue para uma preensão de pinça, a amplitude do movimento da terceira junta é pequena. Isso mostra que próteses com a terceira junta fixa, que realizam preensão de precisão (Figura 2.3), não possuem perdas significativas no movimento. Já, para preensões de potência, o grau de

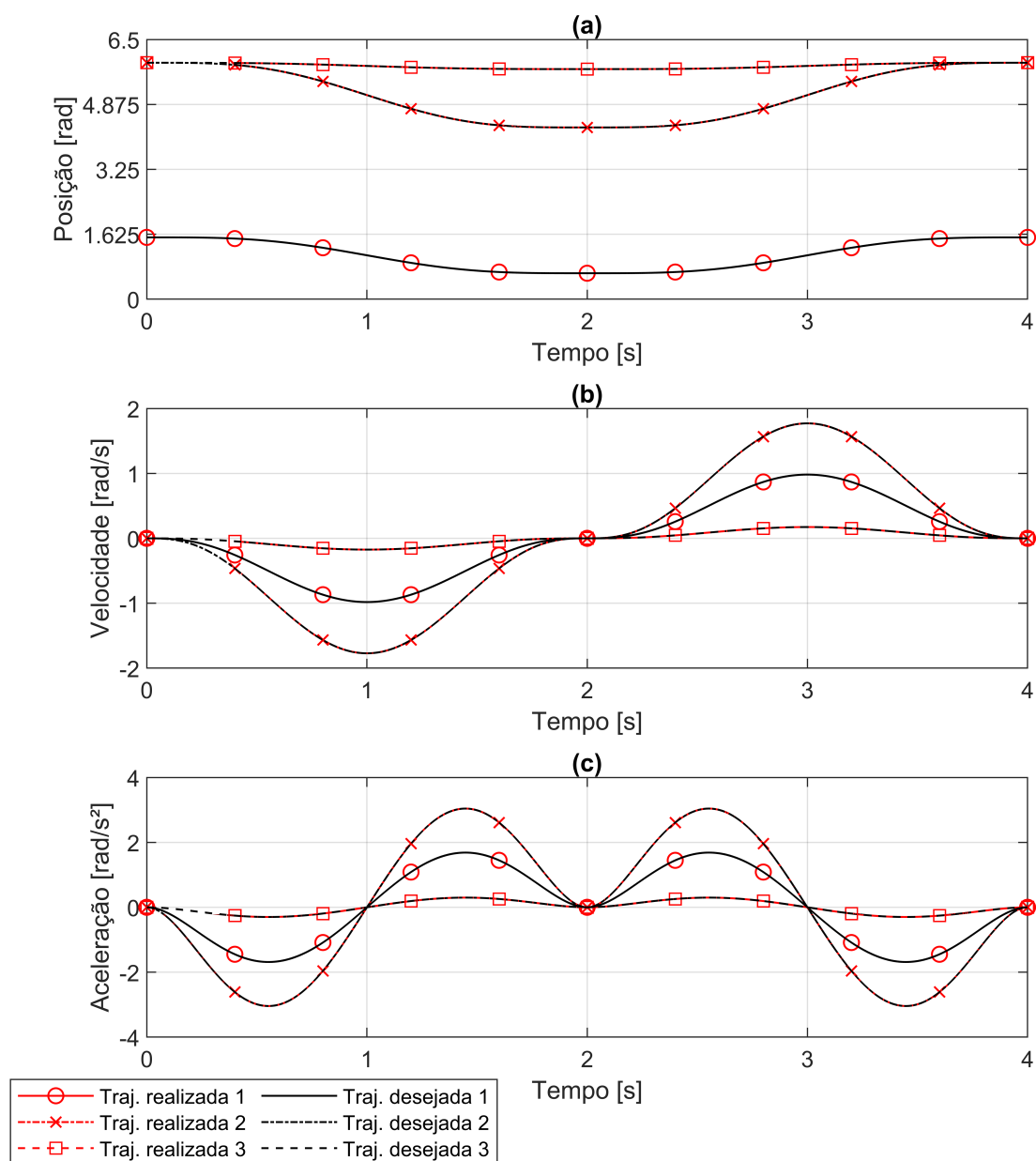


Figura 6.6 – Trajetórias de (a) Posição, (b) Velocidade, (c) Aceleração do mecanismo de 3 GdL para o controlador TCE. [Simulação]

liberdade adicional do mecanismo auxiliaria a prótese a envolver o objeto com mais pontos de contato e, conseqüentemente, mais segurança. O consumo simulado de ar comprimido para realizar o movimento completo foi de  $3,346 \times 10^{-5} \text{ kg}$  para o grau de liberdade 1, de  $5,997 \times 10^{-5} \text{ kg}$  para o grau de liberdade 2 e de  $3,917 \times 10^{-5} \text{ kg}$  para o grau de liberdade 3, o que garante 188 ciclos em um reservatório de 25 g de  $\text{CO}_2$ . Os valores absolutos de erros da resposta de trajetória de posição estão apresentados na Tabela 6.4. Os valores

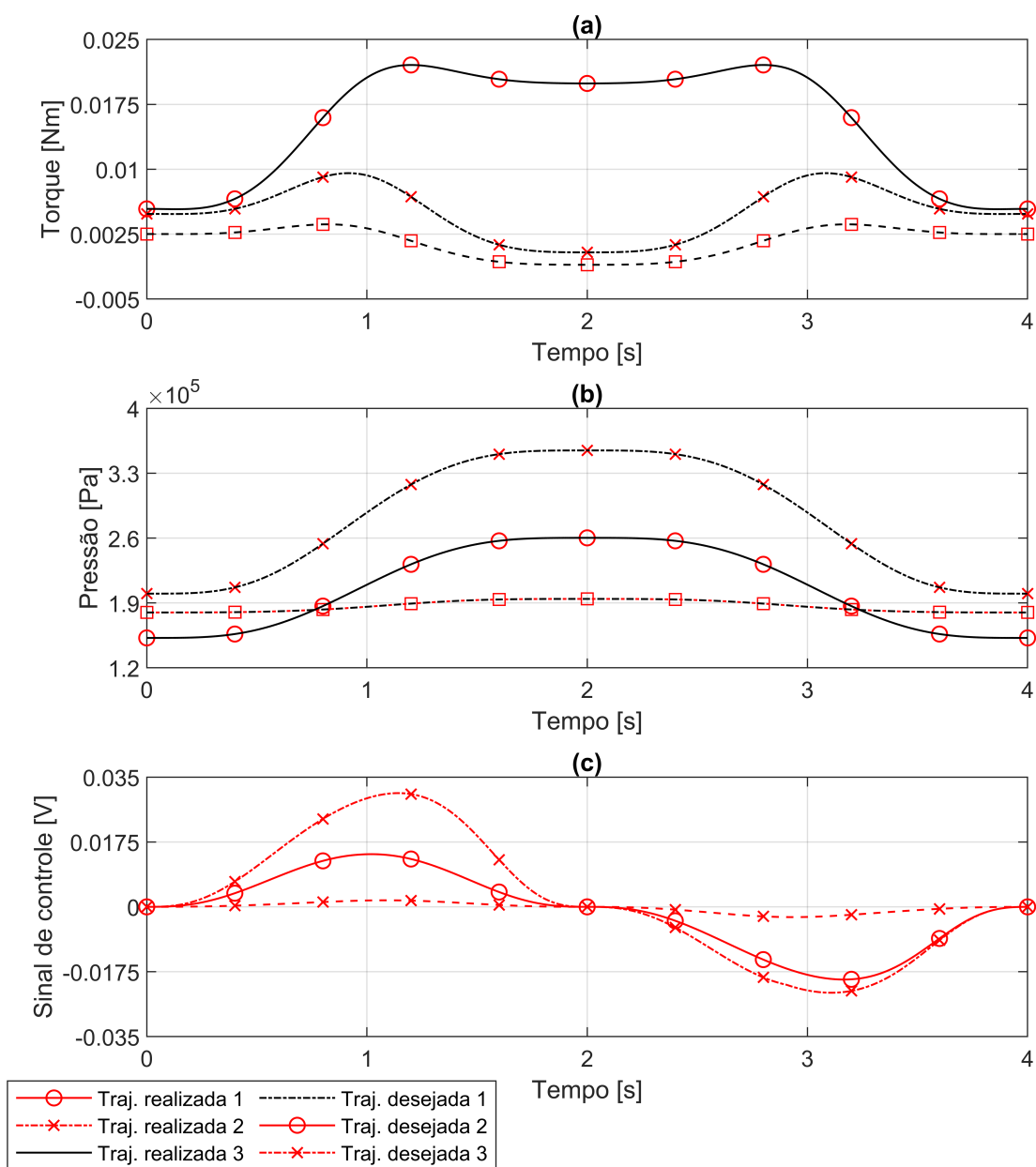


Figura 6.7 – Trajetórias de (a) Torque, (b) Pressão , (c) Sinal de controle do mecanismo de 3 GdL para o controlador TCE. [Simulação]

absolutos dos erros da trajetória de torque estão apresentados na Tabela 6.5.

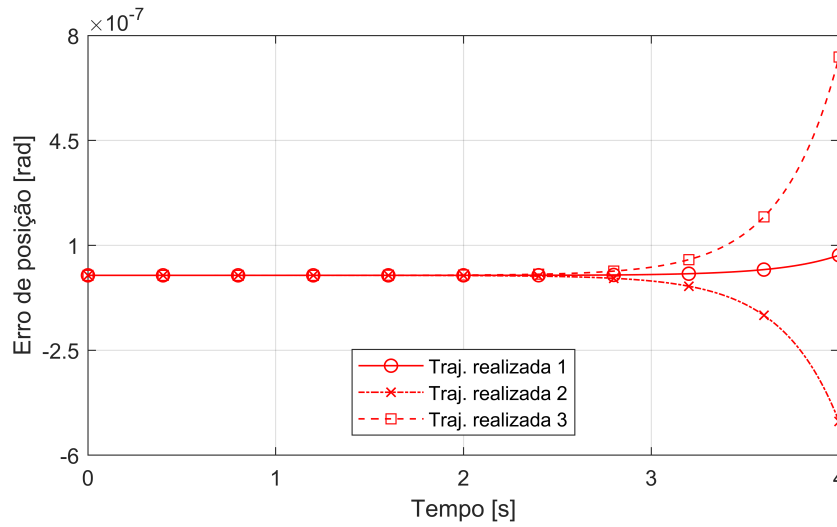


Figura 6.8 – Erro de posição do mecanismo de 3 GdL com controlador TCE [Simulação].

Tabela 6.4 – Tabela de erros de trajetória de posição para 3 GdL por controle TCE

Erro [rad]	GdL 1	GdL 2	GdL 3
Máximo	$6,7035 \times 10^{-8}$	$4,8734 \times 10^{-7}$	$7,2805 \times 10^{-7}$
Médio	$5,2918 \times 10^{-9}$	$3,7615 \times 10^{-8}$	$5,5303 \times 10^{-8}$
Desvio	$1,2273 \times 10^{-8}$	$8,8045 \times 10^{-8}$	$1,3067 \times 10^{-7}$

Tabela 6.5 – Tabela de erros de trajetória de torque para 3 GdL utilizando controlador TCE

Erro [Nm]	GdL 1	GdL 2	GdL 3
Máximo	$2,9301 \times 10^{-10}$	$2,0964 \times 10^{-9}$	$3,1030 \times 10^{-9}$
Médio	$2,2875 \times 10^{-11}$	$1,6192 \times 10^{-10}$	$2,3572 \times 10^{-10}$
Desvio	$5,3592 \times 10^{-15}$	$3,7859 \times 10^{-10}$	$5,5698 \times 10^{-10}$

### 6.3.2 Controlador PID

Para o indicador, foram utilizados os seguintes valores para os ganhos:

$$G_p = \begin{pmatrix} 1 \times 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \left[ \frac{V}{rad} \right] \quad (6.19)$$

$$G_d = \begin{pmatrix} 1 \times 10^{-4} & 0 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^{-4} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \times 10^{-4} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} Vs \\ rad \end{bmatrix} \quad (6.20)$$

$$G_i = \begin{pmatrix} 10 & 0 & 0 \\ 0 & 30 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} V \\ rad\ s \end{bmatrix} \quad (6.21)$$

A Figura 6.9 ilustra os resultados de controle de trajetória de (a) posição, (b) erro de posição e (c) sinal de controle do controlador PID.

O consumo simulado de ar comprimido para os graus de liberdade 1, 2 e 3, foram, respectivamente de  $3,345 \times 10^{-5} \text{ kg}$ ,  $5,997 \times 10^{-5} \text{ kg}$  e  $3,926 \times 10^{-5} \text{ kg}$ , o que garante 188 ciclos em um reservatório de 25 g de  $CO_2$ . Os valores absolutos de erros da resposta de trajetória de posição estão descritos na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Erros de trajetória de posição para 3 GdL utilizando controlador PID

Erro [rad]	GdL 1	GdL 2	GdL 3
Máximo	0,0049	0,0022	0,0082
Médio	0,0017	0,00091	0,0027
Desvio	0,0011	0,00058	0,0021

#### 6.4 Sistema com 1 grau de liberdade

Para comparar a validade do modelo proposto para o sistema mecânico e o desempenho dos controladores lineares e não lineares, foi proposto um experimento considerando somente um grau de liberdade, com controle de trajetória de uma polia. A descrição completa desse experimento e as propriedades das constantes utilizadas na simulação se encontra no Capítulo 7. De forma simultânea ao experimento, foram realizadas simulações para definir os ganhos dos controladores, os valores de pressão de suprimento e deslocamento máximo da trajetória de posição, cujos resultados são apresentados na sequência. Foi considerada uma trajetória de  $0,1745 \text{ rad}$  ( $10^\circ$ ), com pressão de trabalho de  $3.835 \times 10^5 \text{ Pa}$  e de suprimento de  $6 \times 10^5 \text{ Pa}$ .

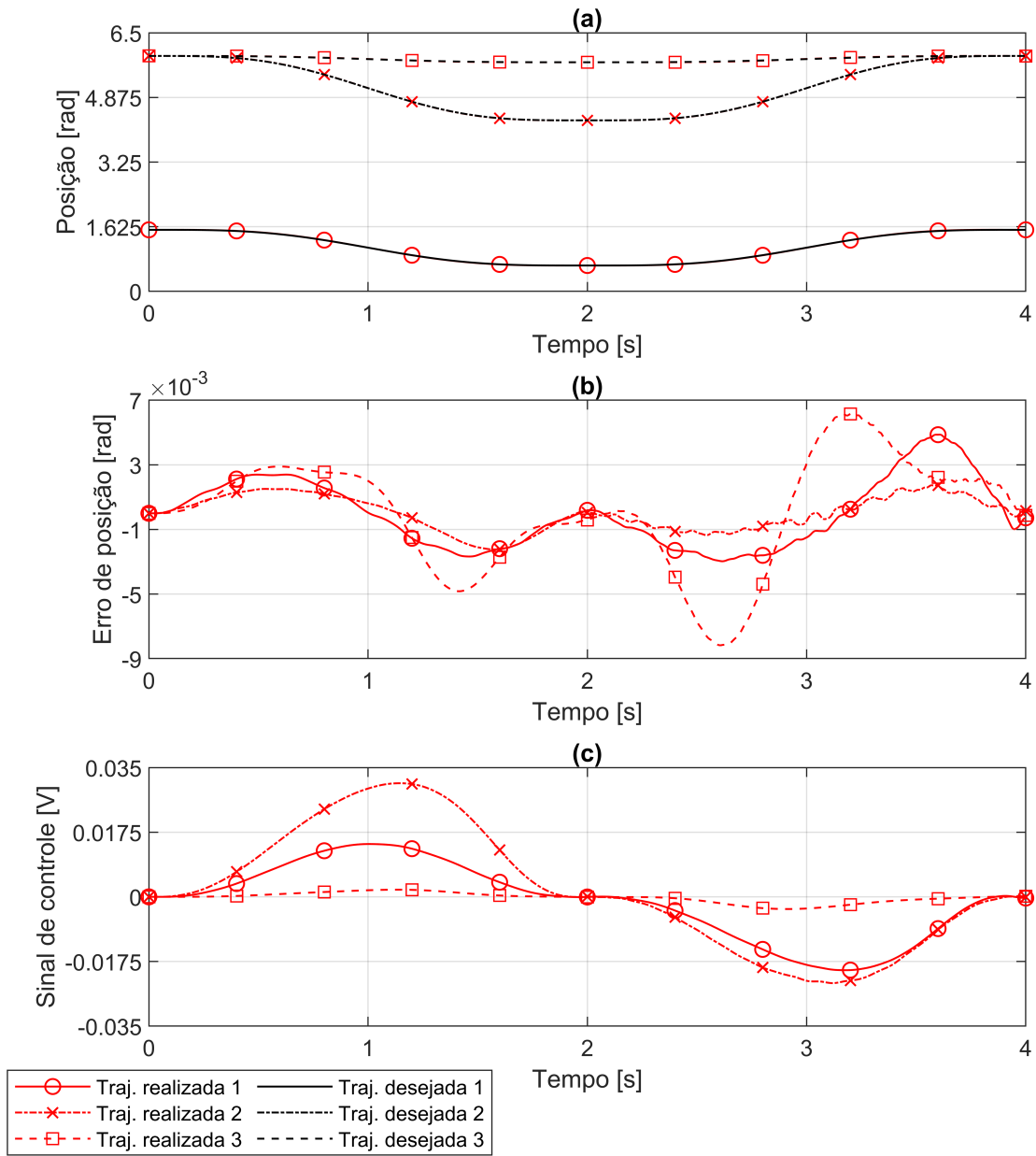


Figura 6.9 – Trajetórias de (a) Posição, (b) Erro de posição , (c) Sinal de controle do mecanismo de 3 GdL para o controlador PID. [Simulação]

#### 6.4.1 Controlador TCE

Para o controle TCE foram utilizados os valores dos ganhos de  $\lambda = 50 \left[ \frac{1}{s} \right]$ ,  $K_d = 0,01 \left[ \frac{Nm}{rad} \right]$ ,  $K_t = 120 \left[ \frac{Nm}{rad} \right]$  e  $K_a = 1 \left[ \frac{1}{s} \right]$ . A Figura 6.10 ilustra os resultados de controle de trajetória de (a) posição, (b) velocidade e (c) aceleração. A Figura 6.11 ilustra os resultados de trajetória de (a) força, (b) pressão e (c) o sinal de controle. A Figura 6.12



ilustra o erro de trajetória de posição. Diferentemente dos mecanismos de 2 e 3 graus de liberdade, o resultado para a polia utiliza a força desejada no atuador ao invés do torque líquido aplicado na junta. Essa distinção foi usada para melhor distinguir os efeitos da força gerada pelo atuador e da força da mola, quando surgem discrepâncias entre os valores teóricos da simulação e os obtidos nos experimentos de bancada. Esse ponto é abordado em maior profundidade no próximo capítulo.

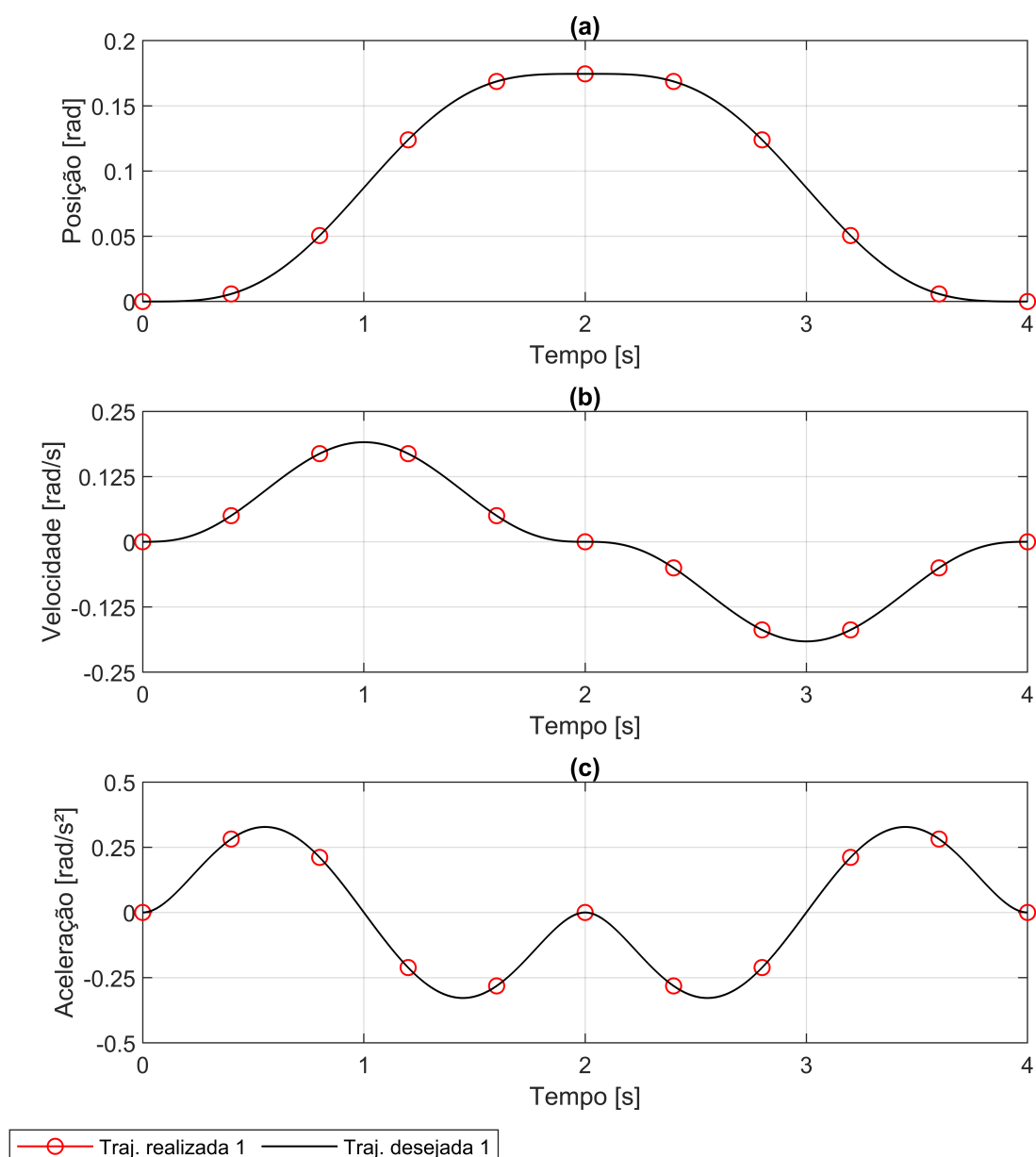


Figura 6.10 – Trajetórias de (a) Posição, (b) Velocidade, (c) Aceleração da polia utilizando controlador TCE. [Simulação]

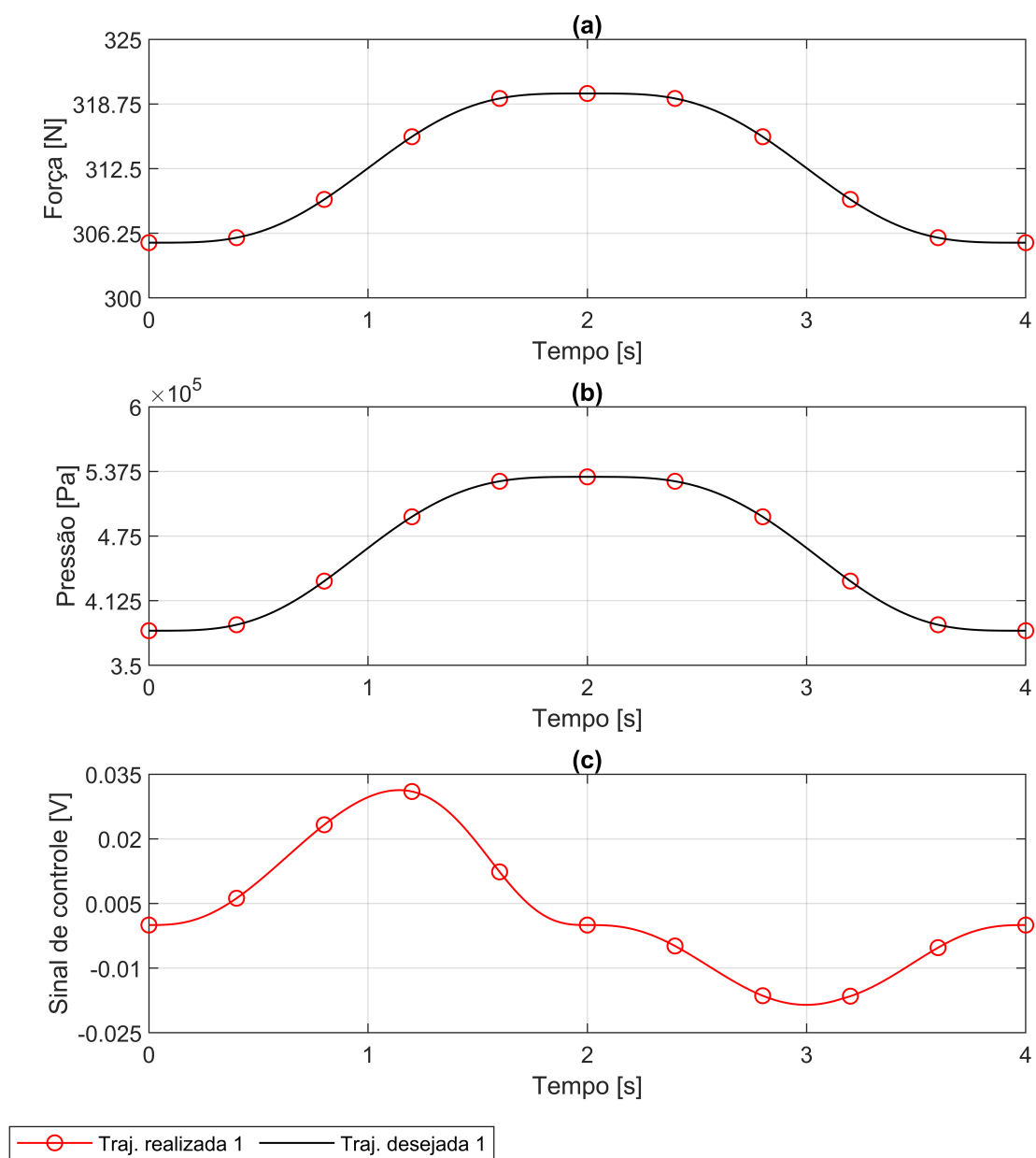


Figura 6.11 – Trajetórias de (a) Força, (b) Pressão , (c) Sinal de controle do mecanismo da polia utilizando controlador TCE. [Simulação]

A Tabela 6.7 apresenta os valores em módulo dos erros de posição e força. Como observado na Figura 6.11, letra (c), a abertura de válvula máxima continuou pequena.

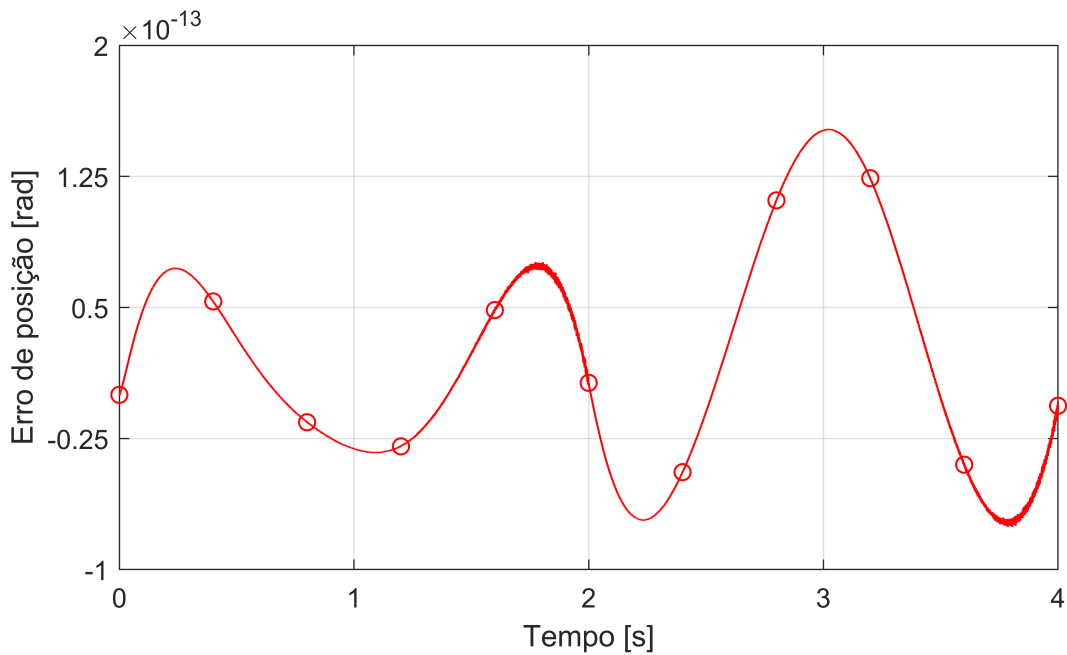


Figura 6.12 – Erro de posição do mecanismo de 1 GdL com controlador TCE [Simulação].

Tabela 6.7 – Erros de trajetória de posição/força para 1 GdL utilizando controlador TCE

Erro	Posição [rad]	Torque [N]
Máximo	$1,5206 \times 10^{-13}$	$3,4549 \times 10^{-9}$
Médio	$5,3180 \times 10^{-13}$	$1,9608 \times 10^{-9}$
Desvio	$3,8297 \times 10^{-14}$	$1,1305 \times 10^{-9}$

#### 6.4.2 Controlador por PID

A simulação do comportamento da polia foi realizada também para o controlador PID, com os valores dos ganhos de  $G_p = 0,1 \left[ \frac{V}{rad} \right]$ ,  $G_d = d = 0,005 \left[ \frac{Vs}{rad} \right]$  e  $G_i = 160 \left[ \frac{V}{rad \cdot s} \right]$ . As trajetórias de (a) posição, (b) erro de posição e (c) sinal de controle estão ilustradas na Figura 6.13. Os valores absolutos dos erros de posição são apresentados na Tabela 6.8.

Tabela 6.8 – Erros de trajetória de posição para 1 GdL utilizando controlador PID

Erro	Valor [rad]
Máximo	$4,2491 \times 10^{-4}$
Médio	$1,5761 \times 10^{-4}$
Desvio	$1,0705 \times 10^{-4}$

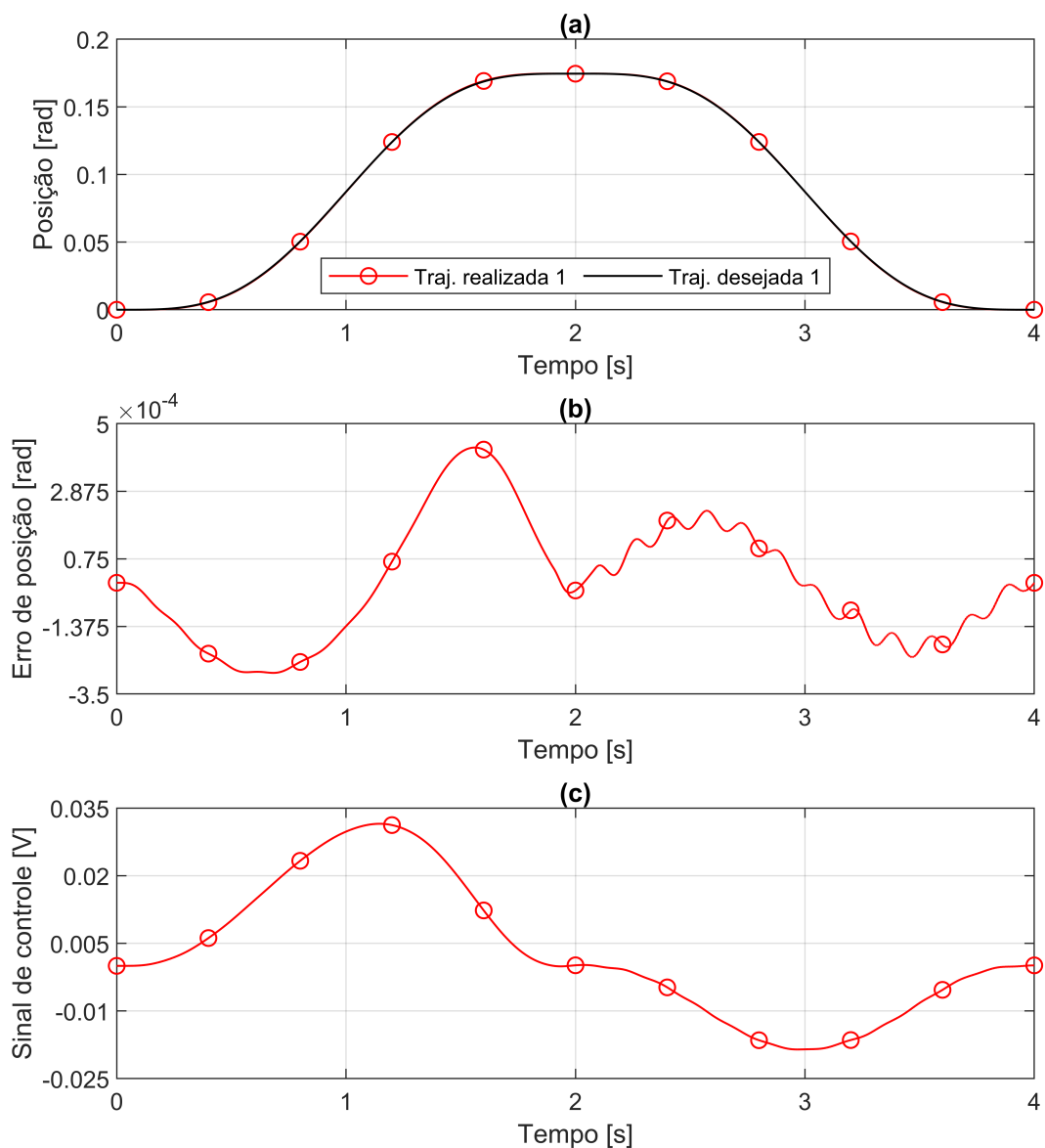


Figura 6.13 – Gráficos de (a) Posição, (b) Erro de posição, (c) Sinal de controle da polia ao controle por PID. [Simulação]

## 6.5 Conclusões do capítulo

Com base dos resultados das simulações computacionais realizadas, os dois controladores foram capazes de conduzir adequadamente os mecanismos para as trajetórias desejadas de posição, de acordo com os ganhos estabelecidos, conforme evidenciado nos pequenos valores erro de posição apresentados nas tabelas 6.7 e 6.8. O controle TCE

apresentou resultados de erros de posição menores que os obtidos com o controlador PID. Evidentemente, esses resultados foram obtidos utilizando um modelo matemático simplificado e na hipótese de ausência de ruídos de instrumentação. Verificou-se que os resultados comparativos de erro de posição não invalidam a capacidade de uso do controlador PID para a tarefa de controle de trajetória. Outra constatação, foi a necessidade do dedo Indicador trabalhar com uma pressão de suprimento superior à do dedo polegar, por conta da amplitude de sua trajetória. Quando combinados os consumos de ar comprimido simulados para ambos os dedos, verificou-se que um reservatório de 25 g de  $CO_2$  é capaz de fornecer fluído suficiente para 146 ciclos compostos de uma abertura e um fechamento, o que está acima dos 120 ciclos diários desejados [Sheridan e Lunteren, 1997]. Por fim, todas as simulações indicaram um sinal de controle bastante reduzido, conforme as figuras 6.3(c), 6.5(c), 6.7(c), 6.9(c), 6.11(c) e 6.13(c), o que aponta para uma abertura de válvula muito próxima de seu ponto neutro, onde há maior efeito de vazamentos e de descontinuidades por zona morta ou desalinhamento do carretel. Essas questões serão discutidas a seguir, no Capítulo 7, onde são apresentados os resultados experimentais.

## 7 RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA UM MECANISMO DE 1 GRAU DE LIBERDADE

Para comprovação do desempenho do controlador, além das simulações computacionais, foram realizados testes experimentais. Os mecanismos dos dedos explorados nas simulações consideraram dois e três graus de liberdade, consistentes com os sistemas físicos que se pretende avaliar o desempenho. Quanto à avaliação experimental, a análise se restringiu à avaliação comparativa dos controladores propostos para o músculo pneumático. Portanto, os testes foram restritos a um único grau de liberdade, o que permite eliminar efeitos de interação entre os diferentes graus de liberdade, o que poderia dificultar a identificação de importantes aspectos de funcionamento dos controladores estudados. Além disso, a realização de testes restritos a apenas um grau de liberdade também permite uma comparação imediata dos resultados obtidos nesta pesquisa com outros autores, pois essa é a abordagem da maioria dos trabalhos publicados na área que apresentam resultados experimentais. Após comprovada a eficiência de desempenho dos controladores para 1 grau de liberdade, a complexidade do sistema pode ser ampliada, incorporando os demais graus de liberdade necessários para a construção do sistema completo da prótese. A implementação direta sobre um sistema com múltiplos graus de liberdade sem um teste prévio em um sistema simplificado poderia gerar resultados considerados não satisfatórios para o controle de trajetória, que seriam atribuídos à influência de perturbações geradas pelos graus de liberdade subsequentes, mascarando eventuais limitações da própria lei de controle proposta.

### 7.1 Equipamentos utilizados

O aparato experimental utilizado é ilustrado esquematicamente na Figura 7.1. O sistema consiste em uma polia fixada à bancada experimental, a qual se move de acordo com a força aplicada pelo atuador e transmitida por um cabo de aço, sendo essa força contraposta por uma mola de tração. Um extensor em série com a mola permite ajustar a pré-tensão do sistema atuador-mola. Um encoder rotativo mede a posição angular da polia e informa esse valor para o controlador, que calcula o sinal de controle que comanda a abertura da válvula visando a executar adequadamente a trajetória de posição. Um regulador de pressão condiciona a pressão de suprimento proveniente do

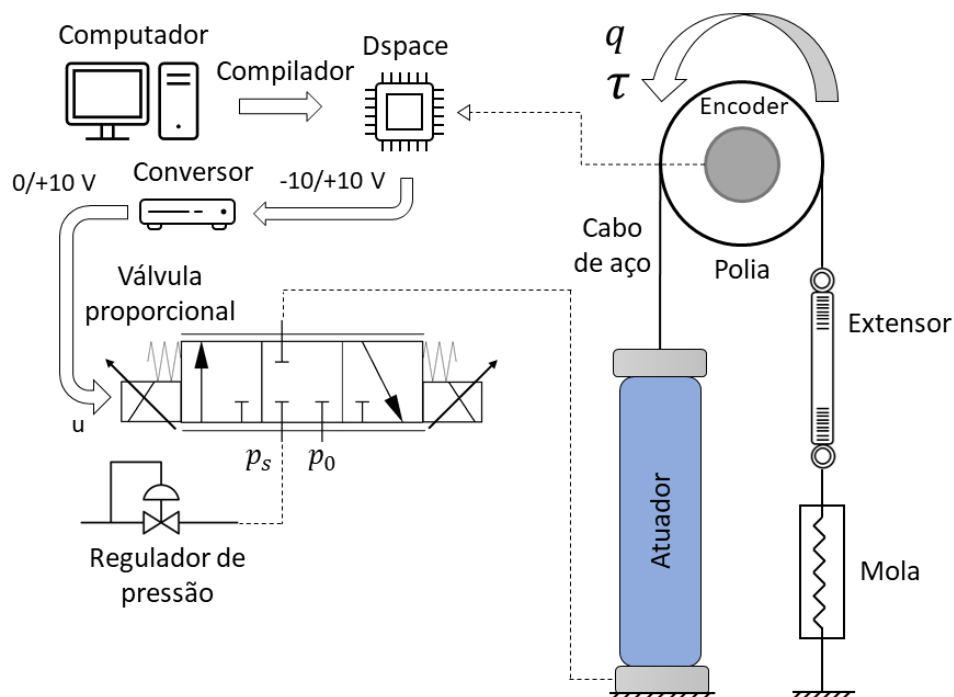


Figura 7.1 – Esquema gráfico da configuração do experimento

reservatório do compressor, o qual fornece o ar comprimido necessário. O algoritmo de controle é programado e compilado no computador e suas instruções são executadas por uma placa de controle (*dSpace*), que também é responsável pela interface dos sensores. A Figura 7.2 (a) é uma fotografia do sistema real formado pelo encoder, extensor, mola, atuador, válvula pneumática e uma régua potenciométrica para a regulagem da pré-tensão, enquanto que a Figura 7.2 (b) apresenta uma vista em detalhes da polia, do encoder e o seu acoplamento.

A Figura 7.3 ilustra cada uma das partes que compõem o sistema a ser controlado. Foi utilizada uma polia de Nylon de  $24,51 \text{ mm}$  de raio (medida por paquímetro),  $0,126 \text{ kg}$  de massa (medida por balança de precisão), e valor calculado de  $0,0333 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$  de momento de inércia de massa. Esse valor foi obtido através do uso de pacote computacional de desenho técnico e utilizando valores padrões para as massas específicas dos materiais informados. A polia possui um rolamento de esferas de aço do tipo 6201 para redução de atrito e que prende a polia em um painel fixo através de um parafuso do tipo M8. Foi fabricada uma peça de adaptação para acoplar um eixo de  $6 \text{ mm}$  de aço 304, fixada por meio de três parafusos M3. Por fim, um acoplador flexível de alumínio une os eixos da polia e do encoder, reduzindo os efeitos de eventuais desalinhamentos.

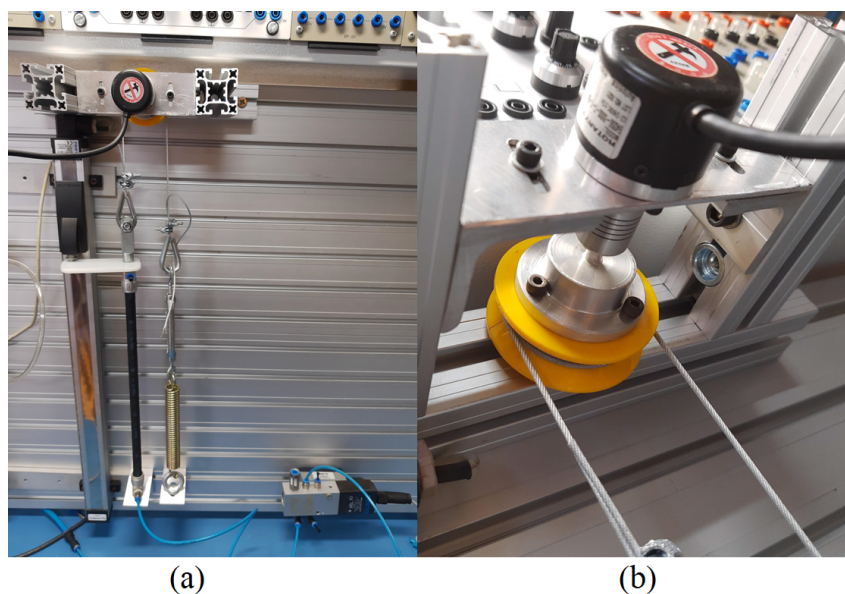


Figura 7.2 – Fotografia configuração do experimento: (a) vista completa; (b) vista em detalhe da polia

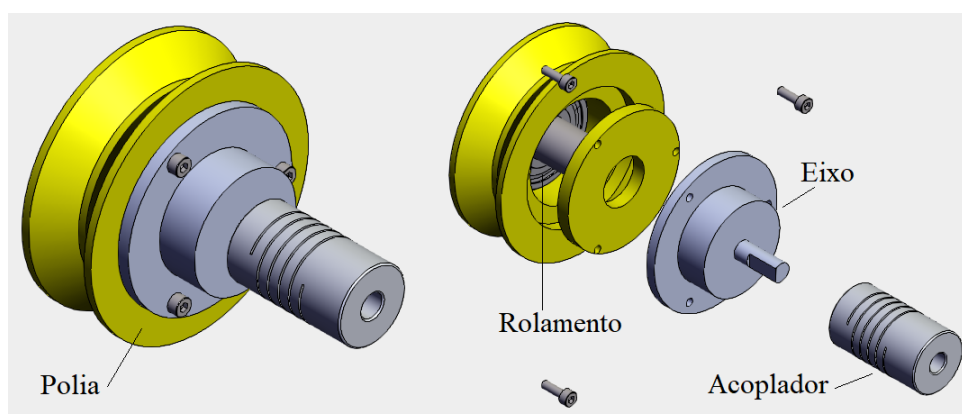


Figura 7.3 – Montagem da polia e acoplamento do encoder

O encoder rotativo de precisão utilizado é do tipo incremental e mede a posição angular por meio da contagem do número de pulsos gerados pela passagem de luz infravermelha por ranhuras em um disco fixado no seu eixo. A resolução de um encoder é proporcional ao número de ranhuras no seu disco e, para o caso do encoder utilizado, são 5000 ranhuras (pulsos) por revolução. As características técnicas e circuito condicionador de sinal desse encoder são descritos no Apêndice C.4. O momento de inércia de massa do encoder é de aproximadamente  $4 \times 10^{-6} \text{ kgm}^2$  [Autonics, 2021].

Como já mencionado no Capítulo 4, o atuador tipo PAM utilizado é do modelo



DMSP-10-300 de 10 *mm* de diâmetro e 300 *mm* de comprimento, da fabricante Festo. Um de seus terminais é fixado à estrutura da bancada por meio de um parafuso tipo M8, enquanto que a outra extremidade é fixada a um cabo de aço através do olhal. Na outra extremidade do cabo foram fixados em série o extensor e uma mola de tração, responsável pelo retorno do mecanismo. Foi adquirida uma mola de tração de 21,8 *mm* de diâmetro e 112 *mm* de comprimento, fabricada com arame de aço mola de 3 *mm* de espessura, a qual, segundo o fabricante, possui um coeficiente de rigidez de 3372,5 *N/m*.

A válvula proporcional inicialmente utilizada é de modelo MPYE-5-1/8-HF-010-B (Apêndice C.6), com capacidade de 700 *L/min* de vazão volumétrica. Os experimentos mostraram que, devido ao comportamento desta válvula na região próxima à centragem os vazamentos mostraram-se significativos. Assim, essa válvula foi substituída por uma unidade da válvula proporcional modelo MPYE-5-1/8-LF-010-B, da mesma fabricante e classe da anterior, mas com vazão volumétrica máxima de 350 *L/min*. Como será visto mais adiante neste mesmo capítulo, foram obtidos resultados considerados adequados utilizando no controlador as mesmas curvas teóricas de vazão mássica da dinâmica da pressão apresentadas na Seção 3.4. Para tanto, na fase de enchimento foi considerada uma vazão mássica máxima  $\dot{m}_{max}^{ench} = 0,0044 \text{ kg/s}$  e para a fase de exaustão uma vazão mássica máxima  $\dot{m}_{max}^{exau} = 0,0057 \text{ kg/s}$ , que correspondem à cerca da metade dos valores informados por Perondi, 2002 para a válvula MPYE-5-1/8-HF-010-B.

O controlador foi programado no pacote computacional *MATLAB/Simulink*, que é responsável pela compilação das instruções e envio para a placa *dSpace*, à qual os sensores e condicionadores estão conectados. A manipulação de variáveis e a captura de dados foi programada no pacote computacional *ControlDesk*, *dSpace*. O sinal de saída é condicionado entre uma amplitude de  $-10$  a  $+10 \text{ V}$ . Assim, como a válvula proporcional utilizada responde a comandos entre uma faixa de 0 a  $+10 \text{ V}$ , um circuito conversor de sinais (Apêndice C.5) é utilizado para realizar essa conversão. O software programado na placa *dSpace* deriva numericamente no tempo e filtra o sinal do encoder para obtenção dos valores de velocidade e aceleração angulares da polia. A pressão no interior do atuador é medida por um sensor de pressão modelo S-10 da fabricante Wika (Apêndice C.2). Uma régua potenciométrica modelo MLO-POT-450-TLF da fabricante Festo (Apêndice C.3) é fixada ao atuador e foi utilizada para monitorar a regulagem de sua pré-tensão antes de realizar os experimentos de seguimentos de trajetória. O procedimento para o ajuste da

pré-tensão é descrito em detalhes na Seção 7.1.1. Os circuitos condicionadores de sinais e as características dos sensores são descritos com detalhes no Apêndice C.

Como o sinal de posição angular disponibilizado informado pelo encoder apresenta nível considerado tolerável de ruído, o mesmo não foi filtrado. Já, os valores calculados da velocidade e aceleração angulares, por conta da derivação numérica do sinal de posição, apresentaram níveis de ruído mais elevados. Além desses sinais, também se considerou necessária a filtragem do sinal de pressão. Para tanto, foram utilizados filtros do tipo Butterworth de segunda ordem, no formato:

$$FT_{filtro} = \frac{\omega_i^2}{s^2 + 2\omega_i s + \omega_i^2} \quad (7.1)$$

onde  $FT_{filtro}$  é a Função de Transferência do filtro tipo passa-baixas e  $\omega_i$  a frequência de corte escolhida para o sinal  $i$ . A Tabela 7.1 lista os valores das frequências de corte utilizadas.

Tabela 7.1 – Valores das frequências de corte dos filtros passa-baixas utilizados no experimento

Filtro	Frequência de corte [ $rad/s$ ]
Posição	50
Velocidade	50
Aceleração	30
Pressão	50

### 7.1.1 Configuração inicial da bancada

A configuração apresentada na Figura 7.1 indica que, quando a excitação da servoválvula é nula, a posição angular da polia deve permanecer constante. Por outro lado, assim que um sinal de controle não nulo é aplicado, o músculo inicia o processo de enchimento ou esvaziamento, implicando no movimento da polia. Quando o músculo enche, por conta de sua ação, ocorre o movimento de avanço da polia. Por outro lado, quando o músculo esvazia, ocorre seu retorno por conta da força restitutiva da mola. Cabe observar que ambos os dispositivos atuam por meio de forças de tração. Assim, para que esses dois componentes operem adequadamente, eles devem ser convenientemente pré-tracionados. Para o atuador PAM (Festo, modelo DMSP-10-300N), o fabricante sugere uma pré-tensão de 1 % em relação ao seu comprimento nominal de 300 mm. Também é recomendado que

a contração máxima do músculo em operação não ultrapasse 9 % do seu comprimento, de modo a garantir que o atuador opere em uma faixa de maior eficiência considerando o fornecimento de força e o consumo energético correspondente. Para garantir a pré-tensão sugerida, igualou-se inicialmente a pressão interna do atuador à pressão atmosférica. Na sequência, realizou-se a leitura da régua potenciométrica na condição sem pré-tensão e tomou-se o valor correspondente como referência para o comprimento nominal do músculo. Posteriormente, aumentou-se a pressão interna até a pressão de trabalho ( $1.5 \times 10^5 Pa$ ). Nesta situação, ajustou-se o extensor de modo a tracionar o músculo até uma leitura da régua equivalente a um alongamento de 1%. Nestas condições, o atuador proporcionou uma força aproximada de 112 N, correspondente a um comprimento de aproximadamente 303 mm. A mola de tração foi escolhida de modo a equilibrar esta força em sua condição de pré-tensão, podendo também acompanhar as alterações de comprimento do músculo sem sofrer deformação permanente. Como consequência, a mola foi especificada com constante de rigidez de aproximadamente 3372,5 N/m e comprimento indeformado de aproximadamente 112 mm.

Conforme comentado, o fabricante da válvula de controle especifica que o modelo utilizado trabalha com uma faixa de tensões de entrada entre 0 e 10 V, estando centrada quando  $u = 5 \pm 0,1 V$ . Em valores normalizados, os limites passam corresponder a uma faixa de -1 a +1, com posição neutra em  $\bar{u} = 0 \pm 0,02$ . A fim de validar essa configuração, o músculo foi conectado a uma das portas da válvula, enquanto a outra foi mantida bloqueada. O sinal de entrada da válvula foi alterado em passos sucessivos de 0,001 até que se detectasse um aumento significativo na pressão interna do atuador. Depois, as conexões das portas foram intercambiadas, e o processo foi repetido. Os valores obtidos com este procedimento são  $\bar{u} = -0,183$  e  $\bar{u} = 0,171$ , sendo a posição neutra tomada como a média aritmética entre esses dois valores extremos:  $\bar{u}_{corr} = (0,171 - 0,183)/2 = -0,006$ , o que corresponde a 4,97 V aplicados à entrada da válvula. Assim, embora uma pequena correção do ponto de centragem fosse necessária, a válvula mostrou-se dentro da faixa esperada.

Embora a posição de centragem determinada esteja de acordo com as especificações do fabricante, identificou-se algumas características que introduziram dificuldades adicionais. Em primeiro lugar, os limites constatados experimentalmente para a zona morta da válvula (i.e., a região de operação onde uma variação do sinal de entrada não causa

alteração significativa na saída) correspondem a aproximadamente 20% do curso útil em cada sentido, enquanto o valor de catálogo é 5%. Além disso, constatou-se que a pressão interna de regime do atuador apresenta característica de proporcionalidade com a posição do carretel de bloqueio da válvula à medida que este se desloca de uma extremidade à outra de seu curso. Para sinais de controle normalizados próximos a  $-1 V$ , a pressão interna medida se aproxima de  $1 \text{ bar}$ , o que é condizente com a condição correspondente de exaustão máxima do ar do músculo para a atmosfera. No entanto, a cada aumento na tensão de entrada, a pressão sobe gradualmente até estabilizar em um novo valor de regime. Por exemplo, quando  $\bar{u} = -0.117$ , este valor é de  $1,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ , enquanto que a pressão de suprimento medida  $p_s = 3,81 \times 10^5 \text{ Pa}$ .

O comportamento recém descrito não é consistente com o esperado para um sistema descrito conforme a Figura 7.3. Segundo a mesma, para qualquer sinal negativo de abertura normalizada, a pressão do atuador deveria convergir para o valor da pressão atmosférica. Para um sinal de controle nulo, o músculo deveria manter qualquer valor de pressão interna em que se encontrasse no instante do fechamento da válvula. Finalmente, para qualquer sinal positivo de abertura, a pressão deveria aumentar até atingir um valor próximo ao da pressão de suprimento, com a amplitude de abertura afetando apenas a *taxa de variação* dessa pressão. Assim, com o fim de entender as discrepâncias observadas, realizou-se uma nova análise das curvas experimentais de caracterização da válvula levantadas em Schlüter, 2018, sendo uma delas reproduzida a seguir por conveniência (Figura 7.4).

Observa-se na Figura 7.4 que, para pequenas aberturas, a pressão aumenta lentamente, conforme esperado, mas sua estabilização até o tempo considerado nos ensaios de 16 segundos, ocorre a valores abaixo da pressão de suprimento (ou só pode ser atingida após intervalos de tempo muito grandes para a aplicação pretendida). Observa-se também que tal comportamento ocorre especificamente na região de aberturas relativamente pequenas, tendendo ao comportamento teoricamente esperado à medida que o carretel se afasta da posição centrada.

Quando o sinal de controle aplicado à válvula é negativo, o comportamento esperado é aproximadamente o mesmo da Figura 7.4 (para uma câmara conectada à sua outra porta de saída). Uma possibilidade plausível para essa discrepância entre os comportamentos é a ocorrência de *vazamentos* significativos na válvula, tanto de seu interior para

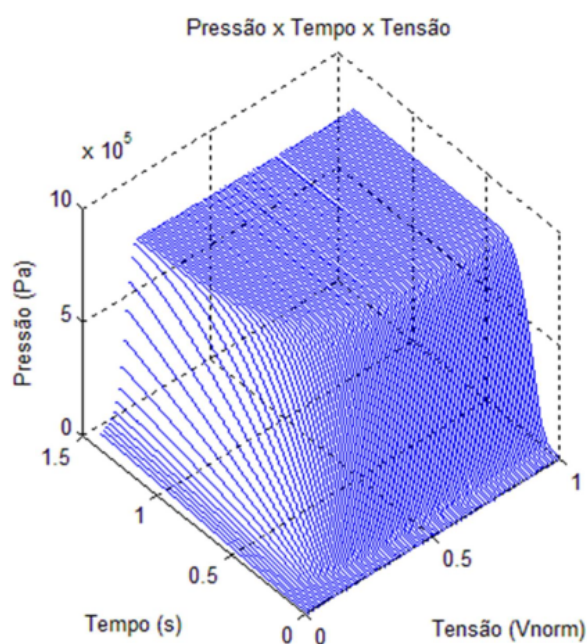


Figura 7.4 – Gráfico do aumento de pressão ao longo do tempo em função da abertura da válvula proporcional. [Fonte: [Schlüter, 2018]]

a atmosfera, como entre suas conexões internas. A ocorrência de vazamentos é bem conhecida e tem sido considerada em modelos matemáticos, como, por exemplo, em Vieira, 1998. Muitas vezes, este comportamento não é considerado na modelagem de válvulas, como, por exemplo, em McDonell, 1996, Perondi, 2002, Sobczyk, 2009, Sarmanho, 2014 e Schlüter, 2018, por não ter apresentado influência significativa nos casos estudados.

O efeito dos vazamentos na válvula pode ser compreendido com a ajuda da Figura 7.5, onde são ilustradas quatro posições possíveis para o carretel de bloqueio. Os prefixos “S” indicam que as vazões consideradas são de suprimento, os “E”, de exaustão, os “A”, para o interior do atuador e, os “V” para os vazamentos, cujas flechas indicativas são na cor vermelha, enquanto as vazões esperadas são na cor azul.

Na posição (a) da Figura 7.5, a haste encontra-se deslocada no sentido negativo do sinal de controle, onde há um vazamento pela passagem de suprimento  $\dot{m}_{VS1}$ , que é imediatamente perdida para a atmosfera  $\dot{m}_{E1}$ , já que  $\dot{m}_A = \dot{m}_{VS} - \dot{m}_E$ . Nessa condição a pressão no interior do atuador é a pressão atmosférica. Na posição (b), ao se deslocar a válvula para mais próximo do ponto central, a abertura de exaustão reduz e o vazamento de suprimento permanece. A vazão resultante  $\dot{m}_{A2}$  é direcionada para o atuador, elevando sua pressão interna quando esta última devia continuar igual à atmosférica, pois  $\dot{m}_{E2} <$

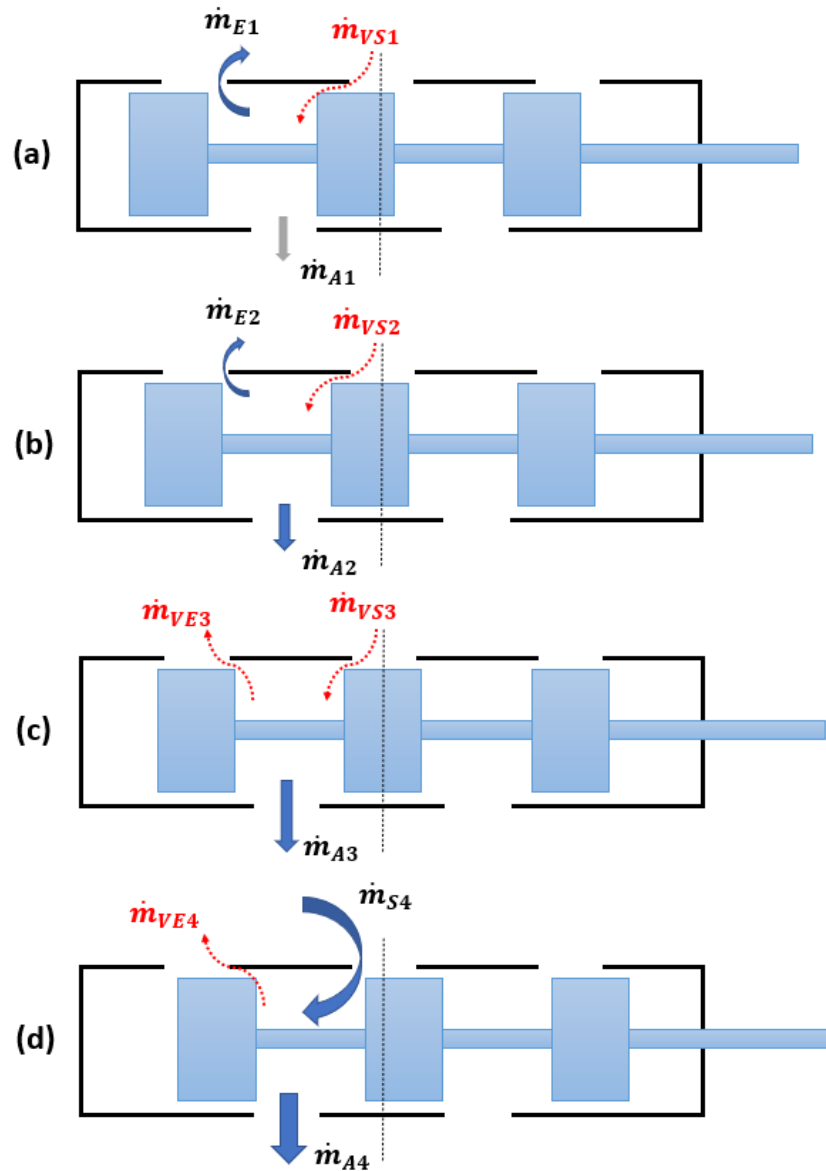


Figura 7.5 – Vazões mássicas no interior da válvula.

$\dot{m}_{SV2}$ . Na posição (c), a haste está no ponto central, onde nenhuma vazão devia ocorrer, mas ocorre um aumento de  $\dot{m}_{A3}$ , pois a vazão de exaustão reduz para um valor equivalente a um vazamento residual para a atmosfera  $\dot{m}_{VE3}$  e ainda há um vazamento proveniente do suprimento  $\dot{m}_{VS3}$ . A partir da posição (d), a haste é deslocada do ponto central para o sentido positivo do sinal de controle e quase a totalidade da vazão de suprimento  $\dot{m}_{S4}$ , subtraída de um pequeno vazamento  $\dot{m}_{VE4}$ , cujo valor líquido  $\dot{m}_{A4}$  tende a elevar a pressão interna do músculo gradativamente até a pressão de suprimento. Em todas as posições há a presença de outros vazamentos, tanto para as câmaras à direita da válvula (assumidas perfeitamente bloqueadas na figura), como das conexões do atuador para a atmosfera,

de modo que o valor de estabilização da pressão interna pode continuar a não atingir o valor de suprimento para aberturas positivas pequenas. No entanto, os aspectos cruciais a se observar são que  $\dot{m}_{S4} > \dot{m}_{VS3} > \dot{m}_{VS2} > \dot{m}_{VS1}$ , e que em função disso, as pressões internas do músculo podem atingir valores de estabilização consideráveis em qualquer posição da válvula entre as situações ilustradas de (a) a (c), o que explica o comportamento observado quando da tentativa de ajustar o zero do sistema para os testes experimentais. Os vazamentos permitem interpretar de forma consistente o comportamento observado nos experimentos. Na situação em que ocorrem pequenas aberturas negativas, uma parte do ar de suprimento é direcionada para o interior do músculo pneumático, elevando sua pressão interna. À medida que o carretel se desloca positivamente, mas a abertura continua pequena em módulo, essa parcela de suprimento é aumentada, elevando mais a pressão interna. Considerando os vazamentos para a atmosfera, uma parte também grande do ar é perdida, levando a pressões de regime inferiores à de suprimento no interior do atuador. Finalmente, quando as aberturas se tornam suficientemente grandes, os vazamentos se tornam desprezíveis e o sistema se comporta conforme o modelo sem consideração dos vazamentos.

Em termos práticos, os vazamentos causam uma dificuldade significativa para a realização dos experimentos, pois quando o carretel está na posição neutra, a válvula permite a ocorrência de uma variação da pressão interna para valores acima dos definidos nas simulações. Isto pode ser contornado por meio de um ajuste adequado da pré-tensão, pois a deformação do músculo pode ser ajustada de forma independente da sua pressão interna (pela ação combinada da mola e do extensor). No entanto, ocorre também uma diminuição da diferença entre a pressão de suprimento e a do músculo. Por conta de não conseguir distender o músculo até seu limite, isso afeta a *amplitude máxima* das trajetórias que podem ser obtidas nos testes experimentais. No entanto, como essa redução afeta igualmente os dois algoritmos de controle avaliados neste trabalho, entende-se que a configuração disponível é adequada para realização dos testes comparativos, desde que restritos a amplitudes dentro da faixa de operação delimitada por este comportamento.

A Seção 7.2 apresenta os resultados de seguimento de trajetória para a situação de pressão de suprimento de  $6 \times 10^5 Pa$  e uma trajetória de amplitude de  $10^\circ$ . A Seção 7.3 apresenta uma adaptação do experimento, com a válvula iniciando em posição descentralizada, de modo a diminuir os efeitos dos vazamentos internos e ampliar a trajetória

máxima. Para estes casos, a pressão de suprimento é aumentada para  $9 \times 10^5 Pa$  e várias trajetórias com aumentos sucessivos de amplitude são apresentadas.

## 7.2 Resultados - pressão de suprimento a $6 \times 10^5 Pa$

Durante a etapa de simulações, constatou-se que uma pressão de suprimento de  $6 \times 10^5 Pa$  seria compatível com os níveis de consumo de ar pretendidos para o mecanismo da polia, enquanto permitiria a execução uma trajetória máxima de  $45^\circ$  para a roldana em oposição à força da mola escolhida, partindo-se de uma pressão inicial de trabalho de  $1,5 \times 10^5 Pa$ . Contudo, devido aos problemas de vazamento descritos na Seção 7.1.1, quando a válvula se encontrava no ponto de neutro ( $\bar{u}^* = -0,006$ ), a pressão interna do músculo se eleva para cerca de  $3,81 \times 10^5 Pa$ . Como consequência, a trajetória máxima fica limitada a aproximadamente  $10^\circ$ , pois a redução da diferença entre as pressões de suprimento e do interior do músculo implica na diminuição da força para contrabalançar a ação da mola. Resultados para amplitudes maiores requerem alterações na pressão de suprimento, sendo discutidos na Seção 7.3.

Em cada teste de seguimento de trajetória apresentado neste capítulo, são realizados três ciclos de trajetória, consistindo de um deslocamento desde a posição inicial até a final, retornando então ao ponto inicial, ao longo de um intervalo de 2 segundos. Durante o procedimento, são armazenados os sinais de posição, pressão e entrada de controle aplicado à válvula, medidos diretamente na bancada, além da velocidade e aceleração, estimados por derivação numérica do sinal de posição. Também foram armazenados as estimativas das forças aplicadas pelo músculo, calculados a partir dos valores medidos de posição e pressão. Os resultados correspondentes são discutidos nas próximas duas subseções.

### 7.2.1 Resultados - TCE

Nesta seção são apresentados inicialmente os resultados experimentais utilizando um conjunto de ganhos sintonizados experimentalmente a partir dos valores obtidos por meio das simulações. Posteriormente, será apresentada uma discussão sobre os ganhos nos resultados obtidos.



### 7.2.1.1 Resultados dos ensaios

Partindo dos resultados de simulação e fazendo ajustes específicos em função da transição para a bancada experimental, foram selecionados os seguintes ganhos para o controlador TCE:  $\lambda = 50 \text{ [}\frac{1}{\text{s}}\text{]}$ ,  $K_d = 0.01 \text{ [}\frac{\text{Nm s}}{\text{rad}}\text{]}$ ,  $K_t = 120 \text{ [}\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}\text{]}$ ,  $K_a = 1 \text{ [}\frac{1}{\text{s}}\text{]}$ . Os resultados correspondentes são apresentados na Figura 7.6 para seguimento das trajetórias de (a) posição, (b) velocidade e (c) aceleração da polia, e na Figura 7.7 para (a) pressão, (b) pressão (detalhe) e (c) sinal de controle. Os erros de seguimento de posição correspondentes estão dispostos na Tabela 7.2, onde os valores percentuais são tomados em relação à magnitude da trajetória desejada. As grandezas medidas correspondem aos sinais já filtrados.

Tabela 7.2 – Erros de posição do controlador TCE para trajetória de  $10^\circ$  [Experimento]

Erros	Absoluto [rad]	Percentual [%]
Máximo	0,053	3,0386
RMS	0,0027	1,5463
Médio	0,0024	1,3598
Desvio	0,0013	0,7362

No que se refere ao seguimento de posição (Figura 7.6(a), Tabela 7.2), constata-se que a trajetória é reproduzida com um erro máximo de 3% e diferindo da referência principalmente em termos de um relativamente pequeno atraso. Uma vez que atrasos de seguimento são inerentes em decorrência da natureza do sistema, e que este efeito é acentuado pela ação dos filtros associados aos sensores da bancada, pode-se considerar que o seguimento de posição proporcionado pelo controlador TCE é satisfatório. No trecho em que a roldana permanece em sua posição máxima (aproximadamente entre 1,8 s e 2,2 s), também fica evidenciado o efeito dos vazamentos referido na Seção 7.1.1. Na ausência de vazamentos, em tese, o sinal de controle deveria ser nulo (válvula fechada com a pressão interna retida). No entanto, por efeito dos vazamentos, o músculo só consegue sustentar a posição desejada frente à tração da mola se a válvula permanece aberta ( $\bar{u} \approx 0,08$ ). Quanto aos sinais de velocidade e aceleração, se constata a presença de atrasos de fase mais acentuados e componentes oscilatórias de frequência relativamente alta, com amplitudes significativas em alguns trechos da trajetória, principalmente no que se refere ao sinal de aceleração. Assim, é interessante estudar com cuidado este assunto. O atraso de fase

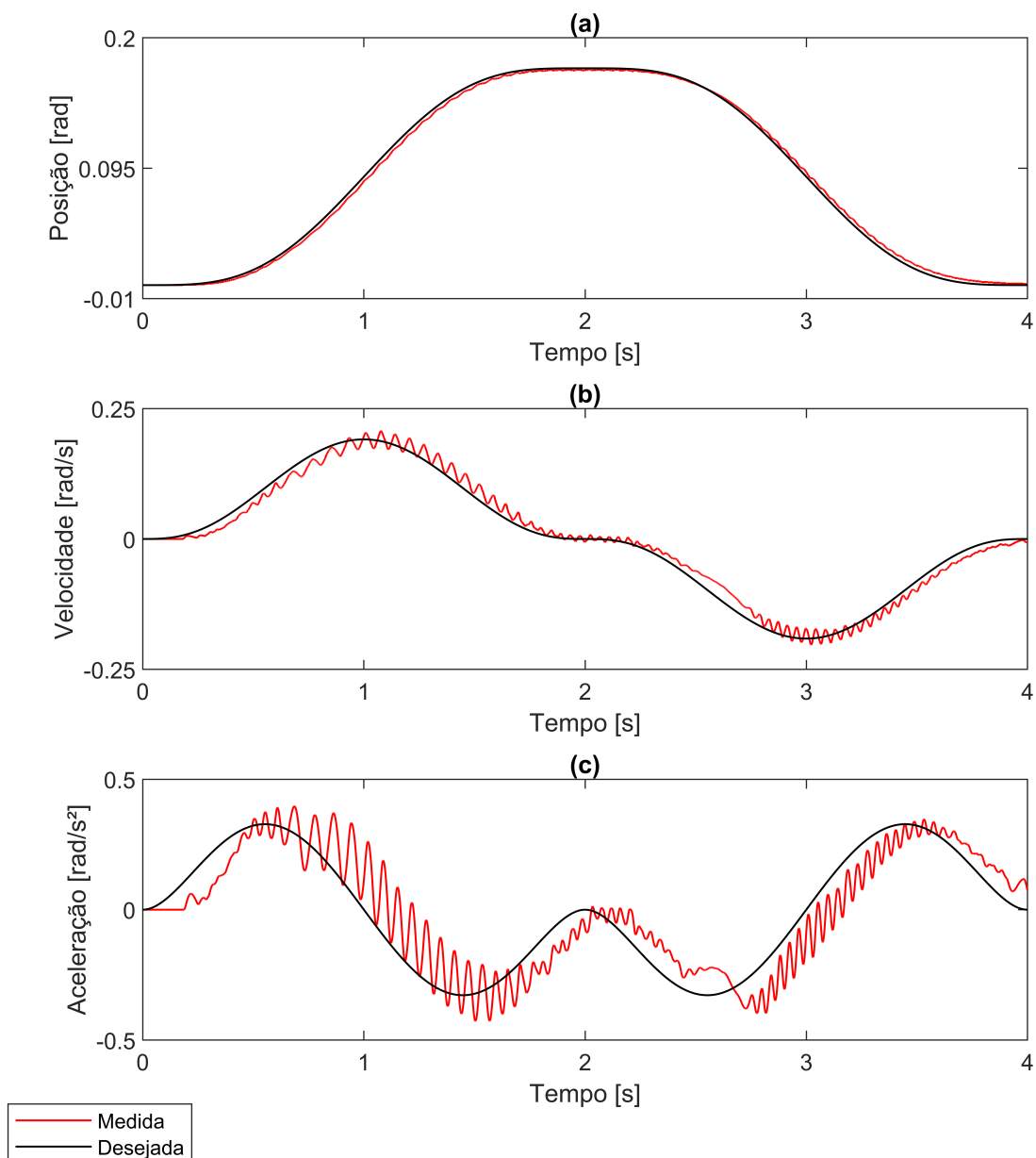


Figura 7.6 – Trajetória de: (a) Posição, (b) Velocidade e (c) Aceleração da polia para o controlador TCE ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento]

diferente entre os três sinais decorre de fato de que, os filtros usados em cada sinal são com frequência de corte diferente, como apresentado na Tabela 7.1, o que acentua a diferença de fase entre os sinais.

Sobre os resultados de pressão apresentados na Figura 7.7, também ocorrem diferenças entre os valores desejados e os valores obtidos por medição. Diferenças de trajetória de pressão são esperadas, pois os efeitos de dinâmicas não modeladas sobre o sistema são,

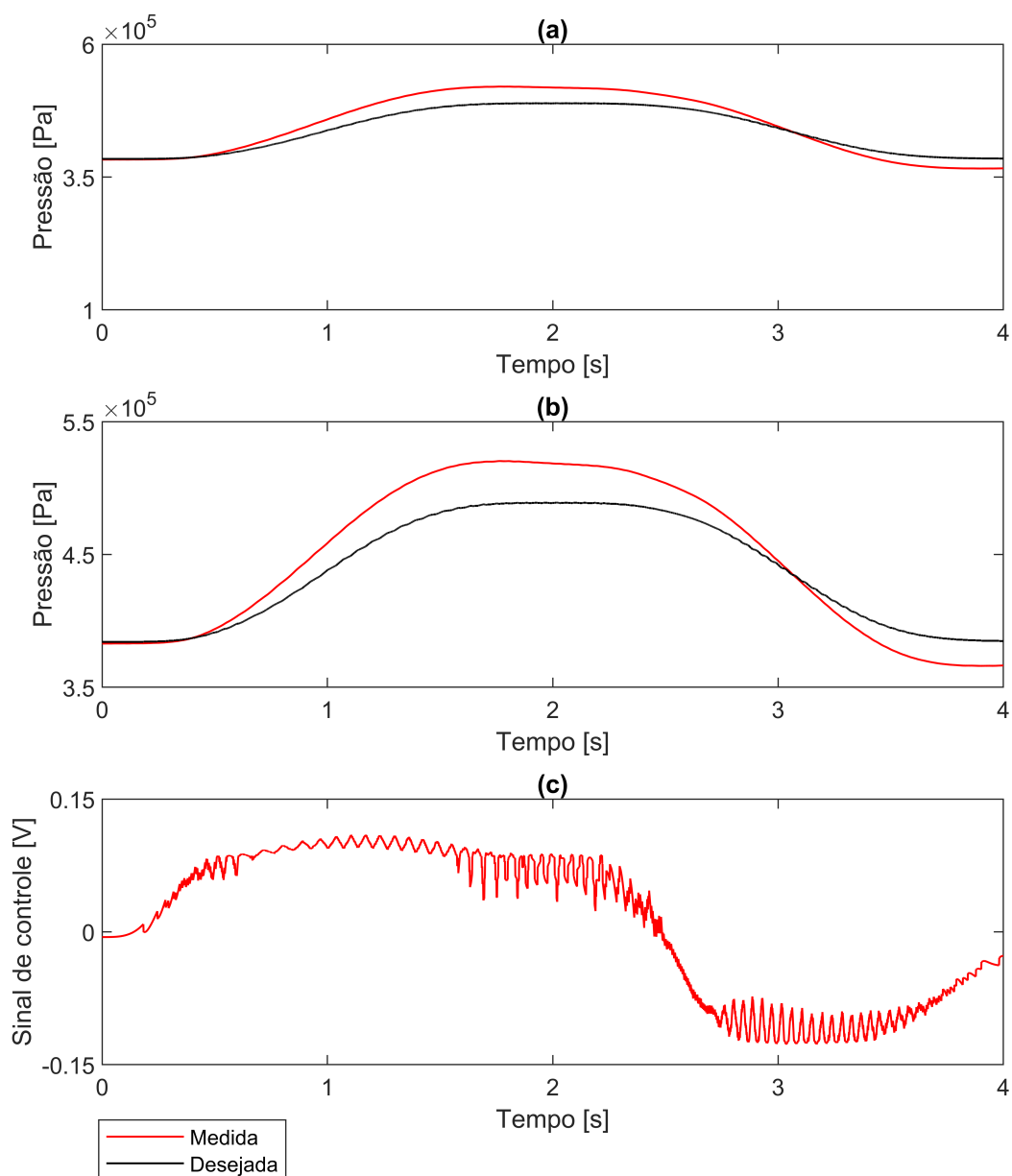


Figura 7.7 – Trajetória de: (a) Pressão, (b) Pressão (detalhe) e (c) Sinal de Controle da polia para o controlador TCE ( $6 \times 10^5$  Pa) [Experimento]

em parte, compensadas pela lei de controle no seu laço de realimentação. Algumas dessas dinâmicas não modeladas podem ser provenientes da presença de, por exemplo, atrito entre as peças, desalinhamento ou simplificações dos modelos matemáticos. Sua existência não necessariamente invalida a lei de controle proposta.

### 7.2.1.2 Discussão sobre efeitos dos valores dos ganhos

Com o objetivo de analisar e discutir a influência de cada ganho empregado na estrutura do controlador TCE, reproduz-se aqui as seguintes equações:

$$s = \dot{\tilde{q}} + \lambda \tilde{q} = \dot{q} - \nu \quad (5.10)$$

$$\dot{s} = \ddot{\tilde{q}} + \lambda \dot{\tilde{q}} = \ddot{q} - \dot{\nu} \quad (5.11)$$

$$\tau_d = M(q) \dot{\nu} + C(q, \dot{q}) \nu + G(q) - K_d (\dot{q} - \nu) \quad (5.12)$$

$$\dot{\tau}_d = M(q) \ddot{\nu} + \dot{M}(q) \dot{\nu} + \dot{C}(q, \dot{q}) \nu + C(q, \dot{q}) \dot{\nu} + \dot{G}(q) - K_d (\ddot{q} - \dot{\nu}) \quad (5.13)$$

$$\dot{\tau} = \dot{\tau}_d - K_t s - K_a \tilde{\tau} \quad (5.19)$$

$$\dot{p} = \dot{p}_d + \frac{K_t}{RA} s + \left( -\frac{\dot{A}}{A} - K_a \right) \tilde{p} = p_{dsp} \quad (5.26)$$

Analisando as equações 5.11 e 5.12, percebe-se que  $\lambda$  tende a aumentar a influência dos erros de posição e velocidade no sinal de controle. Das expressões 5.12 e 5.13,  $K_d$  amplifica tanto os efeitos destes dois últimos erros, como ainda os do erro de seguimento de aceleração. Das equações 5.19 e 5.26, percebe-se que  $K_t$  também tende a privilegiar os efeitos dos erros de posição e velocidade, enquanto  $K_a$  determina a amplitude da reação do controlador a erros de força e pressão. Pelo conjunto de operações verifica-se também que o conhecimento detalhado dos parâmetros da planta é um requisito importante para o bom funcionamento do controlador TCE. Idealmente, conforme discutido no Capítulo 5, se os parâmetros do sistema forem perfeitamente conhecidos, as forças geradas pelo músculo convergem para os valores das forças necessárias para forçar o mecanismo a seguir fielmente a trajetória desejada. Na presença de erros paramétricos ou efeitos dinâmicos não modelados na planta real, porém, esse comportamento é comprometido, e o controlador só pode agir no sentido de reduzir a amplitude *combinada* dos erros de posição, velocidade, aceleração, força e pressão. Assim, as amplitudes destes diferentes erros podem ser aumentadas ou reduzidas de acordo com a escolha dos ganhos correspondentes. Conforme verificado por meio das equações, enquanto  $\lambda$  e  $K_t$  privilegiam a redução dos erros de posição e velocidade,  $K_a$  tende a enfatizar os erros de força e posição, e  $K_d$ , os de velocidade e aceleração. Para ilustrar o efeito do aumento dos ganhos da trajetória de pressão no experimento da polia, os ganhos foram alterados para:  $\lambda = 75 \left[ \frac{1}{s} \right]$ ,  $K_d = 2 \left[ \frac{Nm s}{rad} \right]$ ,  $K_t = 1 \left[ \frac{Nm}{rad} \right]$ ,  $K_a = 100 \left[ \frac{1}{s} \right]$  e o resultado é apresentado na Figura 7.8.

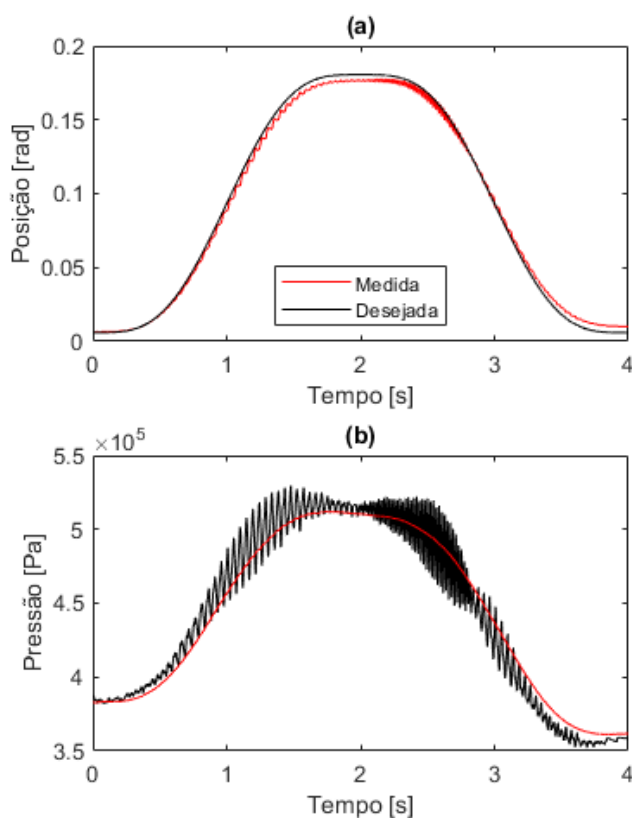


Figura 7.8 – Trajetória de: (a) Posição e (b) Pressão para o controlador TCE aumentando os ganhos de pressão ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento]

Observa-se um erro maior de trajetória de posição, onde o valor medido não mais atinge o valor máximo desejado. Por outro lado, ainda que a custo de oscilações relativamente altas, a trajetória média da pressão interna segue a referência de forma mais próxima que a do conjunto de ganhos usado inicialmente.

### 7.2.2 Resultados - PID

Os ganhos usados no controlador PID são  $G_p = 27 \left[ \frac{V}{rad} \right]$ ,  $G_d = 0,001 \left[ \frac{V \cdot s}{rad} \right]$  e  $G_i = 7 \left[ \frac{V}{rad \cdot s} \right]$ . Diferente do TCE, que depende da medição de diversos sinais, este algoritmo usa somente a posição medida pelo encoder, o que reduz muito sua suscetibilidade aos problemas de ruído e atrasos devidos a filtros. Por outro lado, o controlador PID não é estruturado para avaliar e controlar os sinais de força e pressão, ao contrário do controlador TCE. A Figura 7.9 ilustra as respostas de (a) Posição, (b) Erro de posição e (c) Sinal de controle para o controlador PID. O comportamento geral dos erros de seguimento é

resumido na Tabela 7.3.

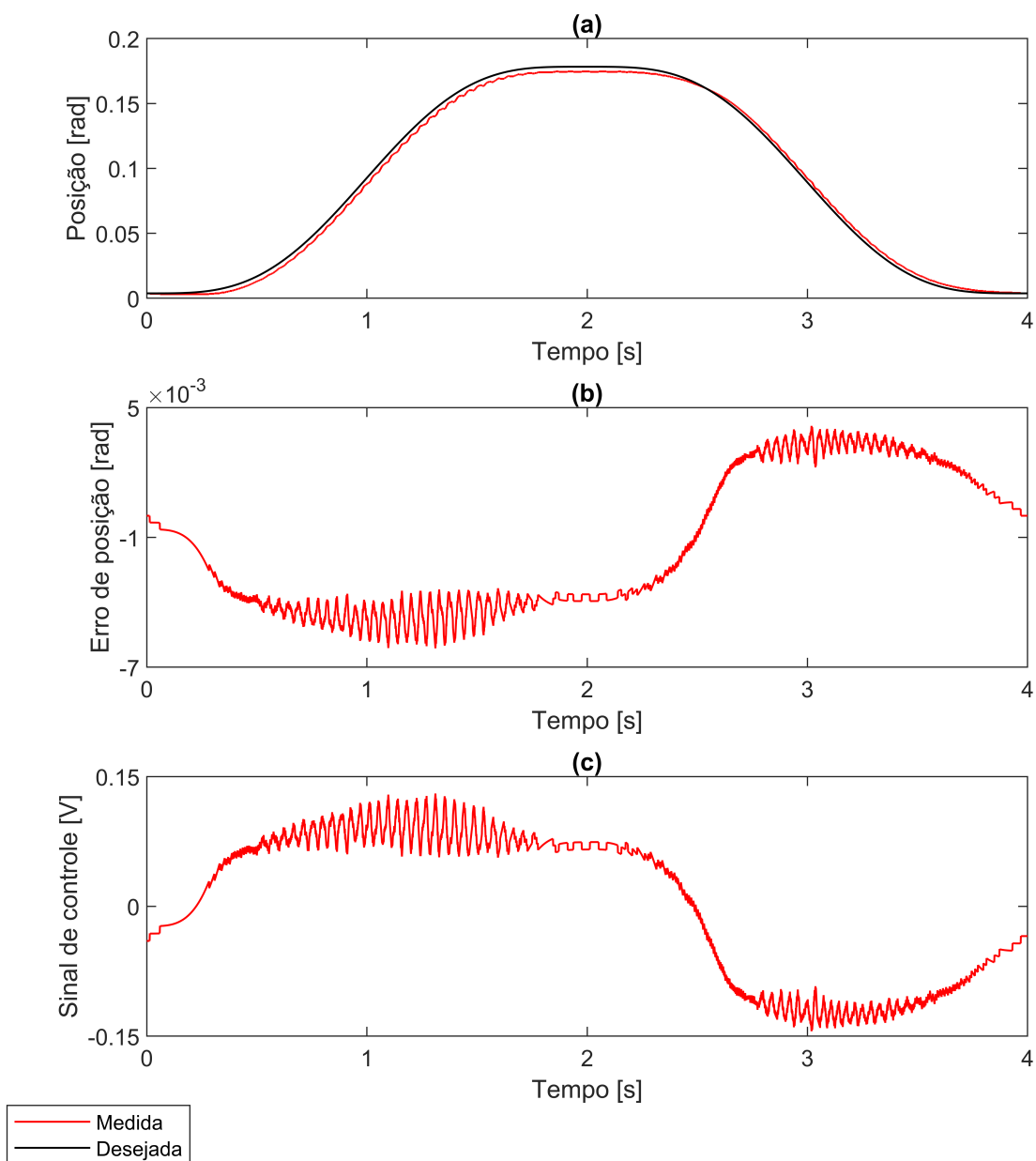


Figura 7.9 – Trajetória de: (a) Posição, (b) Erro de posição e (c) Sinal de controle da polia para o controlador por PID ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento]

Para o controlador PID, o quadro geral de seguimento de posição é similar ao do TCE: a trajetória medida difere da desejada principalmente em termos de um pequeno atraso, com erros de seguimento ligeiramente maiores (3,5% contra 3% de erro máximo, 1,83% contra 1,36% de erro médio). Os sinais de controle também apresentam similaridades consideráveis em termos de amplitude, e oscilações nas regiões de redução da

Tabela 7.3 – Erros do controlador por PID para trajetória de  $10^\circ$  [Experimento]

Erros	Absoluto [rad]	Percentual [%]
Máximo	0,0061	3,5108
RMS	0,0035	1,9892
Médio	0,0032	1,8303
Desvio	0,0014	0,7790

amplitude da velocidade.

### 7.2.3 Resultados combinados - TCE e PID

Para maior clareza, a Figura 7.10 combina os resultados obtidos por meio dos controladores TCE e PID para o experimento com pressão de suprimento de  $6 \times 10^5 Pa$ . Na Figura 7.10 (a) os resultados são visualmente muito próximos, onde a pequena diferença é mais perceptível ao analisar o erro de posição na Figura 7.10 (b).

### 7.3 Resultados - pressão de suprimento a $9 \times 10^5 Pa$

Uma maior pressão permite avaliar o funcionamento do sistema com uma amplitude maior de deslocamento. Para tanto, como os vazamentos aumentam com a pressão, testou-se a adoção de uma estratégia simples para a redução dos seus efeitos nos resultados dos ensaios, baseada no deslocamento inicial da válvula para uma região de menor vazamento. Essa posição corresponde a um sinal de  $\bar{u} = -0.117$ . Nesta condição, doravante denominada *descentralizada* para diferenciação dos testes nominais da Seção 7.2, a pressão interna do músculo estabilizava-se em cerca de  $1,5 \times 10^5 Pa$ . Esta condição é facilmente ajustável e foi utilizada em todos os testes subsequentes. O restante do procedimento experimental usado nos testes da Seção 7.2 foi mantido. Nessa nova nova configuração, a máxima amplitude atingida pela polia passou a ser de aproximadamente  $60^\circ$ . Para avaliar o desempenho de ambas as leis de controle para a nova gama de amplitudes disponíveis, o experimento foi repetido para as seguintes trajetórias: (a)  $2^\circ$ , (b)  $5^\circ$ , (c)  $10^\circ$ , (d)  $20^\circ$ , (e)  $30^\circ$ , (f)  $40^\circ$ , (g)  $50^\circ$  e (h)  $60^\circ$ . Todas as figuras e tabelas seguem essa sequência de disposição de dados.

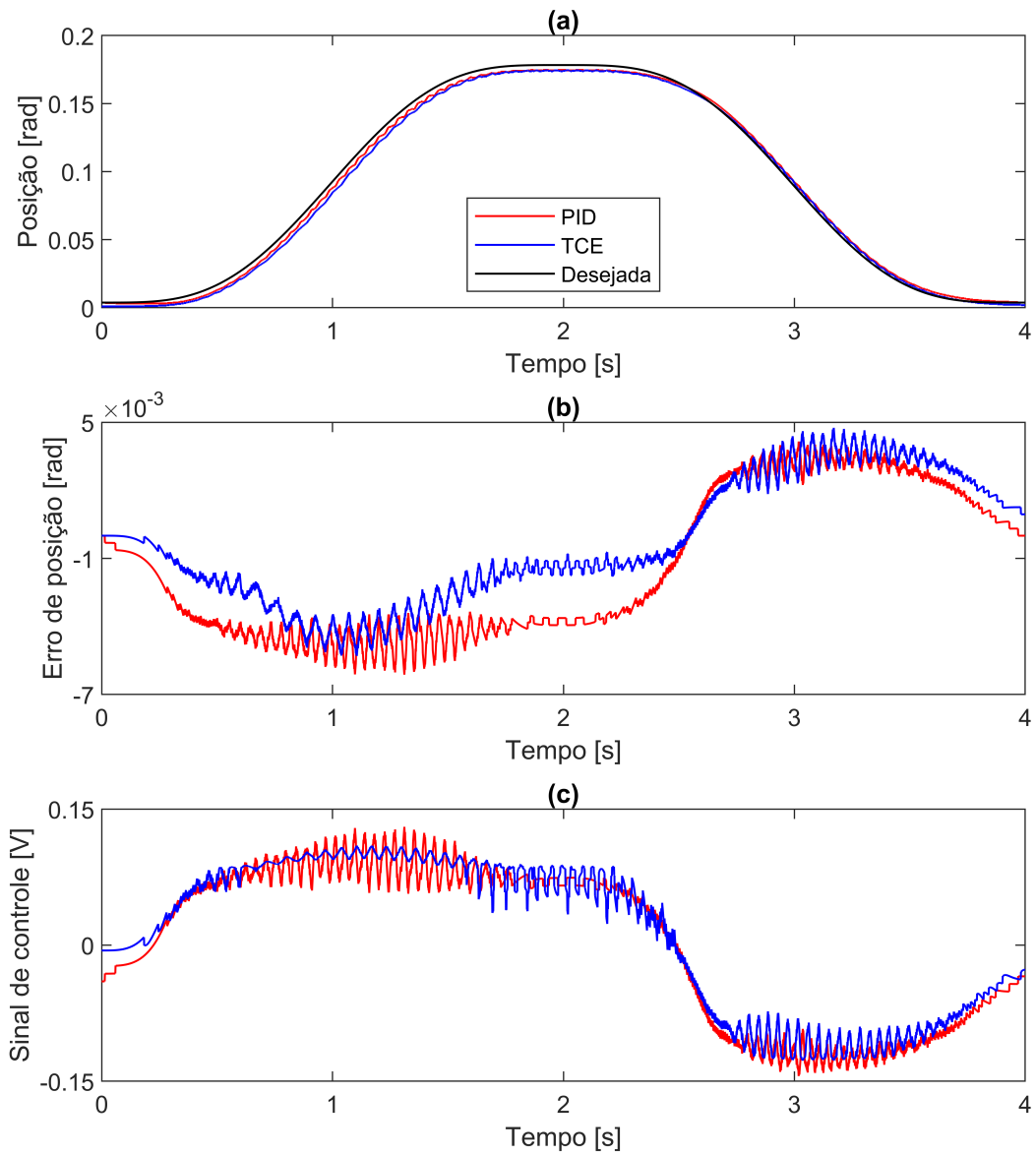


Figura 7.10 – Trajetória de: (a) Posição, (b) Erro de posição e (c) Sinal de controle da polia para os controladores TCE e PID ( $6 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento]



### 7.3.1 Controle por TCE

Para este experimento, foram utilizados os ganhos:  $\lambda = 50 \left[ \frac{1}{s} \right]$ ,  $K_d = 0.01 \left[ \frac{Nm s}{rad} \right]$ ,  $K_t = 120 \left[ \frac{Nm}{rad} \right]$ ,  $K_a = 1 \left[ \frac{1}{s} \right]$ . Neste caso, os ganhos foram selecionados focando uma melhor resposta em posição, sendo a análise de resultados focada na análise dessa resposta. As trajetórias do seguimento de posição estão ilustradas na Figura 7.11.

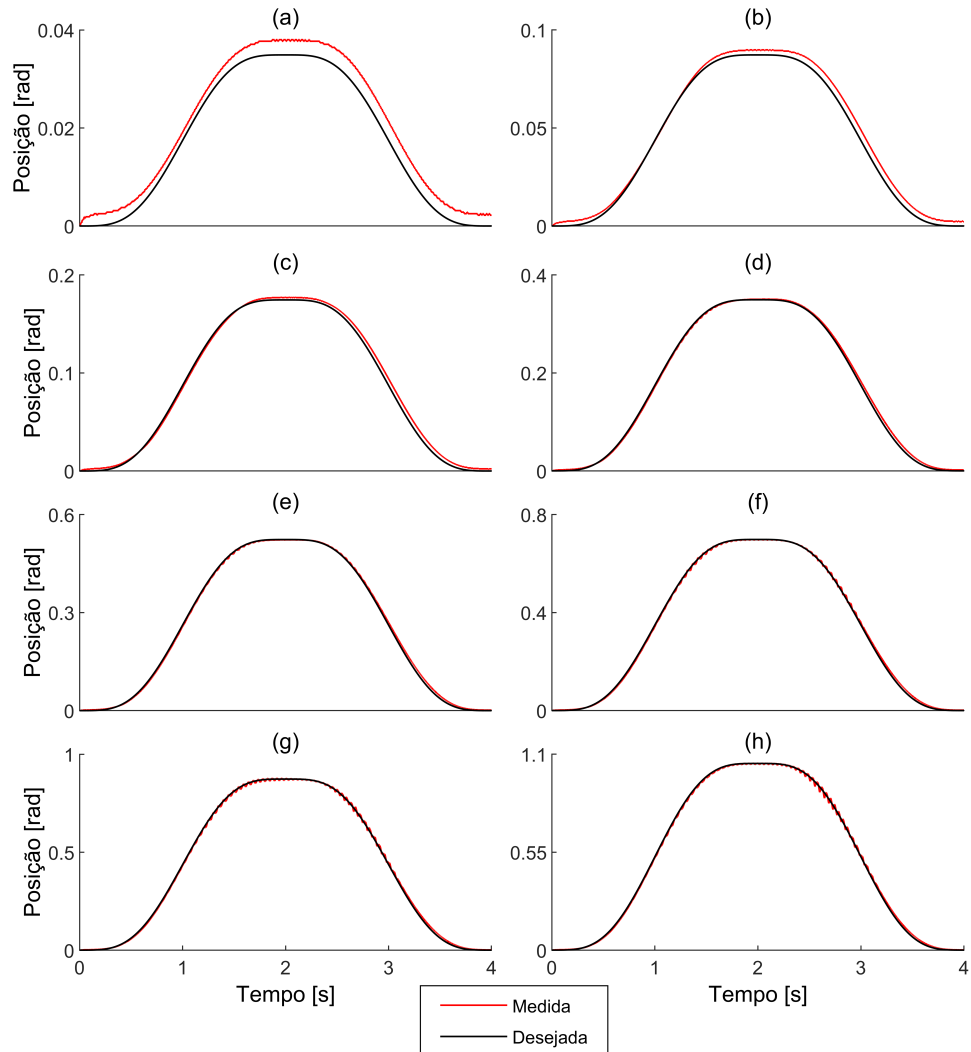


Figura 7.11 – Trajetória de posição para o controlador por TCE ( $9 \times 10^5 Pa$ )

[Experimento]

Conforme mostra a Figura 7.11, o controlador foi capaz de seguir de maneira considerada adequada todas as trajetórias.

As oscilações no sinal de controle apresentadas na Figura 7.12 ocorrem de forma semelhante às da trajetória apresentada na Figura 7.7, e vão tornando-se mais proemi-

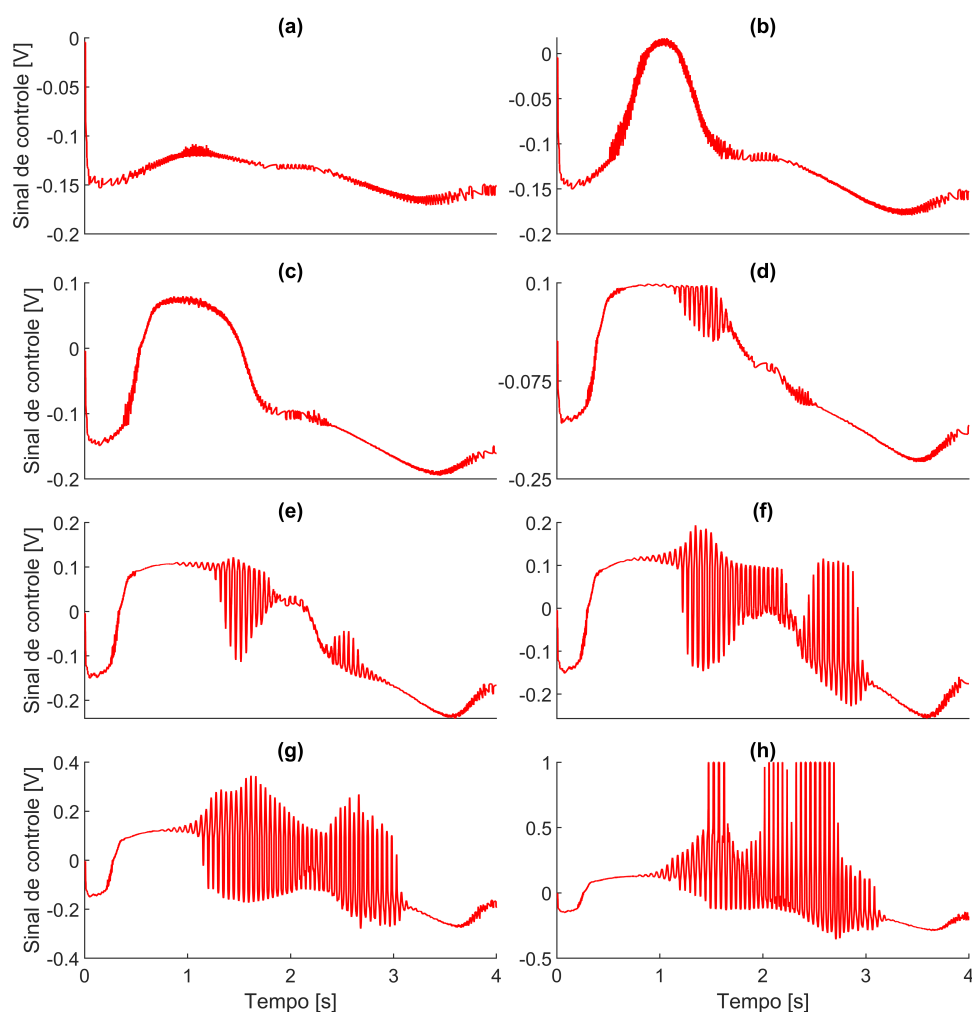


Figura 7.12 – Sinal de controle para o controlador por TCE ( $9 \times 10^5 Pa$ ) [Experimento]

mentes com o aumento das amplitudes de trajetória. Quanto a presença das oscilações, são observados dois pontos: essas oscilações estão presentes tanto na fase de enchimento, quanto na fase de exaustão e, tendem a oscilar em torno de uma trajetória definida e não entre extremos de valores positivos e negativos.

A Tabela 7.4 apresenta os erros absolutos e percentuais de posição para todas as trajetórias. Os erros percentuais foram tomados em relação ao valor da máxima amplitude da trajetória. Observa-se um aumento gradual dos erros absolutos com o aumento da amplitude de movimento. Contudo, em termos percentuais, a tendência é um decréscimo proporcional ao aumento da amplitude.

Tabela 7.4 – Erros de trajetória de posição para controle por TCE ( $9 \times 10^5 Pa$ )

[Experimento]

Erro \ Trajetória	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)
Max [ $\text{rad} \times 10^{-3}$ ]	4,10	5,60	7,20	9,30	11,1	14,2	18,0	29,5
RMS [ $\text{rad} \times 10^{-3}$ ]	2,80	3,00	3,50	4,20	4,90	5,90	7,40	8,40
Med [ $\text{rad} \times 10^{-3}$ ]	2,70	2,60	3,00	3,40	3,90	4,70	6,10	6,70
Desvio [ $\text{rad} \times 10^{-3}$ ]	7,22	1,50	1,80	2,50	3,00	3,70	4,30	5,10
Max [%]	11,8	6,40	4,11	2,67	2,12	2,03	2,07	2,81
RMS [%]	8,02	3,45	2,02	1,20	0,943	0,850	0,852	0,805
Med [%]	7,75	2,98	1,74	0,960	0,746	0,667	0,695	0,641
Desvio [%]	2,07	1,73	1,04	0,711	0,577	0,527	0,492	0,487

### 7.3.2 Controle por PID

Para o controle PID, os ganhos utilizados foram:  $G_p = 27 \left[ \frac{V}{rad} \right]$ ,  $G_d = 0,001 \left[ \frac{Vs}{rad} \right]$  e  $G_i = 7 \left[ \frac{V}{rad \cdot s} \right]$ . As trajetórias do seguimento de posição estão ilustradas na Figura 7.13, enquanto que os sinais de controle estão ilustrados na Figura 7.14. Da mesma forma que o controle por TCE, as trajetórias de posição de menor amplitude apresentaram as maiores diferenças entre os valores desejados e os obtidos. No controle PID, também ocorreram oscilações nas respostas de posição, refletidas nos sinais de controle, também oscilatórios.

A Tabela 7.5 apresenta os erros absolutos e percentuais de posição para todas as trajetórias. Os erros percentuais foram calculados em relação ao valor da máxima amplitude. Assim como no caso do controlador por TCE, observa-se um aumento gradual dos erros absolutos com o aumento da amplitude de movimento e, em termos percentuais, a tendência é um decréscimo proporcional ao aumento da amplitude. Todos os valores de erro mais elevados, quando comparados aos resultados do controle por TCE, apesar de diferenças na amplitude dos erros não se mostrarem muito significativas.

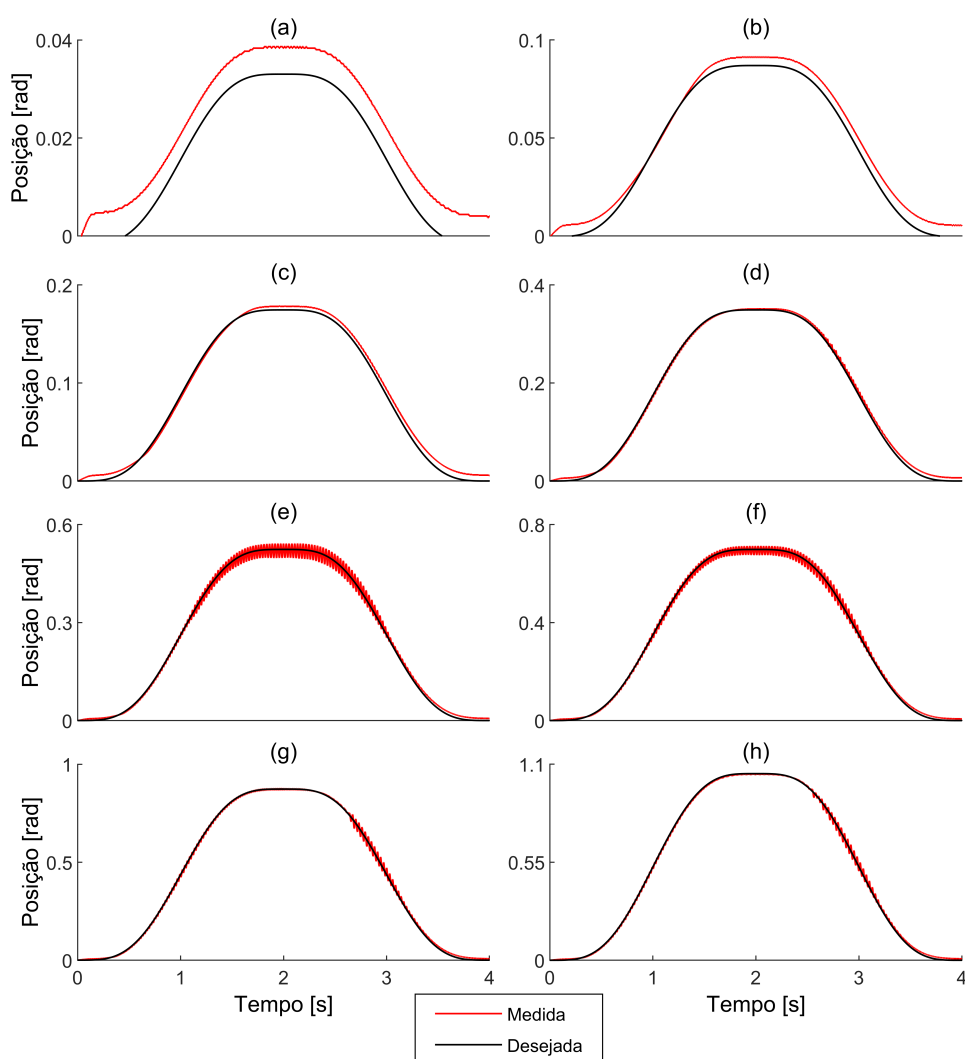


Figura 7.13 – Trajetória de posição para o controlador por PID ( $9 \times 10^5 Pa$ )  
[Experimento]

Tabela 7.5 – Erros de trajetória de posição para controle por PID ( $9 \times 10^5 Pa$ )  
[Experimento]

Erro	Trajetória							
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)
Max [ $\text{rad} \times 10^{-3}$ ]	6,70	6,80	7,40	11,1	28,5	32,4	36,8	39,5
RMS [ $\text{rad} \times 10^{-3}$ ]	5,80	4,80	4,70	4,90	11,8	12,0	9,40	10,3
Med [ $\text{rad} \times 10^{-3}$ ]	5,70	4,40	4,30	4,20	9,60	9,80	6,90	7,80
Desvio [ $\text{rad} \times 10^{-3}$ ]	0,725	1,90	1,90	2,60	6,90	6,90	6,40	6,70
Max [%]	19,23	7,84	4,26	3,19	5,45	4,65	4,22	3,77
RMS [%]	16,59	5,46	2,67	1,41	2,25	1,72	1,08	0,98
Med [%]	16,46	5,01	2,44	1,19	1,84	1,41	0,80	0,74
Desvio [%]	2,08	2,18	1,09	0,75	1,31	0,99	0,73	0,64

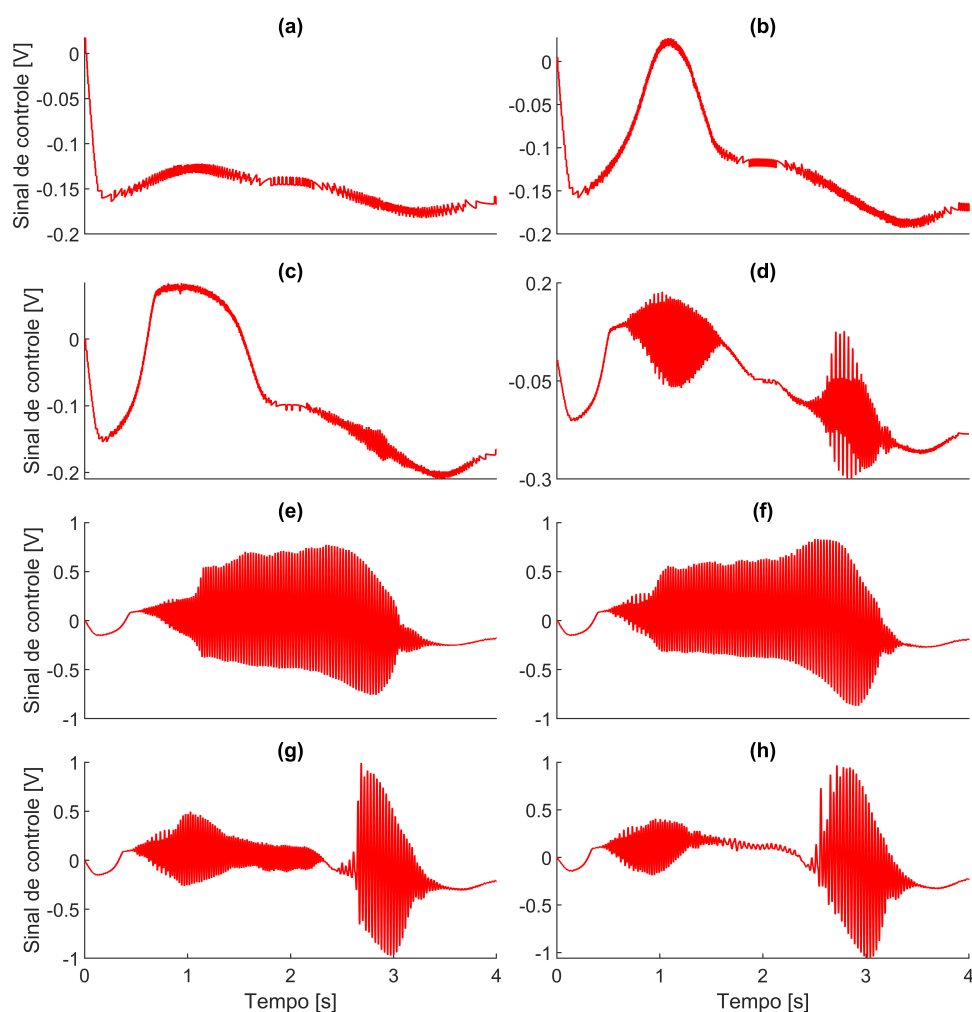


Figura 7.14 – Trajetória de sinal de controle para o controlador por PID ( $9 \times 10^5 Pa$ )  
[Experimento]

### 7.3.3 Resultados combinados - TCE e PID

Para maior clareza, as figuras 7.15 e 7.16 combinam os resultados obtidos por meio dos controladores TCE e PID para o experimento com pressão de suprimento de  $9 \times 10^5 Pa$ . Nas trajetórias de posição da Figura 7.15, é observável que ambos controladores tiveram um desempenho semelhante, com notável divergência nas trajetórias (e) e (f), quando o sistema controlado por PID apresentou maiores vibrações. A Figura 7.16 apresenta a influência das vibrações no sinal de controle com conseqüente chaveamento do mesmo.

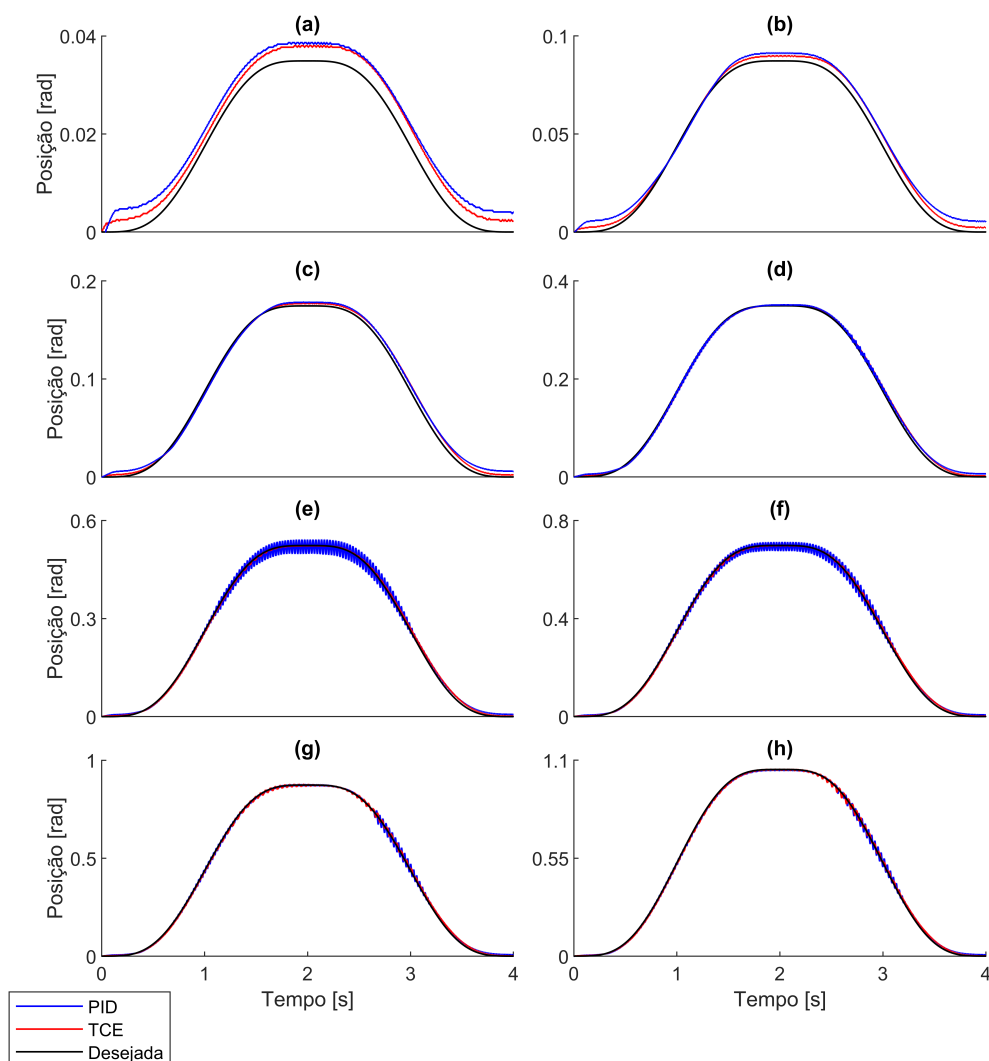


Figura 7.15 – Trajetória de posição para os controladores TCE e PID ( $9 \times 10^5 Pa$ )  
[Experimento]

#### 7.4 Conclusões do capítulo

Com relação ao seguimento da trajetória desejada, ambos os controladores foram capazes de obter resultados em posição com margem de erro considerada aceitável com a aplicação. O controle por TCE forneceu resultados considerados melhores para o seguimento de trajetória de posição, com um comportamento menos oscilatório. O controle por PID também é capaz de fornecer trajetórias de posição consideradas adequadas. Como se trata de um algoritmo de controle de implementação computacional mais simples, o algoritmo PID pode ser considerado uma alternativa viável para esta aplicação, apesar de o ajuste dos ganhos ser usualmente dificultoso. Por outro lado, o controlador TCE oferece

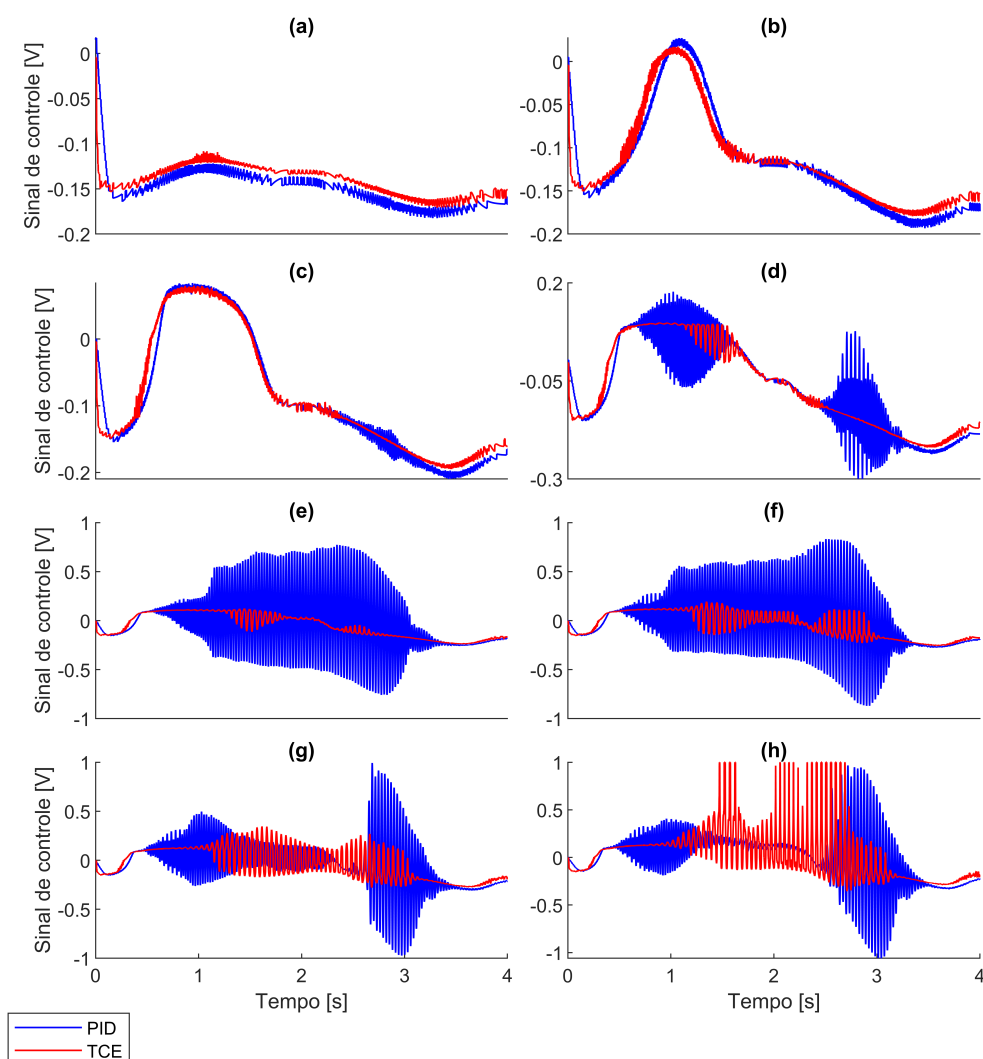


Figura 7.16 – Trajetória de sinal de controle para os controladores TCE e PID ( $9 \times 10^5$   $Pa$ ) [Experimento]

a possibilidade do controle simultâneo de posição e força, o que é uma vantagem significativa para a função de interesse para este mecanismo. Assim, embora o controlador PID continue a ser uma alternativa interessante para aparatos de controle com restrições fortes de processamento, conclui-se que o algoritmo TCE oferece perspectivas mais promissoras de desenvolvimento em trabalhos futuros.

## 8 CONCLUSÃO

O projeto de um manipulador antropomórfico para membros superiores é complexo. Assim, é recomendado focar simultaneamente na escolha de um mecanismo adequado para o movimento dos seus dedos, no tipo de atuador que movimenta suas partes e nas técnicas de controle. Os mecanismos de dedos encontrados na bibliografia e estudados neste trabalho utilizam alguma das seguintes configurações: mecanismo tipo quatro barras, com as juntas PIP e DIP em ângulo fixo, ou mecanismos de três elos unidos por juntas rotativas. Evidentemente, quanto maior o número de graus de liberdade destes manipuladores, também maior é a sua capacidade de adaptação a objetos de diferentes formas, o que resulta geralmente em um aumento do consumo energético e da complexidade do controle. Todos os modelos comerciais estudados utilizam atuadores eletromecânicos, principalmente pelo seu custo reduzido, eficiência energética e aplicabilidade de teorias de controle linear, ao custo de valores significativos de massa e rigidez da prótese. Como alternativa, optou-se por uma implementação de atuador PAM, pela sua boa relação de densidade de potência, baixa rigidez de acionamento, comportamento semelhante a um músculo humano e fonte de energia renovável e limpa. O comportamento estático da força aplicada pelo atuador tipo PAM foi equacionado de acordo com estudos recentes na área, sendo utilizado para implementação do controlador proposto.

Diversos estudos encontrados na bibliografia comprovam a eficácia do método de controle por Torque Computado para seguimento de posição de sistemas robóticos atuados pneumaticamente. Assim, esta técnica foi escolhida para aplicação no sistema físico proposto. Nesse contexto, uma versão da lei de controle modificada para aplicação em atuadores pneumáticos cilíndricos teve os equacionamentos expandidos para atuadores do tipo PAM. O desempenho desse controlador foi comparado com o de um controlador linear do tipo PID, cuja implementação é bastante simplificada, mas com desempenho geralmente inferior quando utilizado em sistemas não lineares. Para tanto, foram realizadas simulações computacionais para os mecanismos de 1, 2 e 3 graus de liberdade e testes experimentais com um mecanismo de 1 grau de liberdade.

As simulações computacionais para o seguimento de trajetória de posição forneceram resultados satisfatórios para ambos os controladores (PID e TCE), sendo que os resultados obtidos por meio do controlador TCE apresentam trajetórias com menor erro



de posição, para todos os mecanismos.

Nos testes experimentais com um mecanismo com 1 grau de liberdade, os resultados apontaram que ambos os controladores são capazes de realizar o seguimento de trajetória de posição, com melhor precisão obtida com o uso do controlador TCE. A partir dos experimentos, observou-se uma discrepância no comportamento esperado da válvula proporcional, indicando a presença de vazamentos internos significativos que, geralmente, são desprezados no controle de atuadores do tipo cilindro pneumático. Porém, no caso do controle de atuadores do tipo PAM na configuração não antagonista, tais vazamentos mostraram impacto significativo, ocasionando a necessidade de tomada de precauções adicionais para o controle, quando comparado aos casos tradicionais de atuadores cilíndricos. Por exemplo, para evitar maiores vazamentos, os quais comprometem, por exemplo, a pressão diferencial máxima atingida, foi proposto o deslocamento do carretel da válvula para uma posição na qual os seus ressaltos garantem um menor vazamento. Como resultado, obteve-se a possibilidade de realizar testes com cursos maiores do que os possibilitados pelo sistema quando o carretel da válvula é inicialmente posicionado na região central. O efeito de vazamento não é relatado por outros autores, pois, geralmente a montagem desse tipo de atuador é feita em pares agonista-antagonista, o que tende a atenuar os efeitos assimétricos dos vazamentos para o interior do atuador e para a atmosfera. Apesar das dificuldades associadas a este efeito, ambos os controladores tiveram desempenho considerado satisfatório para o seguimento de trajetória de posição. Considerando a configuração de retorno por efeito de mola, pode-se concluir que o controlador TCE foi capaz de realizar um seguimento de trajetória em condições mais desfavoráveis que as de outros estudos encontrados na literatura, e, ainda assim, foi capaz de obter valores de erros de posição com valores inferiores aos de resultados apresentados por outros autores. Contudo, não foi testada a robustez do sistema à perturbações externas (como forças externas de contato) e/ou variações paramétricas como alteração de massa ou rigidez de mola. Conclui-se, portanto que ambos os controladores podem ser considerados válidos para o *controle de trajetória* de posição do sistema em estudo.

Quanto à definição de qual controlador deve ser utilizado no controle dos atuadores de uma prótese de membro superior, ela depende fortemente das prioridades estabelecidas no projeto. O controlador PID, por exemplo, é mais simples de ser implementado e seus cálculos demandam um esforço computacional consideravelmente inferior ao do controla-

dor TCE. Além disso, apesar de os erros de trajetória de posição serem mais elevados no controlador PID, a precisão de movimento não é crítica na execução de apreensão, já que pequenos desvios das trajetórias desejadas ainda conduzem os dedos para o contato com o objeto. Entretanto, em uma configuração padrão, a fase de manutenção de forças de contato entre a prótese e o objeto requer a transição para um segundo controlador de força, o qual deve respeitar outra lei de controle com conjunto próprio de ganhos, os quais devem ser também ajustados. Por outro lado, o controlador TCE pode simultaneamente realizar o controle de trajetória de posição e condicionar a amplitude de força aplicada, sendo essa uma característica intrínseca dos controladores baseados em dinâmica inversa. Quando comparado ao PID, o controlador TCE apresenta maior facilidade de ajuste dos ganhos independentemente da tarefa a ser realizada. Entretanto, o controlador TCE necessita realimentação dos valores de posição, velocidade e aceleração de cada uma de suas juntas, o que significa medir essa grandeza de forma direta ou indireta, por meio de derivação numérica, o que acrescenta erros proveniente de ruídos em seus sinais.

Durante o presente estudo, verificou-se que os Músculos Pneumáticos Artificiais, por apresentarem comportamento significativamente não linear, ainda não possuem uma representação matemática única. Dessa forma, suas expressões matemáticas para o comportamento dinâmico dessa classe de atuadores ainda não reproduz o seu movimento complexo de forma totalmente fiel a realidade. Uma das características que dificulta seu controle consiste no fato de que pequenas flutuações de pressão geram grandes variações de força, cujo impacto é considerável, principalmente no controle de mecanismos com pequenas massas e que necessitam realizar pequenos deslocamentos. Como consequência, é muito importante que a calibração da pré tensão sobre o atuador seja feita com precisão suficiente para garantir que o modelo da planta do atuador reproduza com alta fidelidade o comportamento do mecanismo físico. Por meio dos resultados experimentais obtidos, é possível concluir que a presença de vazamentos internos em válvulas pneumáticas proporcionais comercialmente disponíveis e de aplicação industrial não impede o seu uso no controle de atuador tipo PAM em configuração antagonista com uma mola, sendo, porém, possível inferir que um desempenho superior pode vir a ser alcançado com o uso de válvulas pneumáticas com menores vazamentos. A inclusão de um atuador antagonista por junta acionada poderia atenuar o efeitos dos vazamentos das válvulas pneumáticas, contudo, acrescentaria mais massa à prótese, além de elevar significativamente o custo do

sistema, ocasionando também a necessidade de um reservatório de ar pressurizado com maior capacidade.

Conclui-se, portanto, que atuadores do tipo Músculo Pneumático Artificial podem ser utilizados em próteses de membro superior, de forma a garantir um controle preciso no seguimento de trajetória de posição, de forma segura e com acionamento por energia limpa e renovável. A aplicação das leis de controle do Torque Computado em sistemas pneumáticos com atuador do tipo PAM resultou em um controle com erro de seguimento de trajetória de posição inferior aos informados nos trabalhos de outros autores analisados. Dessa forma, além da aplicação proposta em próteses de membro superior, conclui-se que o controlador TCE pode também ser utilizado em outras aplicações em robótica que também utilizem atuadores do tipo PAM, já que as limitações de massa, consumo energético, número de atuadores e esforço computacional são usualmente menos exigentes que as de próteses de membros superiores.

## 8.1 Trabalhos futuros

Com base nas contribuições e resultados deste trabalho, são sugeridos os seguintes trabalhos futuros:

- Avaliar o desempenho do mecanismo + algoritmo propostos em condições de operação mais próximas das desejáveis para a aplicação de interesse, principalmente no que se refere à capacidade de vazão e aos graus de vazamento das válvulas pneumáticas utilizadas;
- Analisar o desempenho do controlador para controle de força em fase de contato com objetos;
- Desenvolvimento de um protótipo de prótese de membro superior com mecanismos de 2 e 3 graus de liberdade representantes dos dedos polegar e indicador, conforme simulações realizadas;
- Incluir comando de acionamento da prótese por leitura e interpretação de sinais de EMG.
- Avaliar a robustez do sistema frente à perturbações externas.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ajiboye, A. B. e Weir, R. F. f. A heuristic fuzzy logic approach to EMG pattern recognition for multifunctional prosthesis control, **IEEE transactions on neural systems and rehabilitation engineering: a publication of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society**, vol. 13(3), p. 280–291, 2005.

Al Muderis, M., Khemka, A., Lord, S. J., Van de Meent, H., e Frölke, J. P. M. Safety of Osseointegrated Implants for Transfemoral Amputees: A Two-Center Prospective Cohort Study, **The Journal of Bone and Joint Surgery. American Volume**, vol. 98(11), p. 900–909, 2016.

Amsuess, S., Vujaklija, I., Goebel, P., Roche, A. D., Graimann, B., Aszmann, O. C., e Farina, D. Context-Dependent Upper Limb Prosthesis Control for Natural and Robust Use, **IEEE transactions on neural systems and rehabilitation engineering: a publication of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society**, vol. 24(7), p. 744–753, 2016.

AOPA. **Comunicado da AOPA sobre custos de aquisição de próteses de membro superior**. <http://www.aopanet.org/2015/02/aopa-statement-on-3-d-printing-in-prosthetics-and-frequent-errant-estimates-of-the-average-cost-of-upper-and-lower-limb-custom-fabricated-prosthetic-devices/>, 2019, Acesso em: 14-01-2019.

Astrom, K. J. e Wittenmark, B. **Adaptive Control**. Prentice Hall, Reading, Mass, edição: 2 edition, 1994.

Autonics. **Encoder rotativo incremental E40S6-5000-3-T-24**. <https://www.autonics.com/series/3000482>, 2021, Acesso em: 16-02-2021.

Balasubramanian, R. e Santos, V. J., editors. **The Human Hand as an Inspiration for Robot Hand Development**. Springer Tracts in Advanced Robotics. Springer International Publishing, 2014.

Beater, P. **Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control**. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2007.

Becker. **Portfólio Becker Hand**. <https://beckermechanicalhand.com/products>, 2019, Acesso em: 07-02-2019.

Belter, J. T. e Dollar, A. M. Performance characteristics of anthropomorphic prosthetic hands, **IEEE - International Conference on Rehabilitation Robotics: [proceedings]**, vol. 2011, p. 5975476, 2011.

Belter, J. T., Segil, J. L., Dollar, A. M., e Weir, R. F. Mechanical design and performance specifications of anthropomorphic prosthetic hands: a review, **Journal of Rehabilitation Research and Development**, vol. 50(5), p. 599–618, 2013.

Bergamasco, M., Salsedo, F., e Dario, P. Shape memory alloy micromotors for direct-drive actuation of dexterous artificial hands, **Sensors and Actuators**, vol. 17(1), p. 115–119, 1989.

Biddiss, E. e Chau, T. Upper-limb prosthetics: critical factors in device abandonment, **American Journal of Physical Medicine & Rehabilitation**, vol. 86(12), p. 977–987, 2007a.

Biddiss, E. A. e Chau, T. T. Upper limb prosthesis use and abandonment: a survey of the last 25 years, **Prosthetics and Orthotics International**, vol. 31(3), p. 236–257, 2007b.

Bina, T., Kunkel, M. E., Ribeiro, R., Ribeiro, T., Silveira, H., Passoni, L., Gonçalves, I., e Rodrigues, S. **Produção de próteses mecânicas 3D de membro superior para um caso de amputação bilateral infantil: desafios da reabilitação**. In *Processos de intervenção em fisioterapia e terapia ocupacional 2*, p. 185–198, 2020.

Bishop, R. H., editor. **The Mechatronics Handbook - 2 Volume Set**. CRC Press, Boca Raton, Fla., 2 edition edition, 2007.

Blough, D. K., Hubbard, S., McFarland, L. V., Smith, D. G. , Gambel, J. M., e Reiber, G. E. Prosthetic cost projections for servicemembers with major limb loss from Vietnam and OIF/OEF, **The Journal of Rehabilitation Research and Development**, vol. 47(4), p. 387, 2010.

Boblan, I. **Modellbildung und Regelung eines fluidischen Muskelpaares**. PhD thesis, 2009.

Bobrow, J. e McDonell, B. Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated, force controllable robot, **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, vol. 14(5), p. 732–742, 1998.

Bock, O. **Prosthetic 2017/18: Upper Limb**. <https://professionals.ottobockus.com/media/pdf/2017.2018UpperLimbCatalog.pdf>, 2019, Acesso em: 27-01-2019b.

Bock, O. **Bebionic - The versatile prosthetic hand for everyone**. [http://bebionic.com/distributor/documents/bebionic\\_information\\_for\\_technicians.pdf](http://bebionic.com/distributor/documents/bebionic_information_for_technicians.pdf), 2019, Acesso em: 29-01-2019a.

Borges, F. A. P. **Controle em cascata de um atuador hidráulico utilizando redes neurais**. Tese de doutorado, 2017.

Bou Saba, D., Massioni, P., Bideaux, E., e Brun, X. Flatness-based control of a two-degree-of-freedom platform with pneumatic artificial muscles, **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, vol. 141(2), p. 021003, 2019.

Brånemark, R., Brånemark, P. I., Rydevik, B., e Myers, R. R. Osseointegration in skeletal reconstruction and rehabilitation: a review, **Journal of Rehabilitation Research and Development**, vol. 38(2), p. 175–181, 2001.

Budynas, R. e Nisbett, K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. McGraw-Hill Science/Engineering/Math, New York, 9 edition edition, 2010.

Bullock, I. M., Zheng, J. Z., Rosa, S. D. L., Guertler, C., e Dollar, A. M. Grasp Frequency and Usage in Daily Household and Machine Shop Tasks, **IEEE Transactions on Haptics**, vol. 6(3), p. 296–308, 2013.

Burger, H. e Vidmar, G. A survey of overuse problems in patients with acquired or congenital upper limb deficiency, **Prosthetics and Orthotics International**, vol. 40(4), p. 497–502, 2016.

Burr-Brown. **Datasheet INA125P**. <https://www.ti.com/store/ti/en/p/product/?p=INA125P>, 2021, Acesso em: 16-02-2021.

Castro, J. A. C. **Projeto de uma Garra Robótica Pneumática**. Monografia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2004.

Chandler, R. F., Clauser, C. E., Mcconville, J., Reynolds, H., e Young, J. **Investigation of inertial properties of the human body**, 1975.

Chen, Y., Sun, N., Liang, D., Qin, Y., e Fang, Y. A neuroadaptive control method for pneumatic artificial muscle systems with hardware experiments, **Mechanical Systems and Signal Processing**, vol. 146, p. 106976, 2021.

Chuang, C., Wang, M., Yu, Y., Mu, C., Lu, K., e Lin, C. **Flexible tactile sensor for the grasping control of robot fingers**. In 2013 International Conference on Advanced Robotics and Intelligent Systems, p. 141–146, 2013.

Collinger, J. L., Wodlinger, B., Downey, J. E., Wang, W., Tyler-Kabara, E. C., Weber, D. J., McMorland, A. J. C., Velliste, M., Boninger, M. L., e Schwartz, A. B. High-performance neuroprosthetic control by an individual with tetraplegia, **Lancet (London, England)**, vol. 381(9866), p. 557–564, 2013.

Controzzi, M., Cipriani, C., e Carrozza, M. C. **Design of Artificial Hands: A Review**. In Balasubramanian, R. e Santos, V. J., editors, The Human Hand as an Inspiration for Robot Hand Development, Springer Tracts in Advanced Robotics, p. 219–246. Springer International Publishing, Cham, 2014.

Courtine, G., Micera, S., DiGiovanna, J., e Millán, J. d. R. Brain-machine interface: closer to therapeutic reality?, **Lancet (London, England)**, vol. 381(9866), p. 515–517, 2013.

Cutkosky, M. R. On grasp choice, grasp models, and the design of hands for manufacturing tasks, **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, vol. 5(3), p. 269–279, 1989.

Dechev, N., Cleghorn, W. L., e Naumann, S. Multiple finger, passive adaptive grasp prosthetic hand, **Mechanism and Machine Theory**, vol. 36(10), p. 1157–1173, 2001.

Dorf, R. C. e Bishop, R. H. **Modern Control Systems**. Pearson, Prentice Hall, 12 edition edition, 2010.

Dormand, J. R. e Prince, P. J. A family of embedded Runge-Kutta formulae, **Journal of Computational and Applied Mathematics**, vol. 6(1), p. 19–26, 1980.

Farina, D., Vujaklija, I., Brånemark, R., Bull, A. M. J., Dietl, H., Graitmann, B., Hargrove, L. J., Hoffmann, K.-P., Huang, H. H., Ingvarsson, T., Janusson, H. B., Kristjánsson, K., Kuiken, T., Micera, S., Stieglitz, T., Sturma, A., Tyler, D., Weir, R. F. F., e Aszmann, O. C. Toward higher-performance bionic limbs for wider clinical use, **Nature Biomedical Engineering**, vol. [Epub ahead of print], 2021.

Feix, T., Romero, J., Ek, C. H., Schmiedmayer, H., e Kragic, D. A Metric for Comparing the Anthropomorphic Motion Capability of Artificial Hands, **IEEE Transactions on Robotics**, vol. 29(1), p. 82–93, 2013.

Festo. **MuscleSIM**, 2019.

Festo. **Fluidic Muscle DMSP**. [https://www.festo.com/cat/pt-br\\_br/data/doc\\_engb/PDF/EN/DMSP\\_EN.PDF](https://www.festo.com/cat/pt-br_br/data/doc_engb/PDF/EN/DMSP_EN.PDF), 2019, Acesso em: 30-03-2019.

Festo. **Regulador de filtro modelo LFR-D-MINI (Festo)**. [https://www.festo.com/cat/pt-br\\_br/data/doc\\_engb/PDF/EN/LFR-D\\_EN.PDF](https://www.festo.com/cat/pt-br_br/data/doc_engb/PDF/EN/LFR-D_EN.PDF), 2021, Acesso em: 16-02-2021c.

Festo. **Régua potenciométrica MLO-POT-450-TLF**. <https://www.festo.com/media/pim/658/D15000100122658.PDF>, 2021, Acesso em: 16-02-2021d.

Festo. **Proportional directional control valves MPYE**. <https://www.festo.com/media/pim/683/D15000100122683.PDF>, 2021, Acesso em: 17-02-2021b.

Festo. **Filter regulators LFR/LFRS, D series**. [https://www.festo.com/cat/pt-br\\_br\\_br/data/doc\\_engb/PDF/EN/LFR-D-MPA\\_EN.PDF](https://www.festo.com/cat/pt-br_br_br/data/doc_engb/PDF/EN/LFR-D-MPA_EN.PDF), 2021, Acesso em: 24-02-2021a.

Fillauer. **Prosthetic Product Information Guide**. Catálogo de Produtos - Hosmer, 2011.

Fishel, J. A. e Loeb, G. E. **Sensing tactile microvibrations with the BioTac Comparison with human sensitivity**. In 2012 4th IEEE RAS EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechanics (BioRob), p. 1122–1127, 2012.

Fishel, J. A., Santos, V. J., e Loeb, G. E. **A robust micro-vibration sensor for biomimetic fingertips**. In 2008 2nd IEEE RAS EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechanics, p. 659–663, 2008.

Fraden, J. **Handbook of Modern Sensors: Physics, Designs, and Applications**. Springer Science & Business Media, 2004.

Freivalds, A. **Biomechanics of the Upper Limbs: Mechanics, Modelling and Musculoskeletal Injuries**. CRC Press, 2004.

Gaiser, I. N., Pylatiuk, C., Schulz, S., Kargov, A., Oberle, R., e Werner, T. The FLUIDHAND III: A Multifunctional Prosthetic Hand, **JPO: Journal of Prosthetics and Orthotics**, vol. 21(2), p. 91, 2009.

Gao, F., Deng, H., e Zhang, Y. Hybrid actuator combining shape memory alloy with DC motor for prosthetic fingers, **Sensors and Actuators A: Physical**, vol. 223, p. 40–48, 2015.

Gill, H., Smith, D. D., Mead, S. E., e Nolan, B. **Method of controlling a prosthesis**, 2010.

Goger, D., Gorges, N., e Worn, H. **Tactile sensing for an anthropomorphic robotic hand: Hardware and signal processing**. In 2009 IEEE International Conference on Robotics and Automation, p. 895–901, 2009.

Gorbet, R. B. e Russell, R. A. A novel differential shape memory alloy actuator for position control, **Robotica**, vol. 13(4), p. 423–430, 1995.

Graczyk, E. L., Resnik, L., Schiefer, M. A., Schmitt, M. S., e Tyler, D. J. Home Use of a Neural-connected Sensory Prosthesis Provides the Functional and Psychosocial Experience of Having a Hand Again, **Scientific Reports**, vol. 8(1), p. 9866, 2018.

Hahne, J. M., Schweisfurth, M. A., Koppe, M., e Farina, D. Simultaneous control of multiple functions of bionic hand prostheses: Performance and robustness in end users, **Science Robotics**, vol. 3(19), p. eaat3630, 2018.

Hamilton, N., Weimar, W., e Luttgens, K. **Kinesiology: Scientific Basis of Human Motion**. McGraw-Hill Education, New York, NY, 12 edition edition, 2011.

Hannaford, a. B. Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles, **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, vol. 12(1), p. 90–102, 1996.

Hargrove, L. J., Young, A. J., Simon, A. M., Fey, N. P., Lipschutz, R. D., Finucane, S. B., Halsne, E. G., Ingraham, K. A., e Kuiken, T. A. Intuitive control of a powered prosthetic leg during ambulation: a randomized clinical trial, **JAMA**, vol. 313(22), p. 2244–2252, 2015.

Haugland, M. e Sinkjaer, T. Cutaneous Whole Nerve Recordings Used for Correction of Footdrop in Hemiplegic Man, **Rehabilitation Engineering, IEEE Transactions on**, vol. 3, p. 307–317, 1996.

Heckathrone, C. W. **Upper-limb prosthetics: Components for adult externally powered systems - Atlas of limb prosthetics: Surgical, prosthetic, and rehabilitation principles**. Bowker JH, St. Louis (MO), 1992.

Hoffer, J. A. e Loeb, G. E. Implantable electrical and mechanical interfaces with nerve and muscle, **Annals of Biomedical Engineering**, vol. 8(4), p. 351–360, 1980.

Huang, H., Zhang, F., Hargrove, L. J., Dou, Z., Rogers, D. R., e Englehart, K. B. Continuous locomotion-mode identification for prosthetic legs based on neuromuscular-mechanical fusion, **IEEE transactions on bio-medical engineering**, vol. 58(10), p. 2867–2875, 2011.

Huber J. E., Fleck N. A., e Ashby M. F. The selection of mechanical actuators based on performance indices, **Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, vol. 453(1965), p. 2185–2205, 1997.

Ianagui, A. e Tannuri, E. A. A sliding mode torque and position controller for an antagonistic SMA actuator, **Mechatronics**, vol. 30, p. 126–139, 2015.

IBGE. **Pesquisa Mensal de Emprego - PME - Rendimento Médio Real**. [https://ww2.ibge.gov.br/home/estatistica/indicadores/trabalhoerendimento/pme\\_nova/pme\\_201602tm\\_02.shtm](https://ww2.ibge.gov.br/home/estatistica/indicadores/trabalhoerendimento/pme_nova/pme_201602tm_02.shtm), 2019, Acesso em: 14-01-2019.

Ijspeert, A. J. Central pattern generators for locomotion control in animals and robots: A review, **Neural Networks**, vol. 21(4), p. 642–653, 2008.



Ingram, J. N., Körding, K. P., Howard, I. S., e Wolpert, D. M. The statistics of natural hand movements, **Experimental brain research. Experimentelle Hirnforschung. Experimentation cerebrale**, vol. 188(2), p. 223–236, 2008.

Inman, V., Saunders, J. B., e Abbott, L. Observations on the function of the shoulder joint, **JBJS**, vol. 26(1), p. 1, 1944.

Instrument, T. **Circuito impresso regulador de tensão LM-317**. <https://web.archive.org/web/20150331132246/http://www.ti.com/lit/ds/symlink/lm317.pdf>, 2021, Acesso em: 16-02-2021.

Instrumentos, A. **Célula de carga modelo S-10**. <https://www.alfainstrumentos.com.br/produto/sv/>, 2021, Acesso em: 16-02-2021.

Jacobsen, S., Iversen, E., Knutti, D., Johnson, R., e Biggers, K. **Design of the Utah/M.I.T. Dextrous Hand**. In 1986 IEEE International Conference on Robotics and Automation Proceedings, vol. 3, p. 1520–1532, 1986.

Jezernik, S., Grill, W. M., e Sinkjaer, T. Neural network classification of nerve activity recorded in a mixed nerve, **Neurological Research**, vol. 23(5), p. 429–434, 2001.

Jiang, N., Rehbaum, H., Vujaklija, I., Graimann, B., e Farina, D. Intuitive, on-line, simultaneous, and proportional myoelectric control over two degrees-of-freedom in upper limb amputees, **IEEE transactions on neural systems and rehabilitation engineering: a publication of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society**, vol. 22(3), p. 501–510, 2014.

Jones, L. Dextrous hands: human, prosthetic, and robotic, **Presence (Cambridge, Mass.)**, vol. 6(1), p. 29–56, 1997.

Jönsson, S., Caine-Winterberger, K., e Brånemark, R. Osseointegration amputation prostheses on the upper limbs: methods, prosthetics and rehabilitation, **Prosthetics and Orthotics International**, vol. 35(2), p. 190–200, 2011.

K Klute, G. e Hannaford, B. Accounting for Elastic Energy Storage in McKibben Artificial Muscle Actuators, **Journal of Dynamic Systems Measurement and Control**, vol. 122, 2000.

Kapandji, I. A. **Physiology of Joints: The Physiology of the Joints: Upper Limb, Volume 1, 5e: 001**. Churchill Livingstone, Edinburgh, edição: 5 edition, 1982.

Kappasov, Z., Corrales, J.-A., e Perdereau, V. Tactile sensing in dexterous robot hands Review, **Robotics and Autonomous Systems**, vol. 74, p. 195–220, 2015.

Kostarigka, A. K., Doulgeri, Z., e Rovithakis, G. A. Prescribed performance tracking for flexible joint robots with unknown dynamics and variable elasticity, **Automatica**, vol. 49(5), p. 1137–1147, 2013.

Kunkel, M. E., Abe, P., Pasqua, M., Gonçalves, I., Pinheiro, L., e Rodrigues, S. **MAO3D - PROTETIZAÇÃO E REABILITAÇÃO DE MEMBRO SUPERIOR ADULTO COM A TECNOLOGIA DE IMPRESSÃO 3D**. In A Produção do Conhecimento na Engenharia Biomédica, p. 14–29, 2019.

Lange, G., Lachmann, A., Rahim, A. H. A., Ismail, M. H., e Low, C. Y. Shape Memory Alloys as Linear Drives in Robot Hand Actuation, **Procedia Computer Science**, vol. 76, p. 168–173, 2015.

Lebedev, M. A. e Nicoletis, M. A. L. Brain-machine interfaces: past, present and future, **Trends in Neurosciences**, vol. 29(9), p. 536–546, 2006.

Lechler, K., Frossard, B., Whelan, L., Langlois, D., Müller, R., e Kristjansson, K. Motorized Biomechatronic Upper and Lower Limb Prostheses-Clinically Relevant Outcomes, **PM & R: the journal of injury, function, and rehabilitation**, vol. 10(9S2), p. S207–S219, 2018.

Lewis, S., Russold, M., Dietl, H., Ruff, R., Audí, J. M. C., Hoffmann, K.-P., Abu-Saleh, L., Schroeder, D., Krautschneider, W. H., Westendorff, S., Gail, A., Meiners, T., e Kaniusas, E. Fully Implantable Multi-Channel Measurement System for Acquisition of Muscle Activity, **IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement**, vol. 62(7), p. 1972–1981, 2013.

Light, C. M. e Chappell, P. H. Development of a lightweight and adaptable multiple-axis hand prosthesis, **Medical Engineering & Physics**, vol. 22(10), p. 679–684, 2000.

Lipschutz, S., Spiegel, M. R., e Liu, J. **Schaum's Outline of Mathematical Handbook of Formulas and Tables, 4th Edition: 2,400 Formulas + Tables**. McGraw-Hill Education, 2012.

Lipsey, J. e Sensinger, J. **Modular and lightweight myoelectric prosthesis components and related methods**, 2018.

Lovchik, C. S. e Diftler, M. A. **The Robonaut hand: a dexterous robot hand for space**. In Proceedings 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation (Cat. No.99CH36288C), vol. 2, p. 907–912 vol.2, 1999.

Ma, N. e Song, G. **Control of a shape memory alloy actuator using pulse width (PW) modulation**. In Smart Structures and Materials 2002: Modeling, Signal Processing, and Control, vol. 4693, p. 348–360. International Society for Optics and Photonics, 2002.

Ma, N. e Song, G. Control of shape memory alloy actuator using pulse width modulation, **Smart Material Structures**, vol. 12, p. 712–719, 2003.

Martens, M. e Boblan, I. Modeling the Static Force of a Festo Pneumatic Muscle Actuator: A New Approach and a Comparison to Existing Models, **Actuators**, vol. 6, 2017.

Martens, M., Seel, T., e Boblan, I. **A Decoupling Servo Pressure Controller for Pneumatic Muscle Actuators**, 2018a.

Martens, M., Seel, T., Zawatzki, J., e Boblan, I. A Novel Framework for a Systematic Integration of Pneumatic-Muscle-Actuator-Driven Joints into Robotic Systems Via a Torque Control Interface, **Actuators**, vol. 7, 2018b.

Mathworks. **Symbolic Toolbox - MATLAB**. <https://www.mathworks.com/products/symbolic.html>, 2021, Acesso em: 05-09-2021.

Matulevich, B., Loeb, G. E., e Fishel, J. A. **Utility of contact detection reflexes in prosthetic hand control**. In 2013 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, p. 4741–4746, 2013.

McDonnell, B. W. **Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated Robotic Manipulator**. University of California, Irvine, 1996.

McDonnall, D., Hiatt, S., Smith, C., e Guillory, K. S. Implantable multichannel wireless electromyography for prosthesis control, **Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society. IEEE Engineering in Medicine and Biology Society. Annual International Conference**, vol. 2012, p. 1350–1353, 2012.

Medved, V. **Standards for Reporting EMG Data**, 2000.

Merrill, D. R., Lockhart, J., Troyk, P. R., Weir, R. F., e Hankin, D. L. Development of an implantable myoelectric sensor for advanced prosthesis control, **Artificial Organs**, vol. 35(3), p. 249–252, 2011.

Micera, S., Rossini, P. M., Rigosa, J., Citi, L., Carpaneto, J., Raspopovic, S., Tombini, M., Cipriani, C., Assenza, G., Carrozza, M. C., Hoffmann, K.-P., Yoshida, K., Navarro, X., e Dario, P. Decoding of grasping information from neural signals recorded using peripheral intrafascicular interfaces, **Journal of Neuroengineering and Rehabilitation**, vol. 8, p. 53, 2011.

Minimpa. **Manual multímetro ET 1002**. <http://www.minipa.com.br/images/Manual/ET-1002-1103-BR.pdf>, 2021, Acesso em: 16-02-2021.

Morecki, A., Busko, Z., Gasztold, H., e Jaworek, K. **Synthesis and control of the anthropomorphic two-handed manipulator**. p. 461–47, 1980.

Nanos, K. e Papadopoulos, E. G. On the dynamics and control of flexible joint space manipulators, **Control Engineering Practice**, vol. 45, p. 230–243, 2015.

Napier, J. R. The prehensile movements of the human hand, **The Journal of Bone and Joint Surgery. British volume**, vol. 38-B(4), p. 902–913, 1956.

Navarro, X., Krueger, T. B., Lago, N., Micera, S., Stieglitz, T., e Dario, P. A critical review of interfaces with the peripheral nervous system for the control of neuroprostheses and hybrid bionic systems, **Journal of the peripheral nervous system: JPNS**, vol. 10(3), p. 229–258, 2005.

Netter, N. **Netter Atlas de Anatomia Humana - Edição Especial com Netter 3D - 6ª EDIÇÃO**. Elsevier, edição: com pin em português e 3d edition, 2015.

Norvell, D. C., Turner, A. P., Williams, R. M., Hakimi, K. N., e Czerniecki, J. M. Defining successful mobility after lower extremity amputation for complications of peripheral vascular disease and diabetes, **Journal of Vascular Surgery**, vol. 54(2), p. 412–419, 2011.

Ogata, K. **Engenharia de Controle Moderno**. Pearson Universidades, São Paulo (SP), 5ª edição edition, 2010.

Ohnishi, K., Weir, R. F., e Kuiken, T. A. Neural machine interfaces for controlling multifunctional powered upper-limb prostheses, **Expert Review of Medical Devices**, vol. 4(1), p. 43–53, 2007.

Or, J. A hybrid CPGZMP control system for stable walking of a simulated flexible spine humanoid robot, **Neural Networks**, vol. 23(3), p. 452–460, 2010.

Otsuka, K. e Ren, X. Recent developments in the research of shape memory alloys, **Intermetallics**, vol. 7(5), p. 511–528, 1999.

Otsuka, K. e Ren, X. Physical metallurgy of TiNi-based shape memory alloys, **Progress in Materials Science**, vol. 50(5), p. 511–678, 2005.

Ottobock. **Lista de produtos - Próteses de membro superior (Ottobock)**. [https://www.ottobock.co.uk/prosthetics/upper\\_limbs\\_prosthetics/product-systems/](https://www.ottobock.co.uk/prosthetics/upper_limbs_prosthetics/product-systems/), 2021, Acesso em: 08-10-2021.

Ouellette, E., McAuliffe, J., e Caneiro, R. **Partial-hand amputations: Surgical principles. Atlas of limb prosthetics: Surgical, prosthetic, and rehabilitation principles**. Bowker J.H., St. Louis (MO), 1992.

Perondi, E. A. **Controle não-linear em cascata de um servoposicionador pneumático com compensação do atrito**. Tese de doutorado, 2002.

Pfeiffer, C., DeLaurentis, K., e Mavroidis, C. **Shape memory alloy actuated robot prostheses: initial experiments**. In Proceedings 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation (Cat. No.99CH36288C), vol. 3, p. 2385–2391 vol.3, 1999.

Pons, J., Rocon, E., Ceres, R., Reynaerts, D., Saro, B., Levin, S., e Van Moorleghe, W. The MANUS-HAND Dexterous Robotics Upper Limb Prosthesis: Mechanical and Manipulation Aspects, **Autonomous Robots**, vol. 16(2), p. 143–163, 2004.

Price, A. D., Jnifene, A., e Naguib, H. E. Design and control of a shape memory alloy based dexterous robot hand, **Smart Material Structures**, vol. 16, p. 1401–1414, 2007.

Pylatiuk, C., Schulz, S., e Döderlein, L. Results of an Internet survey of myoelectric prosthetic hand users, **Prosthetics and Orthotics International**, vol. 31(4), p. 362–370, 2007.

Rohm, M., Schneiders, M., Müller, C., Kreilinger, A., Kaiser, V., Müller-Putz, G. R., e Rupp, R. Hybrid brain-computer interfaces and hybrid neuroprostheses for restoration of upper limb functions in individuals with high-level spinal cord injury, **Artificial Intelligence in Medicine**, vol. 59(2), p. 133–142, 2013.

Rose, J. e Gamble, J. G. **Marcha Humana**. 85-86067-03-2. PREMIER, segunda edição, 1998.

Sarmanho, C. A. C. **Desenvolvimento de um Robô Pneumático de 5 Graus de Liberdade com Controlador Não Linear com Compensação de Atrito**. Tese de doutorado, 2014.

Schlüter, M. S. **Controle Não Linear Adaptativo com Compensação de Atrito de um Manipulador SCARA com Acionamento Pneumático**. Tese de doutorado, 2018.

Sciavicco, L. e Siciliano, B. **Modelling and Control of Robot Manipulators**. Advanced Textbooks in Control and Signal Processing. Springer-Verlag, London, 2 edition, 2000.

Shadow, R. C. **Manipulador Dexterous Hand**. <https://www.shadowrobot.com/products/>, 2019, Acesso em: 24-01-2019.

Shelton, T. J., Beck, J. P., Bloebaum, R. D., e Bachus, K. N. Percutaneous Osseointegrated Prostheses for Amputees: Limb Compensation in a 12-Month Ovine model, **Journal of biomechanics**, vol. 44(15), p. 2601–2606, 2011.

Sheridan, T. B. e Lunteren, T. v., editors. **Perspectives on the Human Controller: Essays in Honor of Henk G. Stassen**. CRC Press, Mahwah, N.J, 1 edition edition, 1997.

Shurr, D. G., Michael, J. W., e Cook, T. M. **Prosthetics and Orthotics**. Prentice Hall, 2002.

Siciliano, B., Sciavicco, L., e Villani, L. **Robotics: Modelling, Planning and Control**. Springer, London, 1st ed. 2009 edição edition, 2010.

SIGTAP. **SIGTAP - Sistema de Gerenciamento da Tabela de Procedimentos, Medicamentos e OPM do SUS (Procedimento 07.01.02.039-3)**. <http://sigtap.datasus.gov.br/tabela-unificada/app/sec/procedimento/exibir/0701020393/01/2019>, 2019, Acesso em: 12-01-2019a.

SIGTAP. **SIGTAP - Sistema de Gerenciamento da Tabela de Procedimentos, Medicamentos e OPM do SUS (Procedimento 07.01.02.047-4)**. <http://sigtap.datasus.gov.br/tabela-unificada/app/sec/procedimento/exibir/0701020474/01/2019>, 2019, Acesso em: 12-01-2019b.

Simon, A. M., Ingraham, K. A., Fey, N. P., Finucane, S. B., Lipschutz, R. D., Young, A. J., e Hargrove, L. J. Configuring a powered knee and ankle prosthesis for transfemoral amputees within five specific ambulation modes, **PloS One**, vol. 9(6), p. e99387, 2014.

Simon, A. M., Lock, B. A., e Stubblefield, K. A. Patient training for functional use of pattern recognition-controlled prostheses, **Journal of prosthetics and orthotics: JPO**, vol. 24(2), p. 56–64, 2012.

Slotine, J.-J. e Li, W. **Applied Nonlinear Control**. Pearson, Englewood Cliffs, N.J, 1991.

Slotine, J.-J. e Weiping, L. Adaptive manipulator control: A case study, **IEEE Transactions on Automatic Control**, vol. 33(11), p. 995–1003, 1988.

Smith, L. H., Kuiken, T. A., e Hargrove, L. J. Real-time simultaneous myoelectric control by transradial amputees using linear and probability-weighted regression, **Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society. IEEE Engineering in Medicine and Biology Society. Annual International Conference**, vol. 2015, p. 1119–1123, 2015.

Sobczyk, M. R. **Controle em Cascata e a Estrutura Variável com Adaptação de Parâmetros e Compensação de Atrito de um Servoposicionador Pneumático**. Tese de doutorado, 2009.

Spong, M. W., Hutchinson, S., e Vidyasagar, M. **Robot Modeling and Control**. Wiley, Hoboken, NJ, 1ª edição edition, 2005.

STMicroelectronics. **Datasheet TIP41-C**. <https://www.st.com/resource/en/datasheet/tip41c.pdf>, 2021, Acesso em: 16-02-2021.

Tadesse, Y., Thayer, N., e Priya, S. Tailoring the Response Time of Shape Memory Alloy Wires through Active Cooling and Pre-stress, **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, vol. 21(1), p. 19–40, 2010.

Tavakoli, M., Benussi, C., e Lourenco, J. L. Single channel surface EMG control of advanced prosthetic hands: A simple, low cost and efficient approach, **Expert Systems with Applications**, vol. 79, p. 322–332, 2017.

Tecnotron. **Conversor e isolador de sinal analógico de instrumentação TCA-100**. <https://www.tecnatron.com.br/produtos/tca100-conversor-analogico-4a20ma-0a10v-e-outras-escalas.php>, 2021, Acesso em: 16-02-2021.

Timoshenko, S. **Mecanica Dos Solidos V.1**. Ltc, 1ª edição edition, 1994.

Tondu, B. e Lopez, P. Modeling and control of McKibben artificial muscle robot actuators, **IEEE Control Systems Magazine**, vol. 20(2), p. 15–38, 2000.

Varol, H. A., Sup, F., e Goldfarb, M. Multiclass Real-Time Intent Recognition of a Powered Lower Limb Prosthesis, **IEEE Transactions on Biomedical Engineering**, vol. 57(3), p. 542–551, 2010.

Vieira, A. D. **Análise teórico-experimental de servoposicionadores lineares pneumáticos**. Dissertação de mestrado, 1998.

Vinet, R., Lozac'h, Y., Beaudry, N., e Drouin, G. Design methodology for a multifunctional hand prosthesis, **Journal of Rehabilitation Research and Development**, vol. 32(4), p. 316–324, 1995.

Vujaklija, I., Shalchyan, V., Kamavuako, E. N., Jiang, N., Marateb, H. R., e Farina, D. Online mapping of EMG signals into kinematics by autoencoding, **Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation**, vol. 15(1), p. 21, 2018.

Wang, T., Chen, X., e Qin, W. A novel adaptive control for reaching movements of an anthropomorphic arm driven by pneumatic artificial muscles, **Applied Soft Computing**, vol. 83, p. 105623, 2019.

Weir, R., Troyk, P., DeMichele, G., e Kuiken, T. **Implantable myoelectric sensors (IMES) for upper-extremity prosthesis control- preliminary work**. In Proceedings of the 25th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (IEEE Cat. No.03CH37439), vol. 2, p. 1562–1565 Vol.2, 2003.

Weir, R. F. **Chapter 32 Design of Artificial Arms and Hands for Prosthetic Applications**, 2005.

Wickramatunge, K. C. e Leephakpreeda, T. Study on mechanical behaviors of pneumatic artificial muscle, **International Journal of Engineering Science**, vol. 48(2), p. 188–198, 2010.

Wika. **Transmissor de pressão Wika modelo S-10**. [https://www.wika.com.br/s\\_10\\_pt\\_br.WIKA](https://www.wika.com.br/s_10_pt_br.WIKA), 2021, Acesso em: 16-02-2021.

Winter, D. A. **Biomechanics and Motor Control of Human Movement**. John Wiley & Sons, Hoboken, N.J, 4th ed. edição edition, 2009.

Winters, J. M. **Hill-Based Muscle Models: A Systems Engineering Perspective**. In Winters, J. M. e Woo, S. L.-Y., editors, **Multiple Muscle Systems: Biomechanics and Movement Organization**, p. 69–93. Springer New York, New York, NY, 1990.

Wodlinger, B., Downey, J. E., Tyler-Kabara, E. C., Schwartz, A. B., Boninger, M. L., e Collinger, J. L. Ten-dimensional anthropomorphic arm control in a human brain-machine interface: difficulties, solutions, and limitations, **Journal of Neural Engineering**, vol. 12(1), p. 016011, 2015.

Wurth, S., Capogrosso, M., Raspopovic, S., Gandar, J., Federici, G., Kinany, N., Cutrone, A., Piersigilli, A., Pavlova, N., Guiet, R., Taverni, G., Rigosa, J., Shkrobatova, P., Navarro, X., Barraud, Q., Courtine, G., e Micera, S. Long-term usability and bio-integration of polyimide-based intra-neural stimulating electrodes, **Biomaterials**, vol. 122, p. 114–129, 2017.

Xu, D., Loeb, G. E., e Fishel, J. A. **Tactile identification of objects using Bayesian exploration**. In 2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation, p. 3056–3061, 2013.

Xu, Z., Kumar, V., Matsuoka, Y., e Todorov, E. **Design of an anthropomorphic robotic finger system with biomimetic artificial joints**. In 2012 4th IEEE RAS EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob), p. 568–574, 2012.

Xu, Z. e Todorov, E. **Design of a highly biomimetic anthropomorphic robotic hand towards artificial limb regeneration**. In 2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), p. 3485–3492, 2016.

Yen, H.-M., Li, T.-H. S., e Chang, Y.-C. Adaptive neural network based tracking control for electrically driven flexible-joint robots without velocity measurements, **Computers & Mathematics with Applications**, vol. 64, p. 1022–1032, 2012.

Young, A. J., Simon, A. M., Fey, N. P., e Hargrove, L. J. Intent recognition in a powered lower limb prosthesis using time history information, **Annals of Biomedical Engineering**, vol. 42(3), p. 631–641, 2014a.

Young, A. J., Simon, A. M., e Hargrove, L. J. A training method for locomotion mode prediction using powered lower limb prostheses, **IEEE transactions on neural systems and rehabilitation engineering: a publication of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society**, vol. 22(3), p. 671–677, 2014b.

Zhao, L., Cheng, H., Zhang, J., e Xia, Y. Adaptive control for a motion mechanism with pneumatic artificial muscles subject to dead-zones, **Mechanical Systems and Signal Processing**, vol. 148, p. 107155, 2021.

Zheng, J. Y., Kalpakjian, C., Larrága-Martínez, M., Chestek, C. A., e Gates, D. H. Priorities for the design and control of upper limb prostheses: A focus group study, **Disability and Health Journal**, vol. 12(4), p. 706–711, 2019.

Zheng, J. Z., Rosa, S. D. L., e Dollar, A. M. **An investigation of grasp type and frequency in daily household and machine shop tasks**. In 2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation, p. 4169–4175, 2011.

Zuglian, G. F., Corrêa, L., Geremia, G., Serrano, M. I., e Perondi, E. A. Static Modeling of McKibben Pneumatic Muscle, **ABCM Symposium Series in Mechatronics**, vol. 4, p. 914–922, 2009.

Össur. **Relatório anual de mercado e balanço financeiro do ano de 2017**. <https://assets.ossur.com/library/37367>, 2019, Acesso em: 14-01-2019b.

Össur. **Prosthetic Solutions Catalog - Upper Extremity**. <http://oc4assets.azurewebsites.net/library/39301>, 2019, Acesso em: 24-01-2019a.



## APÊNDICE A – Matrizes da equação de Euler-Lagrange e suas derivadas

Este capítulo contém as expressões das derivadas temporais de matrizes e funções presentes nas dinâmicas do mecanismo e do atuador tipo PAM.

### A.1 Matrizes da equação de Euler-Lagrange

#### A.1.1 Mecanismo de 2 graus de liberdade

Para um sistema de 2 graus de liberdade, como o da Figura 3.1, essas matrizes são expandidas nas formas:

$$M(q) = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

$$M_{11} = m_1 l_{c1}^2 + m_2 (l_1^2 + l_{c2}^2 + 2l_1 l_{c2}^2 + 2l_1 l_{c2} \cos q_2) + I_1 + I_2 \quad (\text{A.2})$$

$$M_{12} = M_{21} = m_2 (l_{c2}^2 + l_1 l_{c2} \cos q_2) + I_2 \quad (\text{A.3})$$

$$M_{22} = m_2 l_{c2}^2 + I_2 \quad (\text{A.4})$$

$$C(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} -m_2 (l_1 l_{c2} \sin q_2) \dot{q}_2 & -m_2 (l_1 l_{c2} \sin q_2) \dot{q}_2 - m_2 (l_1 l_{c2} \sin q_2) \dot{q}_1 \\ m_2 (l_1 l_{c2} \sin q_2) \dot{q}_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

$$G(q) = \begin{bmatrix} (m_1 l_{c1} + m_2 l_1) g \cos q_1 + m_2 l_{c2} \cos (q_1 + q_2) g \\ m_2 l_{c2} \cos (q_1 + q_2) g \end{bmatrix} \quad (\text{A.6})$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade e  $I$  é o momento de inércia com relação ao centro de massa do elo.

#### A.1.2 Mecanismo de 3 graus de liberdade

Para um sistema de 3 graus de liberdade, como o da Figura 3.2, essas matrizes são expandidas nas formas:

$$M(q) = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix} \quad (\text{A.7})$$

$$\begin{aligned}
M_{11} = & a_1^2(m_1 + m_2 + m_3) + a_2^2(m_2 + m_3) + a_3^2m_3 + c_1^2m_1 + c_2^2m_2 + c_3^2m_3 \\
& + 2a_1c_1m_1 + 2a_2c_2m_2 + 2a_3c_3m_3 + 2a_1a_3m_3 \cos(q_2 + q_3) \\
& + 2a_1c_3m_3 \cos(q_2 + q_3) + 2a_1a_2m_2 \cos q_2 + 2a_1a_2m_3 \cos q_2 + 2a_2a_3m_3 \cos q_3 \\
& + 2a_1c_2m_2 \cos q_2 + 2a_2c_3m_3 \cos q_3 \quad (\text{A.8})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{12} = & m_3(a_3 + c_3)(a_3 + c_3 + a_1 \cos q_2 + q_3) + a_2 \cos q_3 \\
& + m_2(a_2 + c_2)(a_2 + c_2 + a_1 \cos q_2) \\
& + a_2m_3 \cos q_3(a_3 + c_3 + a_1 \cos(q_2 + q_3) + a_2 \cos q_3) \\
& + a_2m_3 \sin q_3(a_1 \sin(q_2 + q_3) + a_2 \sin q_3) \quad (\text{A.9})
\end{aligned}$$

$$M_{13} = m_3(a_3 + c_3)(a_3 + c_3 + a_1 \cos q_2 + q_3) + a_2 \cos q_3 \quad (\text{A.10})$$

$$\begin{aligned}
M_{21} = & a_2^2m_2 + a_2^2m_3 + a_3^2m_3 + c_2^2m_2 + c_3^2m_3 + 2a_2c_2m_2 + 2a_3c_3m_3 \\
& + a_1a_3m_3 \cos(q_2 + q_3) + a_1c_3m_3 \cos(q_2 + q_3) \\
& + a_1a_2m_2 \cos q_2 + a_1a_2m_3 \cos q_2 \\
& + 2a_2a_3m_3 \cos q_3 + a_1c_2m_2 \cos q_2 + 2a_2c_3m_3 \cos q_3 \quad (\text{A.11})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{22} = & m_2(a_2 + c_2)^2 + m_3(a_3 + c_3)(a_3 + c_3 + a_2 \cos q_3) \\
& + a_2^2m_3 \sin q_3^2 + a_2m_3 \cos q_3(a_3 + c_3 + a_2 \cos q_3) \quad (\text{A.12})
\end{aligned}$$

$$M_{23} = m_3(a_3 + c_3)(a_3 + c_3 + a_2 \cos q_3) \quad (\text{A.13})$$

$$M_{31} = m_3(a_3 + c_3)(a_3 + c_3 + a_1 \cos(q_2 + q_3) + a_2 \cos q_3) \quad (\text{A.14})$$

$$M_{32} = m_3(a_3 + c_3)^2 + a_2m_3 \cos q_3(a_3 + c_3) \quad (\text{A.15})$$

$$M_{33} = m_3(a_3 + c_3)^2 \quad (\text{A.16})$$

$$C(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} \quad (\text{A.17})$$

$$\begin{aligned}
C_{11} = & -a_1\dot{q}_2(a_2m_2 \sin(q_2) + a_2m_3 \sin(q_2) + c_2m_2 \sin(q_2) + a_3m_3 \sin(q_2 + q_3) \\
& + c_3m_3 \sin(q_2 + q_3)) - m_3\dot{q}_3(a_3 + c_3)(a_1 \sin(q_2 + q_3) + a_2 \sin(q_3)) \quad (\text{A.18})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C_{12} = & -a_1 a_3 m_3 \dot{q}_1 \sin(q_2 + q_3) - a_1 a_3 m_3 \dot{q}_2 \sin(q_2 + q_3) - a_1 a_3 m_3 \dot{q}_3 \sin(q_2 + q_3) \\
& - a_1 c_3 m_3 \dot{q}_1 \sin(q_2 + q_3) - a_1 c_3 m_3 \dot{q}_2 \sin(q_2 + q_3) - a_1 c_3 m_3 \dot{q}_3 \sin(q_2 + q_3) \\
& - a_1 a_2 m_2 \dot{q}_1 \sin(q_2) - a_1 a_2 m_2 \dot{q}_2 \sin(q_2) - a_1 a_2 m_3 \dot{q}_1 \sin(q_2) - a_1 a_2 m_3 \dot{q}_2 \sin(q_2) \\
& - a_2 a_3 m_3 \dot{q}_3 \sin(q_3) - a_1 c_2 m_2 \dot{q}_1 \sin(q_2) - a_1 c_2 m_2 \dot{q}_2 \sin(q_2) - a_2 c_3 m_3 \dot{q}_3 \sin(q_3) \quad (\text{A.19})
\end{aligned}$$

$$C_{13} = -m_3(a_3 + c_3)(a_1 \sin(q_2 + q_3) + a_2 \sin(q_3))(\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \quad (\text{A.20})$$

$$\begin{aligned}
C_{21} = & a_1 a_3 m_3 \dot{q}_1 \sin(q_2 + q_3) + a_1 c_3 m_3 \dot{q}_1 \sin(q_2 + q_3) + a_1 a_2 m_2 \dot{q}_1 \sin(q_2) \\
& + a_1 a_2 m_3 \dot{q}_1 \sin(q_2) - a_2 a_3 m_3 \dot{q}_3 \sin(q_3) + a_1 c_2 m_2 \dot{q}_1 \sin(q_2) - a_2 c_3 m_3 \dot{q}_3 \sin(q_3) \quad (\text{A.21})
\end{aligned}$$

$$C_{22} = -a_2 m_3 \dot{q}_3 \sin(q_3)(a_3 + c_3) \quad (\text{A.22})$$

$$C_{23} = -a_2 m_3 \sin(q_3)(a_3 + c_3)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3) \quad (\text{A.23})$$

$$C_{31} = m_3(a_3 + c_3)(a_2 \dot{q}_1 \sin(q_3) + a_2 \dot{q}_2 \sin(q_3) + a_1 \dot{q}_1 \sin(q_2 + q_3)) \quad (\text{A.24})$$

$$C_{32} = a_2 m_3 \sin(q_3)(a_3 + c_3)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \quad (\text{A.25})$$

$$C_{33} = 0 \quad (\text{A.26})$$

$$G(q) = \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \\ G_3 \end{bmatrix} \quad (\text{A.27})$$

$$\begin{aligned}
G_1 = & g(a_1 m_1 \cos(q_1) + a_1 m_2 \cos(q_1) + a_1 m_3 \cos(q_1) + c_1 m_1 \cos(q_1) \\
& + a_3 m_3 \cos(q_1 + q_2 + q_3) + c_3 m_3 \cos(q_1 + q_2 + q_3) + a_2 m_2 \cos(q_1 + q_2) \\
& + a_2 m_3 \cos(q_1 + q_2) + c_2 m_2 \cos(q_1 + q_2)) \quad (\text{A.28})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
G_2 = & a_2 g m_2 \cos(q_1 + q_2) + a_2 g m_3 \cos(q_1 + q_2) + c_2 g m_2 \cos(q_1 + q_2) \\
& + a_3 g m_3 \cos(q_1 + q_2 + q_3) + c_3 g m_3 \cos(q_1 + q_2 + q_3) \quad (\text{A.29})
\end{aligned}$$

$$G_3 = g m_3 \cos(q_1 + q_2 + q_3)(a_3 + c_3) \quad (\text{A.30})$$

## A.2 Derivadas das matrizes da equação de Euler-Lagrange

### A.2.1 Mecanismo de 2 graus de liberdade

$$\dot{M}(q, \dot{q}) = \begin{pmatrix} -2a_1l_{c2}m_2 \text{sen } q_2\dot{q}_2 & -a_1l_{c2}m_2 \text{sen } q_2\dot{q}_2 \\ -a_1l_{c2}m_2 \text{sen } q_2\dot{q}_2 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.31})$$

$$\dot{C}(q, \dot{q}, \ddot{q}) = \begin{pmatrix} \dot{C}_{11} & \dot{C}_{12} \\ \dot{C}_{21} & \dot{C}_{22} \end{pmatrix} \quad (\text{A.32})$$

$$\dot{C}_{11} = -a_1l_{c2}m_2 \text{sen } q_2\ddot{q}_2 - a_1l_{c2}m_2 \cos q_2\dot{q}_2^2 \quad (\text{A.33})$$

$$\dot{C}_{12} = -a_1l_{c2}m_2 \text{sen } q_2 (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) - a_1l_{c2}m_2 \cos q_2 (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \dot{q}_2 \quad (\text{A.34})$$

$$\dot{C}_{21} = a_1l_{c2}m_2 \text{sen } q_2\ddot{q}_1 + a_1l_{c2}m_2 \cos q_2\dot{q}_1\dot{q}_2 \quad (\text{A.35})$$

$$\dot{C}_{22} = 0 \quad (\text{A.36})$$

$$\dot{G}(q, \dot{q}) = \begin{pmatrix} \dot{G}_1 \\ \dot{G}_2 \end{pmatrix} \quad (\text{A.37})$$

$$\dot{G}_1 = -g(a_1m_2 \text{sen } q_1\dot{q}_1) + l_{c1}m_1 \text{sen } q_1\dot{q}_1 + l_{c2}m_2 \text{sen } q_1 + q_2 (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \quad (\text{A.38})$$

$$\dot{G}_2 = -gl_{c2}m_2 \text{sen } q_1 + q_2 (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \quad (\text{A.39})$$

### A.2.2 Mecanismo de 3 graus de liberdade

$$\dot{M}(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} \dot{M}_{11} & \dot{M}_{12} & \dot{M}_{13} \\ \dot{M}_{21} & \dot{M}_{22} & \dot{M}_{23} \\ \dot{M}_{31} & \dot{M}_{32} & \dot{M}_{33} \end{bmatrix} \quad (\text{A.40})$$

$$\begin{aligned} \dot{M}_{11} = & -3a_1a_3m_3 \text{sen } (q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3) - 3a_1a_2m_2 \text{sen } (q_2)\dot{q}_2 - 2a_1a_2m_3 \text{sen } (q_2)\dot{q}_2 \\ & - 3a_2a_3m_3 \text{sen } (q_3)\dot{q}_3 \quad (\text{A.41}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{M}_{12} = & a_2 m_3 \text{sen}(q_3)(a_1 \cos(q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3) + a_2 \cos(q_3)\dot{q}_3) \\
& - \frac{(3a_3 m_3(a_1 \text{sen}(q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3) + a_2 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3))}{2} \\
& - a_2 m_3 \cos(q_3)(a_1 \text{sen}(q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3) + a_2 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3) \\
& + a_2 m_3 \cos(q_3)\dot{q}_3(a_2 \text{sen}(q_3) + a_1 \text{sen}(q_2 + q_3)) \\
& - \frac{(3a_1 a_2 m_2 \text{sen}(q_2)\dot{q}_2)}{2} \\
& - a_2 m_3 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3((3a_3)/2 + a_2 \cos(q_3) + a_1 \cos(q_2 + q_3)) \quad (\text{A.42})
\end{aligned}$$

$$\dot{M}_{13} = -\frac{(3a_3 m_3(a_1 \text{sen}(q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3) + a_2 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3))}{2} \quad (\text{A.43})$$

$$\begin{aligned}
\dot{M}_{21} = & -\frac{(3a_1 a_3 m_3 \text{sen}(q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3))}{2} - \frac{(3a_1 a_2 m_2 \text{sen}(q_2)\dot{q}_2)}{2} \\
& - a_1 a_2 m_3 \text{sen}(q_2)\dot{q}_2 - 3a_2 a_3 m_3 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3 \quad (\text{A.44})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{M}_{22} = & a_2^2 m_3 \cos(q_3) \text{sen}(q_3)\dot{q}_3 - \frac{(3a_2 a_3 m_3 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3)}{2} \\
& - a_2 m_3 \text{sen}(q_3)\left(\frac{(3a_3)}{2} + a_2 \cos(q_3)\right)\dot{q}_3 \quad (\text{A.45})
\end{aligned}$$

$$\dot{M}_{23} = -\frac{(3a_2 a_3 m_3 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3)}{2} \quad (\text{A.46})$$

$$\dot{M}_{31} = -\frac{(3a_3 m_3(a_1 \text{sen}(q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3) + a_2 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3))}{2} \quad (\text{A.47})$$

$$\dot{M}_{32} = -\frac{(3a_2 a_3 m_3 \text{sen}(q_3)\dot{q}_3)}{2} \quad (\text{A.48})$$

$$\dot{M}_{33} = 0 \quad (\text{A.49})$$

$$\dot{C}(q, \dot{q}, \ddot{q}) = \begin{bmatrix} \dot{C}_{11} & \dot{C}_{12} & \dot{C}_{13} \\ \dot{C}_{21} & \dot{C}_{22} & \dot{C}_{23} \\ \dot{C}_{31} & \dot{C}_{32} & \dot{C}_{33} \end{bmatrix} \quad (\text{A.50})$$

$$\begin{aligned}
\dot{C}_{11} = & -a_1 \dot{q}_2 \left( \frac{(3a_2 m_2 \cos(q_2)\dot{q}_2)}{2} + a_2 m_3 \cos(q_2)\dot{q}_2 + \frac{(3a_3 m_3 \cos(q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3))}{2} \right) \\
& - a_1 \ddot{q}_2 \left( \frac{(3a_2 m_2 \text{sen}(q_2))}{2} + a_2 m_3 \text{sen}(q_2) + \frac{(3a_3 m_3 \text{sen}(q_2 + q_3))}{2} \right) \\
& - \frac{(3a_3 m_3 \dot{q}_3(a_1 \cos(q_2 + q_3)(\dot{q}_2 + \dot{q}_3) + a_2 \cos(q_3)\dot{q}_3))}{2} \\
& - \frac{(3a_3 m_3 \ddot{q}_3(a_2 \text{sen}(q_3) + a_1 \text{sen}(q_2 + q_3)))}{2} \quad (\text{A.51})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{C}_{12} = & -\frac{(3a_1a_2m_2 \text{sen}(q_2)\ddot{q}_1)}{2} - \frac{(3a_1a_2m_2 \text{sen}(q_2)\ddot{q}_2)}{2} - a_1a_2m_3 \text{sen}(q_2)\ddot{q}_1 \\
& - a_1a_2m_3 \text{sen}(q_2)\ddot{q}_2 - \frac{(3a_2a_3m_3 \text{sen}(q_3)\ddot{q}_3)}{2} - \frac{(3a_1a_3m_3 \text{sen}(q_2+q_3)\ddot{q}_1)}{2} \\
& - \frac{(3a_1a_3m_3 \text{sen}(q_2+q_3)\ddot{q}_2)}{2} - \frac{(3a_1a_3m_3 \text{sen}(q_2+q_3)\ddot{q}_3)}{2} - \frac{(3a_1a_2m_2 \cos(q_2)\dot{q}_1\dot{q}_2)}{2} \\
& - \frac{(3a_1a_2m_2 \cos(q_2)\dot{q}_2\dot{q}_2)}{2} - a_1a_2m_3 \cos(q_2)\dot{q}_1\dot{q}_2 - a_1a_2m_3 \cos(q_2)\dot{q}_2\dot{q}_2 \\
& - \frac{(3a_2a_3m_3 \cos(q_3)\dot{q}_3\dot{q}_3)}{2} - \frac{(3a_1a_3m_3 \cos(q_2+q_3)\dot{q}_1(\dot{q}_2+\dot{q}_3))}{2} \\
& - \frac{(3a_1a_3m_3 \cos(q_2+q_3)\dot{q}_2(\dot{q}_2+\dot{q}_3))}{2} - \frac{(3a_1a_3m_3 \cos(q_2+q_3)\dot{q}_3(\dot{q}_2+\dot{q}_3))}{2} \quad (\text{A.52})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{C}_{13} = & -\frac{(3a_3m_3(a_1 \cos(q_2+q_3)(\dot{q}_2+\dot{q}_3) + a_2 \cos(q_3)\dot{q}_3)(\dot{q}_1+\dot{q}_2+\dot{q}_3))}{2} \\
& - \frac{(3a_3m_3(a_2 \text{sen}(q_3) + a_1 \text{sen}(q_2+q_3))(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2+\ddot{q}_3))}{2} \quad (\text{A.53})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{C}_{21} = & \frac{(3a_1a_2m_2 \text{sen}(q_2)\ddot{q}_1)}{2} + a_1a_2m_3 \text{sen}(q_2)\ddot{q}_1 - \frac{(3a_2a_3m_3 \text{sen}(q_3)\ddot{q}_3)}{2} \\
& + \frac{(3a_1a_3m_3 \text{sen}(q_2+q_3)\ddot{q}_1)}{2} + \frac{(3a_1a_2m_2 \cos(q_2)\dot{q}_1\dot{q}_2)}{2} + a_1a_2m_3 \cos(q_2)\dot{q}_1\dot{q}_2 \\
& - (3a_2a_3m_3 \cos(q_3)\dot{q}_3\dot{q}_3)/2 + \frac{(3a_1a_3m_3 \cos(q_2+q_3)\dot{q}_1(\dot{q}_2+\dot{q}_3))}{2} \quad (\text{A.54})
\end{aligned}$$

$$\dot{C}_{22} = -\frac{(3a_2a_3m_3 \text{sen}(q_3)\ddot{q}_3)}{2} - \frac{(3a_2a_3m_3 \cos(q_3)\dot{q}_3\dot{q}_3)}{2} \quad (\text{A.55})$$

$$\dot{C}_{23} = -\frac{(3a_2a_3m_3 \text{sen}(q_3)(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2+\ddot{q}_3))}{2} - \frac{(3a_2a_3m_3 \cos(q_3)\dot{q}_3(\dot{q}_1+\dot{q}_2+\dot{q}_3))}{2} \quad (\text{A.56})$$

$$\begin{aligned}
\dot{C}_{31} = & \frac{3a_3m_3}{2} \{a_1 \text{sen}(q_2+q_3)\ddot{q}_1 + a_2 \text{sen}(q_3)\ddot{q}_1 + a_2 \text{sen}(q_3)\ddot{q}_2 + \\
& a_1 \cos(q_2+q_3)\dot{q}_1(\dot{q}_2+\dot{q}_3) + a_2 \cos(q_3)\dot{q}_1\dot{q}_3 + a_2 \cos(q_3)\dot{q}_2\dot{q}_3\} \quad (\text{A.57})
\end{aligned}$$

$$\dot{C}_{32} = \frac{(3a_2a_3m_3 \text{sen}(q_3)(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2))}{2} + \frac{(3a_2a_3m_3 \cos(q_3)(\dot{q}_1+\dot{q}_2)\dot{q}_3)}{2} \quad (\text{A.58})$$

$$\dot{C}_{33} = 0 \quad (\text{A.59})$$

$$\dot{G}(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} \dot{G}_1 \\ \dot{G}_2 \\ \dot{G}_3 \end{bmatrix} \quad (\text{A.60})$$

$$\begin{aligned} \dot{G}_1 = -g \left\{ \frac{(3a_1 m_1 \operatorname{sen}(q_1) \dot{q}_1)}{2} + a_1 m_2 \operatorname{sen}(q_1) \dot{q}_1 + a_1 m_3 \operatorname{sen}(q_1) \dot{q}_1 \right. \\ \left. + \frac{(3a_3 m_3 \operatorname{sen}(q_1 + q_2 + q_3)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3))}{2} + \frac{(3a_2 m_2 \operatorname{sen}(q_1 + q_2)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2))}{2} \right. \\ \left. + a_2 m_3 \operatorname{sen}(q_1 + q_2)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \right\} \quad (\text{A.61}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{G}_2 = - \frac{(3a_2 g m_2 \operatorname{sen}(q_1 + q_2)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2))}{2} - a_2 g m_3 \operatorname{sen}(q_1 + q_2)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \\ - \frac{(3a_3 g m_3 \operatorname{sen}(q_1 + q_2 + q_3)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3))}{2} \quad (\text{A.62}) \end{aligned}$$

$$\dot{G}_3 = - \frac{(3a_3 g m_3 \operatorname{sen}(q_1 + q_2 + q_3)(\dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3))}{2} \quad (\text{A.63})$$

## APÊNDICE B – Linearização da planta e obtenção dos ganhos do controlador

Neste apêndice, são apresentados os processos de linearização das plantas das vazões mássicas da válvula pneumática, da dinâmica da pressão interna do atuador, da força do atuador e do sistema mecânico de 1 grau de liberdade.

### B.1 Equação linear das vazões mássicas na válvula

Considerando as equações não lineares das vazões mássicas nas válvulas pneumáticas, tomando como exemplo a vazão mássica de enchimento da válvula:

$$\dot{m}_m = \dot{m}^{ench} = q_{max}^{ench} f(\bar{p})^{ench} f(\bar{u})^{ench} \quad (\text{B.1})$$

Para simplificação, é possível considerar as equações de enchimento e exaustões como simétricas. Dessa forma, a linearização da Equação B.1 assume o formato:

$$\Delta q_m = K_{q1} \Delta u + K_{p1} \Delta p \quad (\text{B.2})$$

onde:

$$K_{p1} = q_{max}^{ench} \left. \frac{\partial \dot{m}_m}{\partial p} \right|_{\substack{\bar{u}=u^* \\ \bar{p}=p^*}} \quad (\text{B.3})$$

as grandezas denotadas pelo sobrescrito “\*” indicam o valor da grandeza no ponto selecionado para a linearização. Os valores selecionados foram  $p^* = 3,91 \times 10^5 \text{ Pa}$ ,  $T^* = 293,15 \text{ K}$  e  $\bar{u} = 0.03$ . Dessa forma:

$$f(\bar{p})^{ench} = f_1 \bar{p}^3 + f_2 \bar{p}^2 + f_3 \bar{p} + f_4 \quad (\text{B.4})$$

$$\frac{\partial \dot{m}_m}{\partial p} = 0,57899 u^* (3f_1 \bar{p}^2 + 2f_2 \bar{p} + f_3) \quad (\text{B.5})$$

$$\bar{p}^* = \frac{p^* - p_0}{p_s - p_0} \quad (\text{B.6})$$

$$K_{q1} = q_{max}^{ench} \frac{\partial q_m}{\partial u} \quad (\text{B.7})$$

$$\frac{\partial q_m}{\partial u} = 0,57899 (f_1 \bar{p}^3 + f_2 \bar{p}^2 + f_3 \bar{p} + f_4) \quad (\text{B.8})$$



## B.2 Dinâmica da pressão interna de um atuador tipo PAM linearizado

Conforme a Equação 5.14, a dinâmica da pressão interna de um atuador tipo PAM é:

$$\dot{p} = f(x) + g(x)\dot{m}_m \Leftrightarrow \dot{m}_m = \frac{\dot{p} - f(x)}{g(x)} \quad (\text{B.9})$$

onde pode-se combinar as equações 5.15 e 5.16, obtendo-se:

$$\dot{m}_m = \left( \dot{p} + \chi p \frac{\dot{V}}{V} \right) \frac{V}{\chi R_{gas} T} \quad (\text{B.10})$$

Substituindo as equações 3.41, 3.76, 3.39, 3.36 e sua derivada no tempo, além de assumir um valor constante para a pressão de referência ( $p^* = constante$ ) e para a posição de referência ( $q^* = constante$ ), o que resulta em  $\dot{p}^* = 0$  e  $\dot{q}^* = 0$ . Dessa forma, a Equação B.10 assume a forma:

$$\dot{m}_m = - \frac{(L_0 - Rq)^2 - L_{fibra}^2 \left( \frac{\dot{p} + \dot{L}p\chi(3(L_0 - Rq)^2 - L_{fibra}^2)}{n\pi[(L_0 - Rq)^2 - L_{fibra}^2](L_0 - Rq)} \right)}{4R_{gas}T\chi n} (L_0 - Rq) \quad (\text{B.11})$$

onde:

$$\frac{\partial \dot{m}_m}{\partial p} = 0 \because \dot{p}^* = 0 \quad (\text{B.12})$$

$$\frac{\partial \dot{m}_m}{\partial q} = 0 \because \dot{q}^* = 0 \quad (\text{B.13})$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial \dot{p}} = - \frac{[(L_0 - Rq^*)^2 - L_{fibra}^2](L_0 - Rq^*)}{4R_{gas}T^*\chi n} = \alpha_{q\dot{p}} \quad (\text{B.14})$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial \dot{q}} = \frac{p^* R [3(L_0 - Rq^*)^2 - L_{fibra}^2]}{4R_{gas}T^*n^2\pi} = \alpha_{q\dot{q}} \quad (\text{B.15})$$

Dessa forma, a equação linearizada da dinâmica da pressão interna de um atuador tipo PAM assume a forma:

$$\Delta \dot{m} = \alpha_{q\dot{p}} \Delta \dot{p} + \alpha_{q\dot{q}} \Delta \dot{q} \quad (\text{B.16})$$

## B.3 Força linearizada do atuador tipo PAM

A equação que define a força estática do atuador tipo PAM foi descrita pela Equação 3.56, que é repetida aqui para maior clareza:

$$F_M(p, L) = -pA(L) + B(L) \quad (\text{3.56})$$

$$A(L) = \frac{L_{fibra}^2 - 3L^2}{4\pi n^2} \quad (3.57)$$

$$B(L) = \pi H_0 E \left( \frac{-L^2}{n\pi \sqrt{L_{fibra}^2 - L^2}} \frac{D - D_0}{D_0} - \frac{L - L_0}{L_0} D \right) \quad (3.58)$$

$$E(L) = c_3 L^3 + c_2 L^2 + c_1 L + c_0 \quad (3.55)$$

Assume-se que a equação da força linearizada pode ser representada no formato:

$$\Delta F = \frac{\partial F}{\partial p} \Delta p + \frac{\partial F}{\partial q} \Delta q \quad (B.17)$$

onde:

$$\frac{\partial F}{\partial p} = \alpha_p = \frac{3(L_0 - Rq^*)^2 - L_{fibra}^2}{4\pi n^2} \quad (B.18)$$

Já, para obter a expressão de  $\frac{\partial F}{\partial q}$  foi utilizado o pacote computacional *Symbolic Math Toolbox - Matlab* para cálculos simbólicos [Mathworks, 2021].

#### B.4 Linearização do sistema mecânico para 1 grau de liberdade

A Equação B.19 descreve a dinâmica de um sistema mecânico, onde  $\tau$  é o o vetor de torque aplicado pelo atuador sobre as juntas do sistema,  $\tau_{pre}$  o torque de pré-tensão e  $\tau_{mola}$  o torque gerado na junta pelo efeito da mola.

$$\tau - \tau_{pre} - \tau_{mola} = M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) \quad (B.19)$$

Para um sistema de 1 grau de liberdade sem elos ( $a = 0$ ), as matrizes  $M(q)$ ,  $C(q, \dot{q})$  e  $G(q)$ , da Equação B.19, assumem a forma:

$$C(q, \dot{q}) = 0 \quad (B.20)$$

$$G(q) = \frac{g a m \cos q}{2} = 0 \quad (B.21)$$

$$M(q) = m \left( \frac{a}{2} \right)^2 + I = I \quad (B.22)$$

Assim, a Equação B.19 assume a forma:

$$M\ddot{q} + \tau_{pre} + \tau_{mola} = FR = (\alpha_p \Delta p + \alpha_q \Delta q)R \quad (B.23)$$

onde o torque aplicado pelo elemento de mola é linear, dado pela relação do deslocamento

da junta  $q$  e pelo coeficiente de rigidez da mola  $K_{mola}$ , da forma:

$$\tau_{mola} = K_{mola}q \quad (\text{B.24})$$

Aplicando a transformada de Laplace na Equação B.23:

$$\frac{\tau_{pre}}{s} + K_{mola}Q(s) + Ms^2Q(s) = (\alpha_p P(s) + \alpha_q Q(s))R \quad (\text{B.25})$$

onde:  $\frac{\tau_{pre}}{s}$  é considerado um impulso e tende a diminuir na condição de regime permanente, podendo ser desconsiderado.

Desconsiderando perdas, a vazão mássica da válvula pode ser igualada com a do músculo, igualando as equações B.2 e B.16:

$$\dot{m}_m = K_{q1}\Delta u + K_{p1}\Delta p = \alpha_{q\dot{p}} + \alpha_{q\dot{q}}\Delta\dot{q} \quad (\text{B.26})$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação anterior, tem-se:

$$K_{q1}U(s) + K_{p1}P(s) - \alpha_{q\dot{p}}sP(s) + \alpha_{q\dot{q}}sQ(s) \quad (\text{B.27})$$

Isolando  $P(s)$  na Equação B.25:

$$Q(s)(K_{mola} + Ms^2 - \alpha_q R) = \alpha_p R P(s) \quad (\text{B.28})$$

$$P(s) = Q(s) \left( \frac{K_{mola} + Ms^2 - \alpha_q R}{\alpha_p R} \right) \quad (\text{B.29})$$

Substituindo a Equação B.29 em B.27:

$$K_{q1}U(s) = P(s)(\alpha_{q\dot{p}}s - K_{p1}) + \alpha_{q\dot{q}}sQ(s) \quad (\text{B.30})$$

$$K_{q1}U(s) = Q(s) \left( \frac{K_{mola} + Ms^2 - \alpha_q R}{\alpha_p R} \right) (\alpha_{q\dot{p}}s - K_{p1}) + \alpha_{q\dot{q}}sQ(s) \quad (\text{B.31})$$

Isolando os termos  $U(s)$  e  $Q(s)$ :

$$U(s) = Q(s)\Delta \quad (\text{B.32})$$

onde:

$$\Delta = \frac{1}{K_{q1}\alpha_p R} [(\alpha_{q\dot{p}}s - K_{p1})(K_{mola} + Ms^2 - \alpha_q R) + \alpha_p R \alpha_{q\dot{q}}s] \quad (\text{B.33})$$

Realizando as multiplicações internas da Equação B.33 e agrupando em termos de

um polinômio de terceiro grau, obtém-se:

$$\Delta = K_4 s^3 + K_3 s^2 + K_2 s + K_1 \quad (\text{B.34})$$

onde as constantes são dadas por:

$$K_1 = \frac{K_{p1} \alpha_q R - K_{p1} K_{mola}}{K_{q1} \alpha_p R} \quad (\text{B.35})$$

$$K_2 = \frac{\alpha_{q\dot{p}} K_{mola} - \alpha_{q\dot{p}} \alpha_q R + \alpha_p R \alpha_{q\dot{q}}}{K_{q1} \alpha_p R} \quad (\text{B.36})$$

$$K_3 = \frac{-K_{p1} M}{K_{q1} \alpha_p R} \quad (\text{B.37})$$

$$K_4 = \frac{\alpha_{q\dot{p}} M}{K_{q1} \alpha_p R} \quad (\text{B.38})$$

Dessa forma, a Função de Transferência do sistema linearizado é dada por:

$$\frac{Q(s)}{U(s)} = \frac{1}{\Delta} \quad (\text{B.39})$$

$$\Delta = K_4 s^3 + K_3 s^2 + K_2 s + K_1 \quad (\text{B.40})$$

## B.5 Obtenção dos valores dos ganhos do controlador PID

Multiplicando as funções de transferência da lei de controle PID (Eq. 5.3) e da Eq. B.39, obtém-se:

$$\frac{U(s) Q(s)}{E(s) U(s)} = \frac{Q(s)}{E(s)} = G_p \left( 1 + T_d s + \frac{1}{T_i s} \right) \frac{1}{\Delta} \quad (\text{B.41})$$

Conforme comentado no Capítulo 5, O Segundo Método de Ziegler-Nichols requer a definição inicial  $T_i = \infty$  e  $T_d = 0$ , o que resulta em:

$$\frac{Q(s)}{E(s)} = \frac{G_p}{\Delta} = T_1(s) \quad (\text{B.42})$$

A função de transferência de um sistema  $T(s) = \frac{G_p}{\Delta}$  em malha fechada é dada pela seguinte relação [Ogata, 2010]:

$$FT_{MF} = \frac{T_1(s)}{1 + T_1(s)} = \frac{\frac{G_p}{\Delta}}{1 + \frac{G_p}{\Delta}} = \frac{G_p}{\Delta + G_p} \quad (\text{B.43})$$

Assim, sua equação característica é dada por:

$$\Delta + K_p = K_4 s^3 + K_3 s^2 + K_2 s^1 + K_1 + G_p = 0 \quad (\text{B.44})$$

Dividindo todos os termos por  $K_4$ , resulta:

$$s^3 + \frac{K_3}{K_4}s^2 + \frac{K_2}{K_4}s^1 + \frac{K_1 + G_p}{K_4} = 0 \quad (\text{B.45})$$

O valor crítico para o ganho proporcional  $G_p$  é o que corresponde ao limite de estabilidade do sistema. Esse valor pode ser calculado por meio da aplicação do conhecido Método de Routh Ogata, 2010. Considerando todas as constantes como positivas, a Tabela B.1 reúne os termos da Equação B.45, segundo o critério de estabilidade de Routh:

Tabela B.1 – Critério de estabilidade de Routh

$s^3$	1	$K_2/K_4$
$s^2$	$K_3/K_4$	$(K_1 + G_p)/K_4$
$s^1$	$b_1$	$b_2$
$s^0$	$c_1$	

onde:

$$b_1 = \frac{\frac{K_3}{K_4} \frac{K_2}{K_4} - 1 \frac{K_1 + G_p}{K_4}}{\frac{K_3}{K_4}} = \frac{K_3 K_2 - K_4 (K_1 + G_p)}{K_4 K_3} \quad (\text{B.46})$$

$$b_2 = 0 \quad (\text{B.47})$$

$$c_1 = \frac{b_1 \left( \frac{K_1 + G_p}{K_4} \right) - \frac{K_3}{K_4} \cdot 0}{b_1} = \frac{K_1 + G_p}{K_4} \quad (\text{B.48})$$

Segundo o Critério de Routh, o número de raízes com partes positivas é igual ao número de mudanças de sinal dos coeficientes da segunda coluna da Tabela B.1 [Ogata, 2010]. A condição necessária e suficiente para que todas as raízes do polinômio da equação característica B.45 se situem no semiplano esquerdo do plano complexo  $s$  é que todos os seus coeficientes sejam positivos e que todos os elementos da segunda coluna da Tabela B.1 sejam positivos [Ogata, 2010]. Para tal, deve-se analisar cada um dos casos.

Se  $c_1 > 0 \therefore b_1 > 0$ , logo:

$$\frac{K_3 K_2 - K_4 (K_1 + G_p)}{K_4 K_3} > 0 \iff \frac{K_3 K_2}{K_4} - K_1 > G_p \quad (\text{B.49})$$

Assim,

$$0 < G_p < \frac{K_3 K_2}{K_4} - K_1 = K_{critico} \quad (\text{B.50})$$

onde  $K_{critico}$  é o ganho crítico que desestabiliza o sistema. Considerando  $G_p = K_{critico}$  na

Equação B.45 e substituindo  $s = j\omega$  para encontrar a frequência de oscilação sustentada:

$$(s = j\omega)^3 + \frac{K_3}{K_4}(s = j\omega)^2 + \frac{K_2}{K_4}(s = j\omega) + \frac{K_1 + K_{critico}}{K_4} = 0 \quad (B.51)$$

Agrupando os termos na Equação B.51:

$$\frac{K_3}{K_4} = K_5 \quad (B.52)$$

$$\frac{K_2}{K_4} = K_6 \quad (B.53)$$

$$\frac{K_1 + K_{critico}}{K_4} = K_7 \quad (B.54)$$

$$j^2 j\omega^3 + K_5 j^2 \omega^2 + K_6 j\omega + K_7 = 0 \quad (B.55)$$

$$-1\omega^2 j\omega + K_5(-1)\omega^2 + K_6 j\omega + K_7 = 0 \quad (B.56)$$

agrupando as partes reais e imaginárias da equação:

$$K_5 \left( \frac{K_7}{K_5} - \omega^2 \right) + j\omega (K_6 - \omega^2) = 0 \quad (B.57)$$

Utilizando as relações para as constantes  $K_i$ ,  $i = 1, \dots, 7$ , pode-se escrever a igualdade:

$$\frac{K_7}{K_5} = \frac{K_1 + K_{critico}}{K_4} = \frac{K_1}{K_3} + \frac{\frac{K_3 K_2}{K_4} - K_1}{K_3} = \frac{K_1}{K_3} \frac{K_2}{K_4} - \frac{K_1}{K_3} = \frac{K_2}{K_4} = K_6 \quad (B.58)$$

É fácil verificar que:

$$\frac{K_7}{K_5} = K_6 \quad (B.59)$$

consiste de uma solução para a Equação B.57. Dessa forma, verificou-se que a frequência de oscilação sustentada ocorre quando:

$$\omega^2 = K_6 \therefore \omega = \sqrt{K_6} \quad (B.60)$$

com um período de oscilação sustentada de:

$$P_{critico} = \frac{2/\pi i}{\omega} = \frac{2\pi}{\sqrt{K_6}} \quad (B.61)$$

Finalmente, de acordo com o segundo método de Ziegler-Nichols, as constantes de tempo e ganho proporcional do controlador PID podem ser obtidas a partir dos valores

de  $K_{critico}$  e  $P_{critico}$  [Ogata, 2010]:

$$G_p = 0,6K_{critico} \quad (B.62)$$

$$T_d = 0,125P_{critico} \quad (B.63)$$

$$T_i = 0,5P_{critico} \quad (B.64)$$

A Equação 5.2 pode ser reescrita utilizando valores de ganhos derivativo e integral, respectivamente representados por  $G_d$  e  $G_i$ , de forma que:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = G_p + G_d s + \frac{G_i}{s} = \frac{G_p s + G_d s^2 + G_i}{s} \quad (B.65)$$

onde:

$$G_d = G_p T_d \quad (B.66)$$

$$G_i = \frac{G_p}{T_i} \quad (B.67)$$

Novamente, multiplicando as funções de transferência B.65 e B.39, resulta em:

$$\frac{Q(s)}{E(s)} \frac{sG_p + G_d s^2 + G_i}{K_4 s^4 + K_3 s^3 + K_2 s^2 + K_1 s} = \frac{Num(s)}{Den(s)} = T_2(s) \quad (B.68)$$

Já, a Função de Transferência em Malha fechada do sistema composto pelo controlador PID e a planta da Equação B.68 é:

$$FT = \frac{T_2(s)}{1 + T_2(s)} = \frac{Num(s)}{Den(s) + Num(s)} \quad (B.69)$$

$$FT = \frac{G_d s^2 + G_p s + G_i}{K_4 s^4 + K_3 s^3 + (K_2 + G_d) s^2 + (K_1 + G_p) s + G_i} \quad (B.70)$$

Para a análise de estabilidade do sistema realimentado utilizando os ganhos calculados por meio do Segundo Método de Ziegler-Nichols, foram utilizados valores para os pontos médios de operação para linearização baseados no experimento de validação dos controladores conforme será descrito em detalhes no Capítulo 7. Essas condições estão descritas na Tabela B.2.

Tabela B.2 – Pontos médios de operação utilizados no procedimento de linearização

$p^*$ [Pa]	$T^*$ [K]	$q^*$ [rad]	$\bar{u}^*$
$3,66 \times 10^5$	293,15	0,0873	0,0362

Para esses pontos médios de linearização, foram obtidos os valores para os ga-

nhos do controlador PID e os valores determinados para os parâmetros do sistema físico linearizado. Os seus valores estão organizados na Tabela B.3.

Tabela B.3 – Valores para os ganhos o controlador PID e as constantes do sistema físico linearizado

$G_p$	$5,7285 \times 10^3$
$G_d$	5,5740
$G_i$	$1,4718 \times 10^6$
$K_1$	$1,9546 \times 10^4$
$K_2$	0,1086
$K_3$	0,0447
$K_4$	$1,6676 \times 10^{-7}$

Ao substituir os valores da Tabela B.3 na Função de Transferência em malha fechada da Equação B.70 são obtidos quatro polos nas localizações:  $-2,6765 \times 10^5 Hz$ ,  $(-30 + 750j) Hz$ ,  $(-30 - 750j) Hz$  e  $-60 Hz$ . Considerando que as partes reais dos polos são negativas, todas estão, evidentemente, localizadas no lado esquerdo do plano complexo, e, portanto, o sistema pode ser considerado estável, com a ressalva de três polos estarem localizados relativamente próximos à origem do plano complexo. A Figura B.1 ilustra a localização desses polos.

Nas figuras B.1 (a) e B.1 (b) verifica-se que surgem zeros, os quais estão ambos localizados próximos de  $-513,9 Hz$ . A resposta da Função de Transferência do sistema em malha fechada ao degrau unitário, com os ganhos da Tabela B.3, é ilustrada na Figura B.2. Ao analisar essa resposta, nota-se a presença de uma sobrerresposta de aproximadamente 1 %, mas com presença de oscilação de amplitude expressiva ao longo da trajetória. Além disso, quando utilizados os valores dos ganhos do controlador PID obtidos pelo método de Ziegler-Nichols na simulação com a planta não linear do sistema o mesmo apresentou saturação do sinal de controle resultando em um comportamento inadequado e foi incapaz de seguir a trajetória. Para refinar o valor dos ganhos do controlador, foi utilizado o método do Local Geométrico das Raízes. Conforme já mencionado, de acordo com este método aplicado ao presente caso, os polos da equação característica do sistema em malha fechada são parametrizados em relação ao ganho proporcional. Ao variar esse ganho de forma positiva e crescente, os polos resultantes são representados graficamente. Por ser um processo que necessita de múltiplas interações, o uso de computador permite



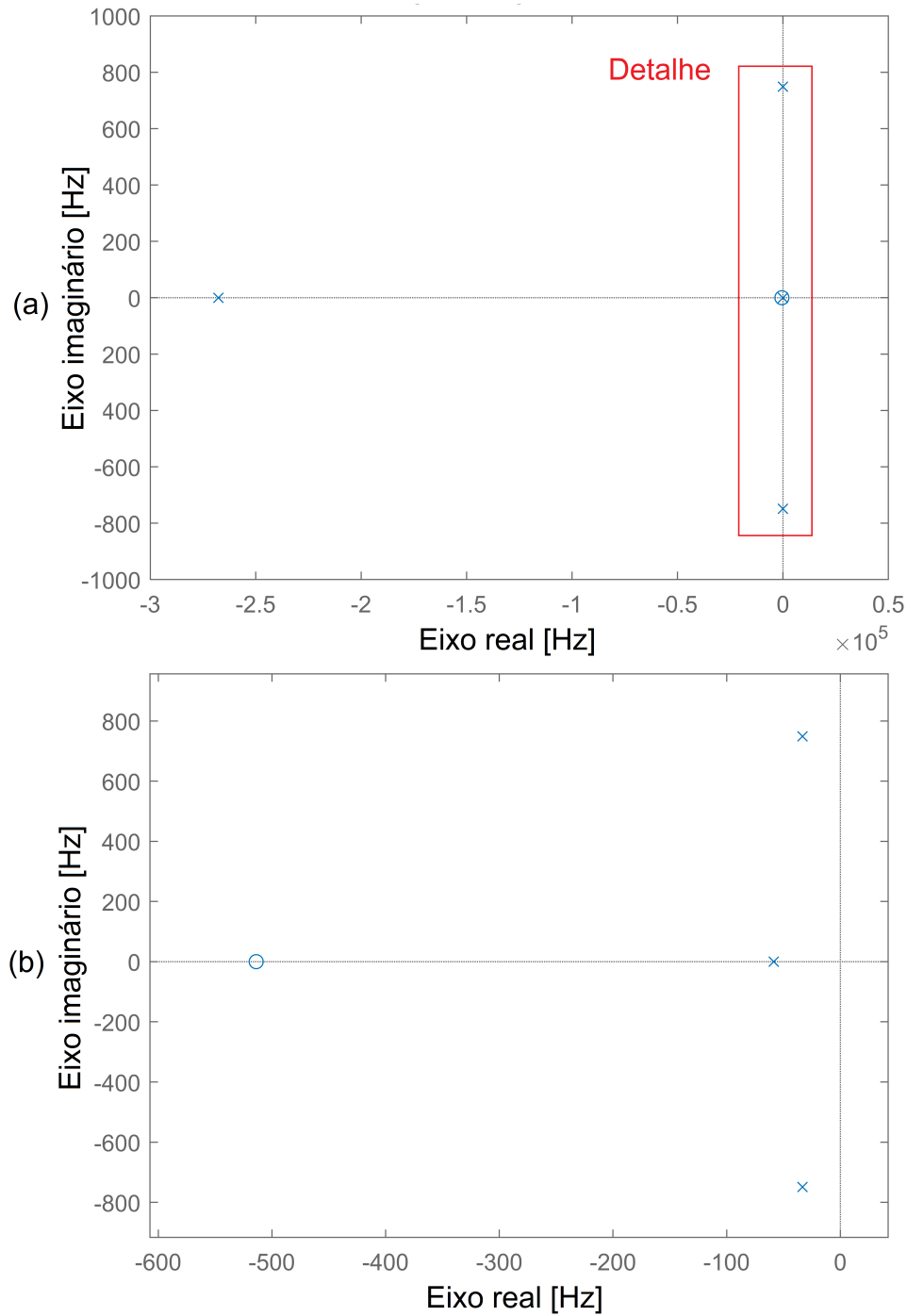


Figura B.1 – (a) Posição dos zeros e polos do sistema em malha fechada pelo método de Ziegler-Nichols; (b) Região de “Detalhe”.

sua implementação de forma facilitada. O pacote computacional *Matlab* possui uma ferramenta própria para essa finalidade, através de uma rotina interna de passo variável adaptativo. As duas rotinas utilizadas foram a *rlocus* e a *rltool*, aplicadas sobre a planta do sistema mecânico da Equação B.39 com as constantes da Tabela B.3.

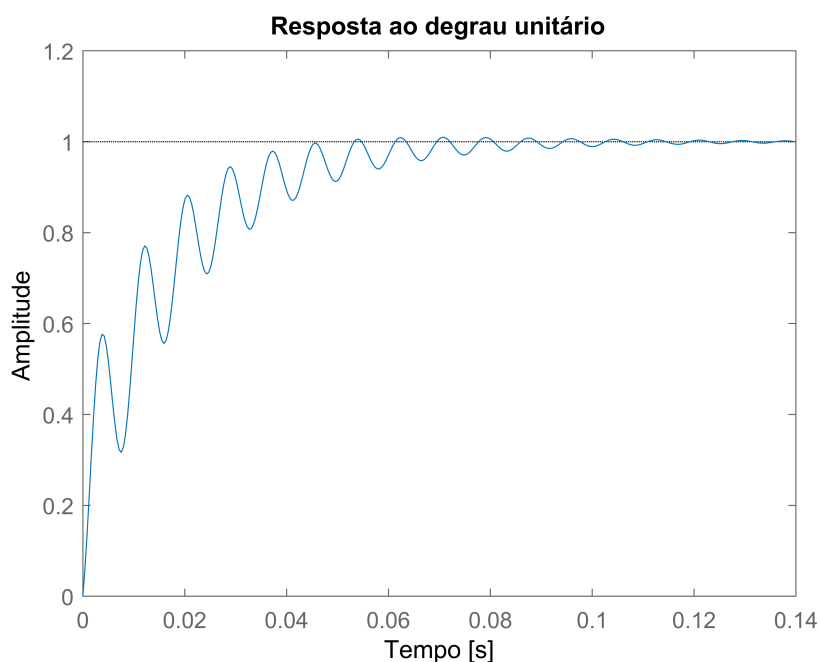


Figura B.2 – Resposta ao degrau unitário do sistema em malha fechada

A Figura B.3 ilustra o que ocorre com os polos do sistema em malha fechada quando se aumenta o ganho proporcional. A Figura B.3(b) corresponde ao campo “Detalhe” da Figura B.3 (a), próximo à origem do eixo imaginário. Ao aumentar o ganho proporcional, os polos que se encontram sobre o eixo das ordenadas se deslocam para o origem e então convergem para o valor de  $-1,34 \times 10^5$ , acompanhados pelo polo mais distante. Ao se encontrarem nesse ponto, os polos voltam a se afastar do eixo das abscissas. O ponto de encontro seria o candidato ideal para eliminar a presença de vibrações e garantir uma rápida convergência do sistema.

Esses ganhos levam os polos na malha fechada para os seguintes valores:  $-2,68 \times 10^5 \text{ Hz}$ ,  $-0,507 + 661,61j \text{ Hz}$ ,  $-0,507 - 661,61j \text{ Hz}$ ,  $-0,0082 \text{ Hz}$ . Todos os polos possuem partes reais negativas, sendo portanto, teoricamente estáveis. Pela semelhança de posição com os polos encontrados pelo segundo método de Ziegler-Nichols, o gráfico da posição dos polos é visualmente idêntico ao da Figura B.1.

É importante destacar que modelos lineares de um sistema não são impactados pela saturação do sinal de controle, como ocorre em um sistema não linear. Dessa forma, além de observar o tempo de convergência e a resposta à função degrau unitário, os limites de saturação dos sinais do controle também são fatores de projeto que devem ser considerados na sintonia dos ganhos. No Capítulo 6, os ganhos da Tabela B.4 são

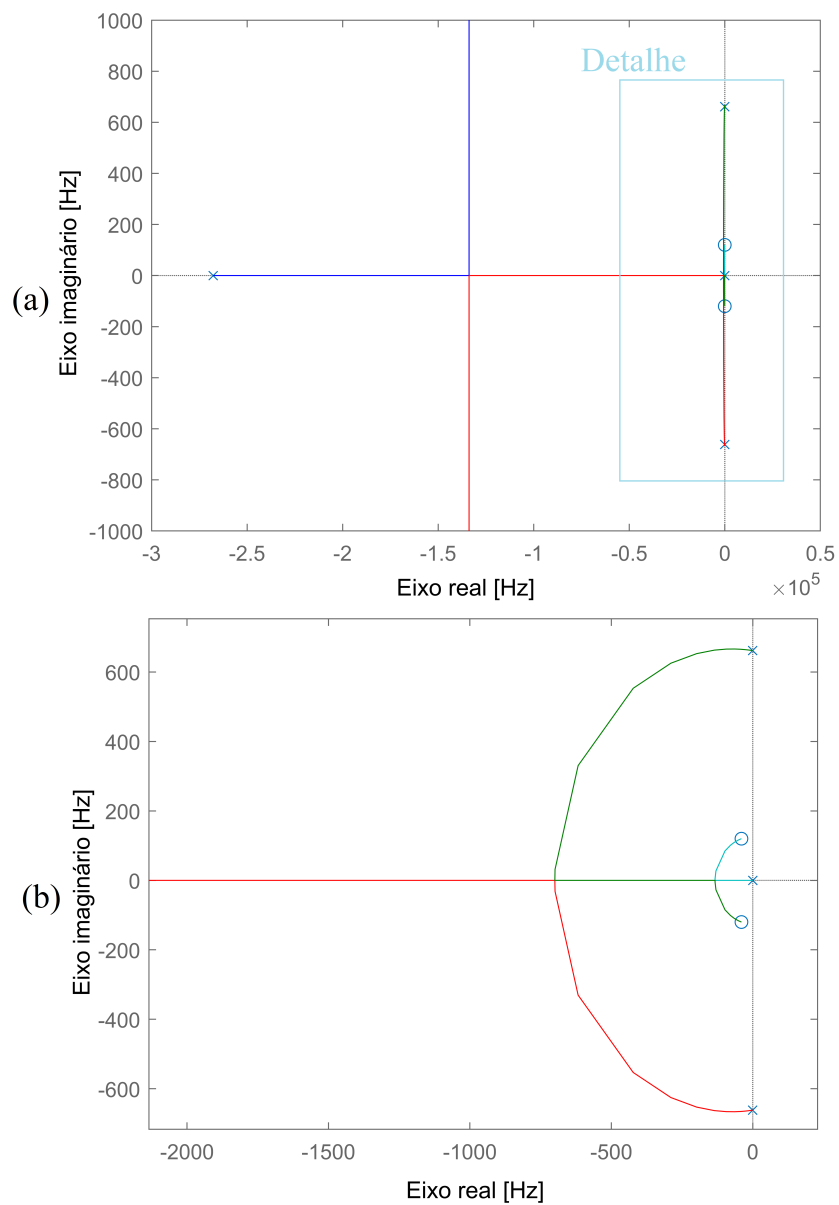


Figura B.3 – Método do local das raízes do sistema em malha fechada

utilizados como valores de partida para os diferentes mecanismos do sistema e adaptados, de acordo com a resposta da planta não linearizada.

Tabela B.4 – Valores para os ganhos para o controlador PID obtidos por processo iterativo

$G_p$	0,8
$G_d$	0,01
$G_i$	160

## APÊNDICE C – Sensores e equipamentos

Para a realização dos experimentos, foram utilizados diversos sensores, como régua potenciométrica para monitorar o deslocamento do atuador; sensor de pressão para monitorar a pressão de suprimento do atuador; encoder rotativo para monitorar a posição angular da junta controlada e célula de carga para medir a força gerada pelo atuador. A seguir, descreve-se esses sensores e se apresenta suas principais características.

### C.1 Célula de carga

Células de carga são dispositivos geralmente fabricados em ligas de alumínio, que, quando estão sob efeito de forças externas, sofrem pequenas deformações. Resistências elétricas variáveis do tipo extensômetros (*strain gauges*) são fixados às peças metálicas e ligados eletronicamente em um arranjo conhecido como Ponte de Wheatstone [Bishop, 2007]. Cada extensômetro possui capacidade resistiva semelhante e, quando há deformação de um destes elementos, sua resistência varia, de modo a gerar uma pequena diferença de potencial elétrico entre os seus terminais, na ordem de milivolts, que é proporcional à deformação aplicada. O arranjo destas conexões elétricas está ilustrado na Figura C.1. Os terminais "Excit(+)" e "Excit(-)", nas cores vermelho e preto, correspondem aos sinais positivos e negativos de alimentação que devem ser ligados à fonte. Os terminais "Sinal (+)" e "Sinal (-)", nas cores verde e branco, são conectados ao amplificador de sinal.

A célula de carga modelo SV-100 da empresa Alfa Instrumentos possui capacidade nominal de carga de 100 kg e uma resolução de  $2 \text{ mV/V}$  e é capaz de operar com uma tensão de alimentação entre 5 a 15 V [Instrumentos, 2021]. Dessa forma, se alimentada com uma tensão elétrica de 10 V, sob carga máxima, a diferença de potencial elétrico medido em seus terminais de saída é de  $2 \text{ mV/V} \times 10 \text{ V} = 20 \text{ mV}$ . As entradas analógica-digitais (ADCH) da placa dSpace são capazes de ler sinais de tensões entre 0 e 10V. Para converter o sinal de intensidade de 20 mV, é necessário um circuito condicionador de sinais. Para tal, optou-se por usar um transistor INA 125P, desenvolvido especificamente para esta finalidade. A Figura C.2 ilustra a planta do circuito condicionador de sinal da célula de carga.

O circuito integrado INA 125p foi utilizado em configuração de ponte com pseudo-terra, onde a diferença de potencial elétrico aplicada na alimentação da célula de carga é

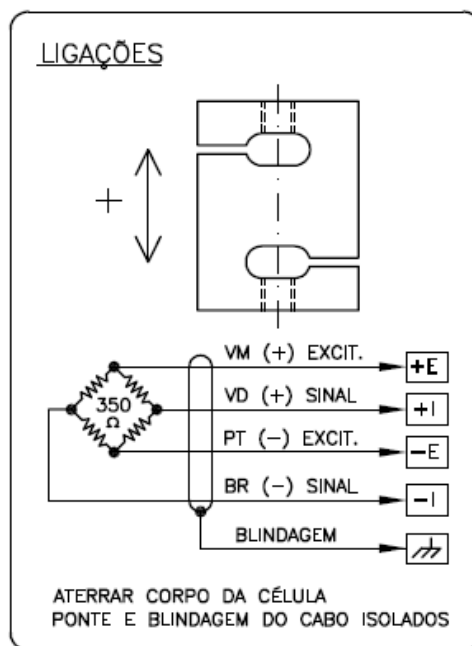


Figura C.1 – Ligações elétricas da célula de carga. [Fonte: fornecido por Alfa Instrumentos]

fornecida pelo próprio INA 125p, cuja referência é fixa e igualada com a fonte de bancada da Festo [Burr-Brown, 2021]. Assim, a tensão de 24 V fornecida pela fonte de bancada é convertida para 10 V. Através do uso de multímetro Minimpa ET-1002 [Minimpa, 2021], foi medida uma corrente de consumo de 0,280 mA por parte da célula de carga. Como o INA 125p só é capaz de fornecer uma corrente de alimentação máxima de 0,125 mA, é necessário o uso de um transistor. O fabricante indica o uso de um transistor do tipo TIP 29-C, mas, por indisponibilidade do mesmo, como alternativa, utilizou-se o modelo TIP 41-C, que possui capacidade semelhante [STMicroelectronics, 2021]. Dessa forma, a corrente de alimentação é fornecida integralmente pelo transistor à célula de carga. O resistor  $RG$  define o ganho de intensidade do diferencial de sinal aplicado nos terminais 6 e 7. Como a placa controladora dSpace é capaz de ler sinais digitais de até 10 V, o ganho desejado do sinal é de 500 vezes. Para tal, segundo [Burr-Brown, 2021], utiliza-se uma resistência de 121  $\Omega$  com precisão de 1 %. O resistor  $RL$ , que conecta a saída  $V_o$  ao terra é fixo e possui valor de 10 k $\Omega$ .

Para calibração, a célula de carga foi instalada em uma viga de aço e carregada progressivamente. O sinal resultante foi capturado diretamente pela placa controladora da *dSpace* e seus valores monitorados por meio do pacote computacional *ControlDesk*. As

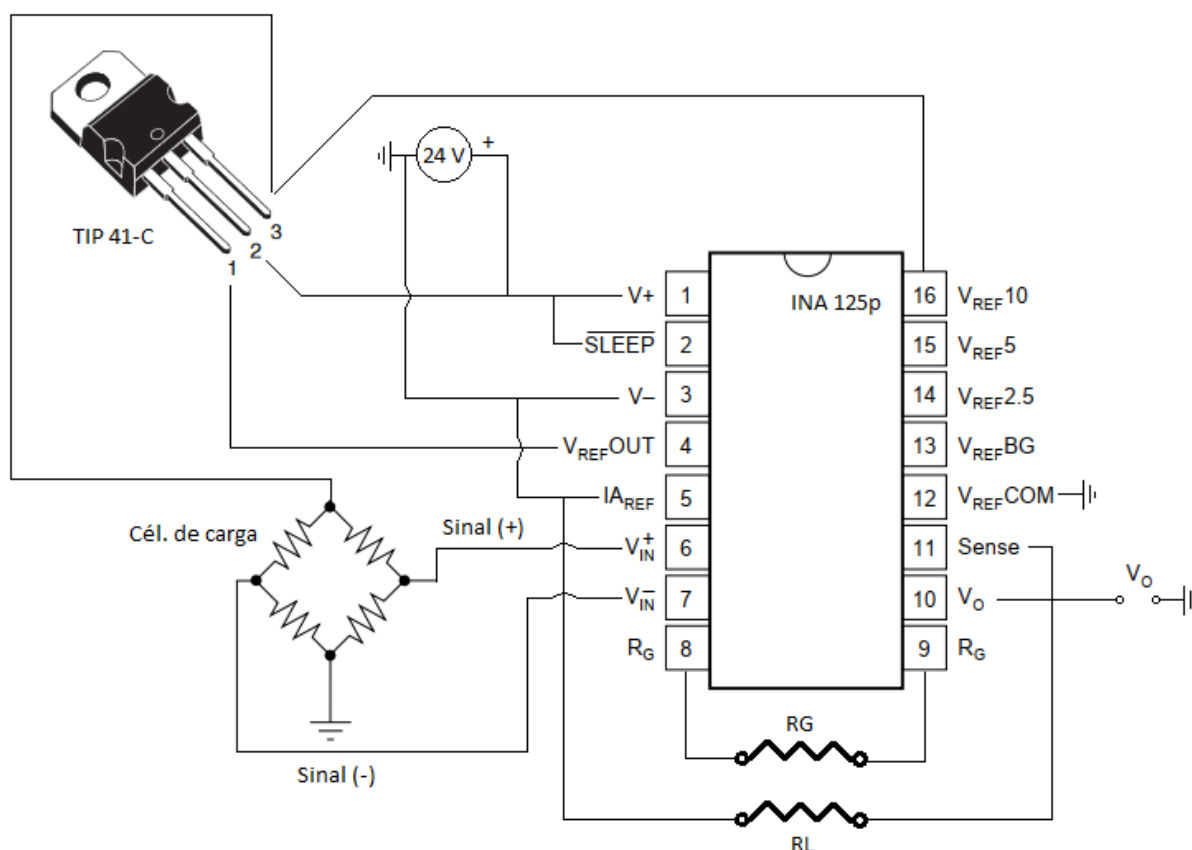


Figura C.2 – Circuito amplificador de sinal da célula de carga. [Adaptado de: [Burr-Brown, 2021] e [STMicroelectronics, 2021].]

massas utilizadas para o carregamento foram medidas utilizando uma balança de precisão. Os resultados das medições podem ser observados na Figura C.3.

Devido a limitações da estrutura mecânica utilizada, a massa máxima utilizada na calibração foi de 23,727 kg. Contudo, como observado na Figura C.3, o comportamento do sensor mostrou-se aproximadamente linear, com exceção da região em torno da origem. A relação entre a força calculada ( $F_{carga}$ ) e a tensão elétrica ( $v$ ) lida pelo sensor foi aproximada pela Equação C.1, utilizando o método de mínimos quadrados.

$$F_{carga}(v) = 109,196734506055v - 1,27162862058384 \quad (C.1)$$

## C.2 Sensor de pressão

Para medir a pressão manométrica suprida para o atuador tipo PAM, foi utilizado um transmissor de pressão manométrica modelo S-10 da fabricante Wika [Wika, 2021].

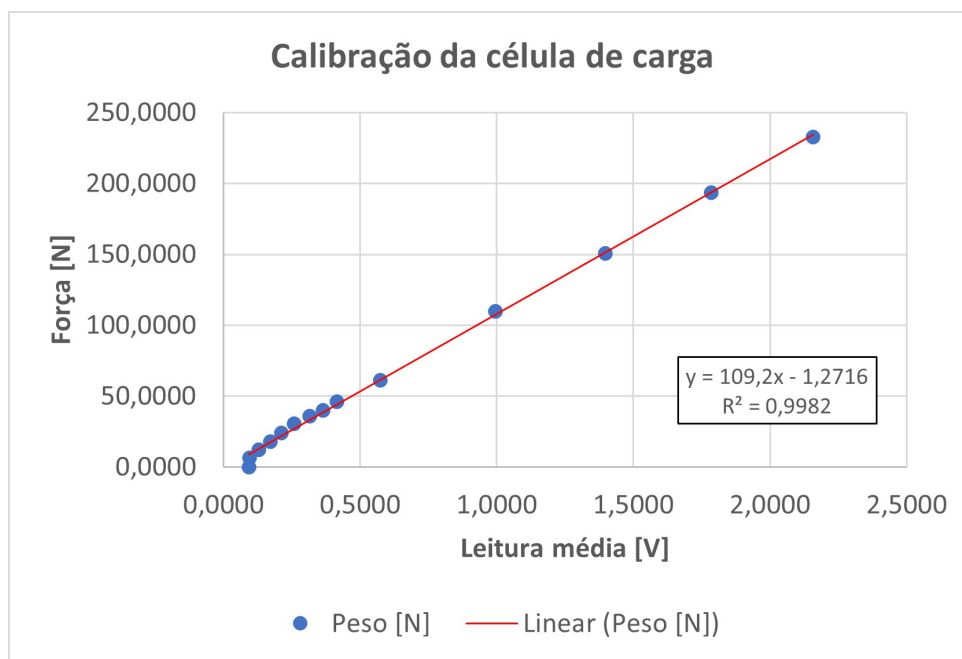


Figura C.3 – Gráfico de calibração da célula de carga

Este sensor ilustrado na Figura C.4 é capaz de medir pressões de até  $10 \times 10^5 Pa$  (10 bar) e necessita de uma fonte de alimentação de tensão de 24 V.



Figura C.4 – Transmissor de pressão Wika modelo S – 10. [Fonte: [Wika, 2021]]

Para calibrar o sensor, o mesmo foi conectado a uma linha de ar comprimido com capacidade máxima de fornecimento de  $8 \times 10^5 Pa$  (8 bar) e a fonte de tensão de bancada de 24 V. O sinal de saída do sensor foi conectado diretamente na placa de controle dSpace e os seus valores lidos através de interface gráfica no pacote computacional *ControlDesk*. A pressão fornecida foi alterada entre a pressão mínima de  $0 \times 10^5 Pa$  e a máxima de  $8 \times 10^5 Pa$ , em intervalos de  $0,2 \times 10^5 Pa$ , resultando em 39 pontos medidos. A regulagem e leitura de pressão fornecida foi executada por meio de um regulador de filtro modelo LFR-D-MINI da fabricante Festo [Festo, 2021c]. A Figura C.5 ilustra os resultados.

Observando os resultados da Figura C.5 fica evidente o comportamento de natu-

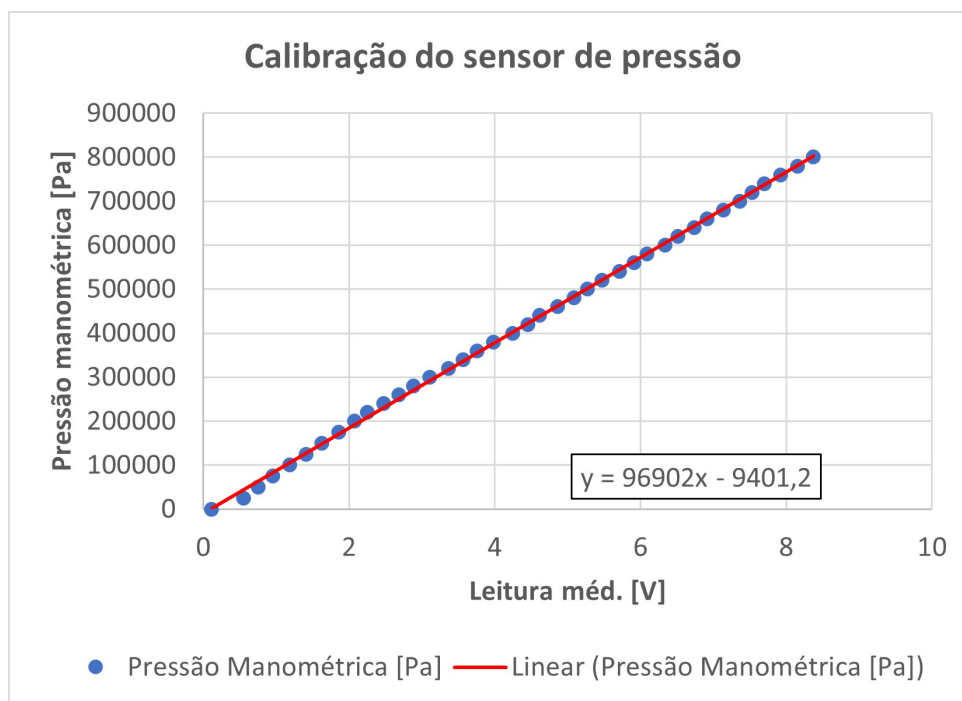


Figura C.5 – Gráfico de calibração do sensor de pressão

reza aproximadamente linear do sensor. Como o sinal de saída do sensor possui valor proporcional máximo de 10 V, o mesmo não precisou ser condicionado para leitura pela porta analógica da dSpace. A equação encontrada de aproximação linear por interpolação dos resultados de pressão  $p(v)$  em Pascal em função do sinal de tensão elétrica  $v$  é explícita na Equação C.2.

$$p(v) = (0,969018022018421v - 0,09401193609617) \times 10^5 \quad (\text{C.2})$$

### C.3 Sensor de posição

Um sensor do tipo régua potenciométrica linear foi escolhido para medir o deslocamento da extremidade do atuador. Foi utilizada uma régua potenciométrica modelo MLO-POT-450-TLF da fabricante Festo [Festo, 2021d]. A Figura C.6 ilustra esse dispositivo.

Este potenciômetro linear possui um curso de 450 mm e pode ser alimentado com uma diferença de potencial elétrico máxima de 42 V, sendo 10 V o recomendado pelo fabricante. Para transformar a tensão fornecida pela fonte de bancada de 24 V para 10 V, foi utilizado um circuito impresso LM 317 acoplado com capacitores em paralelo,



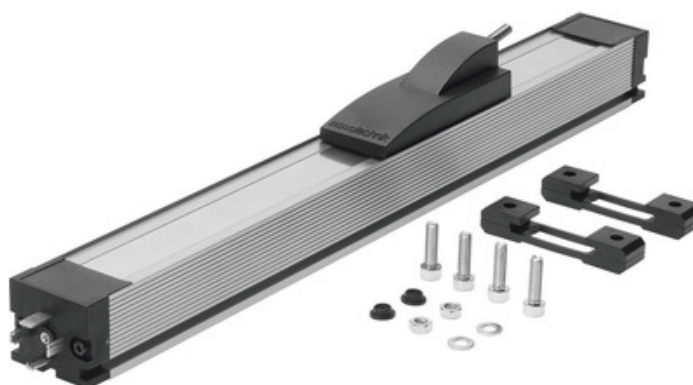


Figura C.6 – Régua potenciométrica modelo MLO-POT-450-TLF. [Fonte: [Festo, 2021d]].

tanto em sua entrada, como em sua saída para filtragem de ruído. O mapa desse circuito está ilustrado na Figura C.7. Os valores utilizados para  $C1$  e  $C2$  foram de  $100\text{ nF}$  e  $1\text{ }\mu\text{F}$ , respectivamente.

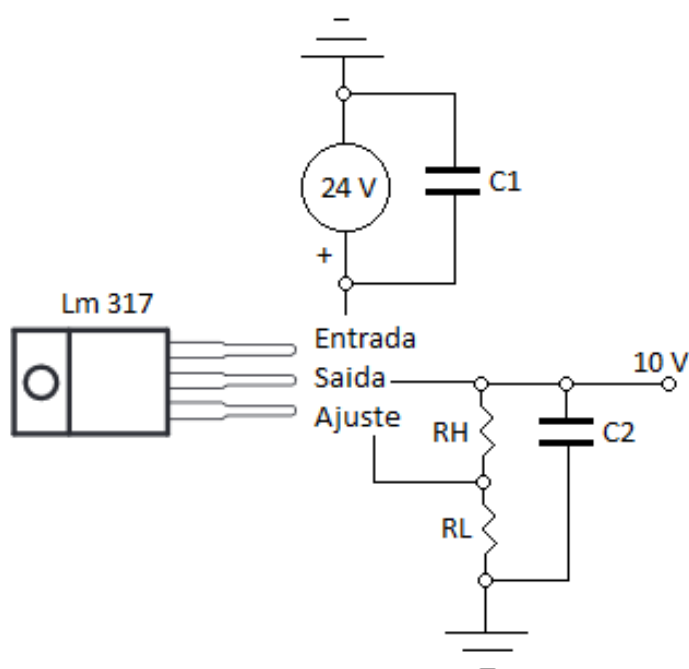


Figura C.7 – Circuito regulador de tensão LM-317. [Adaptado de: [Instrument, 2021]]

#### C.4 Sensor de posição angular

Para a medição das trajetórias de posição angular das juntas do mecanismo, foi utilizado um sensor do tipo encoder incremental, modelo E40S6-5000-3-T-24, da fabricante Autonics [Autonics, 2021] (Figura. C.8).



Figura C.8 – Encoder rotativo incremental E40S6-5000-3-T-24. [Fonte: [Autonics, 2021]]

Esse encoder possui resolução de 5000 pulsos por revolução, com três sinais de saída do tipo *Totem-Pole*, capaz de fornecer informações de posição, sentido de giro e número de voltas. Pode ser alimentado com tensões entre 12 – 24 V e possui saída com sinal proporcional de intensidade mínima de sinal de nível baixo de 0,4 VDC e de nível alto de (*Suprimento* – 3) VDC. Como o sensor foi alimentado com a fonte de bancada de 24 V, os sinais de saída de níveis baixo e alto obtidos foram de 0,4 V e 21 V, respectivamente. A placa dSpace é capaz de ler sinais de encoders através de um conector próprio de 15 pinos (DB15). Os níveis de sinal devem permanecer entre 0 – 0,8 Vcc para o sinal baixo e 2 – 5 Vcc para sinal alto. Para reduzir o diferencial de potencial elétrico dos sinais de saída para permanecerem entre esses limites, foi desenvolvido um circuito impresso para o condicionamento do sinal utilizando *divisores de tensões* para cada uma das saídas. O mapa deste circuito está ilustrado na Figura C.9, conforme sugerido no trabalho de Schlüter, 2018. Os valores das resistências foram recalculados para uma alimentação de 24 V.

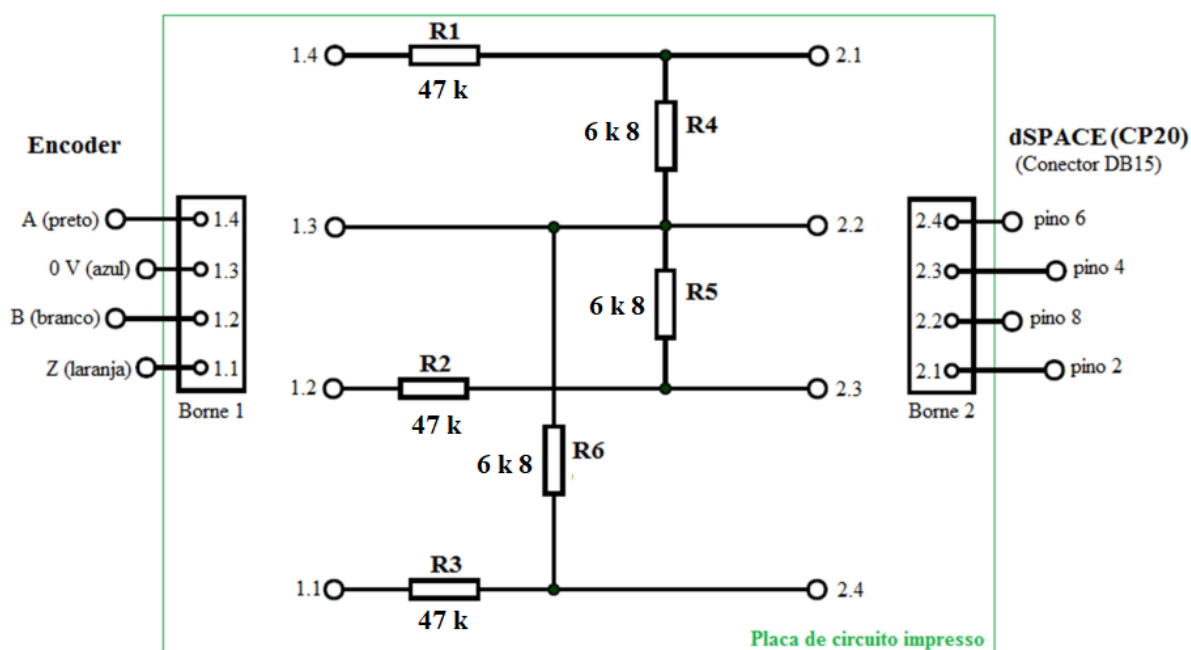


Figura C.9 – Circuito elétrico de condicionamento do encoder E40S6-5000-3-T-24.

[Adaptado de: [Schlüter, 2018]]

### C.5 Condicionador de sinal de entrada na servoválvula

No sistema realimentado, a variável controlada é a diferença de potencial elétrico aplicado no solenóide da haste da servoválvula. A saída Digital-Analógica disponível na placa dSpace produz sinal de intensidade entre  $-10 V_{cc}$  e  $10 V_{cc}$ . Para transformar esse sinal para um intervalo de  $0 V_{cc}$  a  $10 V_{cc}$ , foi utilizado um circuito condicionador de sinais modelo TCA-100 da fabricante Tecnotron [Tecnotron, 2021]. O equipamento suporta uma tensão de alimentação entre  $20 V_{cc}$  a  $28 V_{cc}$ , o que permite a conexão direta com a fonte de bancada de  $24 V_{cc}$ . Além disso, possui isolamento entre entrada, saída e alimentação, fornecendo proteção tripla à placa dSpace. A Figura C.10 ilustra esse componente.

### C.6 Válvula controladora de pressão

Os atuadores do tipo PAM são controlados por uma servoválvula proporcional da fabricante Festo, modelo MPYE-5-1/8-HF-010-B. Esta válvula é de 5 vias e 3 posições, com centro crítico é controlada com sinal de tensão elétrica e trabalha com pressões de até  $10 \times 10^6 Pa$ , sendo alimentada com fontes entre  $17$  a  $30 V_{cc}$ . Esse dispositivo apresenta



Figura C.10 – Conversor e isolador de sinal analógico de instrumentação TCA-100.

[Fonte: [Tecnotron, 2021]]

alta capacidade de vazão mássica (700 l/min). A Figura C.11 ilustra este dispositivo e sua simbologia normatizada.

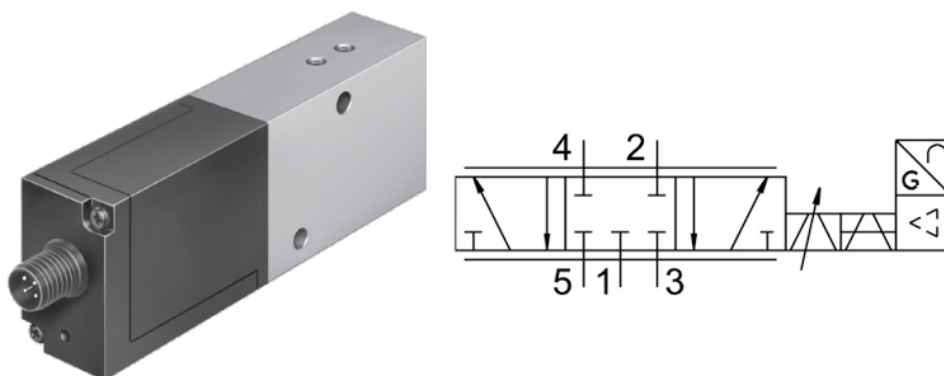


Figura C.11 – Válvula MPYE-5-1/8-HF-010-B. [Adaptado de: [Festo, 2021b]]

Na Figura C.11, a Conexão 1 consiste na entrada de ar comprimido à pressão de suprimento; as conexões 2 e 4 são as saídas de ar para o atuador, podendo controlar sentidos diferentes de enchimento. Já, as conexões 5 e 3 exaurem o ar para a atmosfera. Como o atuador do tipo PAM utiliza somente uma conexão para suprimento e exaustão de ar comprimido, duas conexões da válvula proporcional podem ser bloqueadas. A Figura C.12 mostra esse novo arranjo, segundo simbologia normatizada.

A válvula recebe um sinal analógico de tensão entre 0 a 10 V da placa controladora dSpace e a traduz em um sinal pneumático, regulando a amplitude da vazão mássica fornecida, por meio do bloqueio/liberação do orifício de passagem do ar de acordo com o

posicionamento linear do seu carretel interno. A válvula está totalmente fechada quando a tensão elétrica fornecida é a média dos seus limites (5 V). Esta vazão mássica aumenta proporcionalmente a medida que a tensão elétrica fornecida varia em direção aos seus extremos. A Figura 3.3 ilustra esta relação.

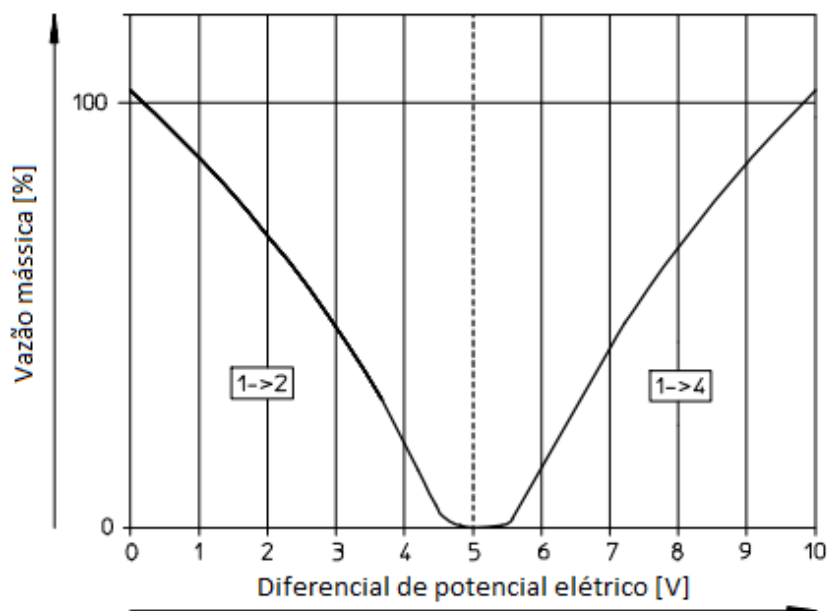


Figura C.12 – Relação tensão elétrica *versus* percentual de vazão mássica. [Adaptado de: [Festo, 2021b]]