

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

ANÁLISE, SIMULAÇÃO E CONTROLE DE UM SISTEMA DE COMPENSAÇÃO DE  
MOVIMENTO UTILIZANDO UM MANIPULADOR PLATAFORMA DE STEWART  
ACIONADO POR ATUADORES HIDRÁULICOS

por

Vítor Tumelero Valente

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Fevereiro de 2016.

ANÁLISE, SIMULAÇÃO E CONTROLE DE UM SISTEMA DE COMPENSAÇÃO DE  
MOVIMENTO UTILIZANDO UM MANIPULADOR PLATAFORMA DE STEWART  
ACIONADO POR ATUADORES HIDRÁULICOS

por

Vítor Tumelero Valente

Dissertação 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

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Aprovada por:

Prof. Dr. Aurélio Tergolina Salton (PUCRS)

Prof. Dr. Flavio José Lorini (PROMEC - UFRGS)

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho (DEMEC - UFRGS)

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja (PROMEC - UFRGS)

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 25 de Fevereiro de 2016.

*Aos meus pais, Alcides e Marlene.  
À minha querida esposa, Amanda.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, aos meus pais, Alcides e Marlene, pelo amor incondicional e por nunca medirem esforços para o apoio e incentivo educacional e pessoal.

Agradeço também, de forma especial, à minha esposa Amanda, pelo apoio, incentivo e compreensão fundamentais durante a execução do trabalho. E pela paciência nas intermináveis horas de simulação.

Ao meu orientador, professor Eduardo André Perondi, pela orientação séria e competente, pelo apoio e confiança durante o desenvolvimento do trabalho. E por sempre acreditar na minha capacidade. Foi um privilégio ter sido seu orientado.

Ao meu grande amigo Rodrigo Manuel Lebrón García, pela amizade e tempo em que trabalhamos juntos no projeto. E pelas contribuições e observações importantes para a dissertação.

Aos amigos e colegas de GPFAI, Anselmo, Rafão e Colômbia, pelo apoio, contribuições, amizade e churrascos.

Ao professor Carlos Arthur Carvalho Sarmanho Junior, pelas valiosas discussões e contribuições antes e depois de cada aula. Aos professores Thiago Berticelli Ló e Ulisses Brisolara Corrêa, pela amizade e companheirismo.

Aos colegas do LAMECC.

Aos professores, colegas e amigos que ajudaram direta e/ou indiretamente para o desenvolvimento deste trabalho.

À CAPES e ao PROMEC, pelo apoio financeiro e infraestrutura disponibilizada.

## RESUMO

O mecanismo Plataforma de Stewart é um manipulador do tipo paralelo, com seis graus de liberdade, boa relação peso/carga e alta rigidez. Tais características conferem a este tipo de manipulador propriedades superiores de precisão em relação aos manipuladores seri-ais. Neste trabalho, o controle de um Manipulador Plataforma de Stewart (MPS) acionado por atuadores hidráulicos é estudado com o objetivo de compensação de movimentos para viabilização de transferência de cargas e pessoas em ambiente naval. Visando ao desenvolvimento de um protótipo experimental, o manipulador é estudado considerando a situação em que se encontra sobreposto a um segundo MPS que tem por objetivo simular o movimento da maré, sendo ambos MPS considerados desacoplados dinamicamente. Neste contexto, o estudo envolve a análise cinemática e dinâmica do manipulador incluindo, também, a dinâmica dos cilindros hidráulicos. Além disso, são estudadas unidades de medição inercial (IMU) utilizando-as como instrumento para medição do movimento da base a ser compensado. O projeto do controlador do sistema de atenuação de movimento faz uso da técnica de Torque Computado (TC). A análise de estabilidade, feita separadamente para o sistema mecânico e hidráulico, baseou-se da teoria de Lyapunov. Simulações realizadas considerando trajetórias similares às do movimento de um navio são utilizadas. Para compensação do movimento são utilizados, também, sinais provenientes de uma IMU. Por meio de simulação, comprova-se que o sistema proposto é capaz de compensar adequadamente os movimentos da base estudados.

Palavras-chave: Plataforma de Stewart, compensação de *heave*, controle por torque computado, unidade de medição inercial.

## ABSTRACT

The Stewart platform mechanism is a parallel manipulator with six degrees of freedom, high load/weight ratio and high stiffness. These properties give them a better accuracy when compared to serial manipulators. This work focuses on study of electrohydraulically Stewart Platform Manipulators (MPS) to enable compensation of vessels motions for load and personnel transfer in sea. Aimed at developing an experimental prototype, a second MPS is placed underneath the first MPS to simulate vessels motions and so both manipulators are considered dynamically decoupled. In this sense, the kinematics and dynamics of this manipulator are presented, as well as a mathematical model of the hydraulic actuator. Furthermore, special attention is given to the study of inertial measurement units (IMU) which is used as an instrument for measuring the motion to be compensated. Controller design for the compensation system is developed considering compute torque theory which consider the system separated in two: mechanical and hydraulic. The Lyapunov criteria is used to guarantee closed loop stability for each subsystem. Simulations are performed considering similar vessel motions. Signals provided from a comercial IMU are used for motion compensation. The control compensation performance is verified by means of computer simulations.

Keywords: Stewart platform, heave compensation, computed torque control, inertial measurement unit.

## ÍNDICE

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1 Motivação .....	2
1.2 Caracterização do Problema .....	4
1.3 Objetivos .....	6
1.3.1 Objetivo geral .....	6
1.3.2 Objetivos específicos .....	7
1.4 Justificativa .....	7
1.5 Metodologia .....	7
1.6 Limitações .....	8
1.7 Organização do trabalho .....	8
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>9</b>
2.1 Manipuladores robóticos .....	9
2.2 Classificação quanto à forma de atuação .....	11
2.3 Classificação quanto à configuração geométrica .....	12
2.4 Manipuladores seriais .....	12
2.5 Manipuladores paralelos .....	12
2.5.1 Definição de manipulador paralelo .....	12
2.5.2 Diferenças entre manipuladores seriais e paralelos .....	13
2.6 Sistemas de compensação de movimento .....	14
2.7 Manipulador tipo Plataforma de Stewart .....	18
2.7.1 Controle de Manipulador Plataforma de Stewart .....	26
2.8 Sistemas de referência em navios .....	29
2.9 Unidade de Medição Inercial .....	30
2.9.1 Sistemas de Navegação Inercial .....	31
2.9.2 Configuração de Sistemas de Navegação Inercial .....	32
2.9.3 Giroscópios .....	33

2.9.4	Acelerômetros .....	34
2.9.5	Técnicas para Redução do Efeito dos Erros em uma IMU .....	34
<b>3</b>	<b>MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM MPS .....</b>	<b>37</b>
3.1	Definições gerais .....	37
3.2	Coordenadas de trabalho .....	41
3.3	Matriz de rotação .....	44
3.4	Análise cinemática .....	45
3.4.1	Cinemática inversa .....	45
3.5	Matriz jacobiana .....	47
3.6	Singularidades .....	51
3.7	Espaço de trabalho .....	52
3.8	Análise Dinâmica .....	55
3.8.1	Formulação de Lagrange .....	55
3.8.2	Transformação para Espaço de Juntas .....	60
<b>4</b>	<b>MODELAGEM MATEMÁTICA DO ATUADOR HIDRÁULICO .....</b>	<b>61</b>
4.1	Descrição do Funcionamento do Atuador Hidráulico .....	63
4.2	Modelagem Matemática do Atuador Hidráulico .....	64
4.2.1	Equação do Acionamento da Servoválvula .....	64
4.2.2	Equação da Vazão nos Orifícios .....	65
4.2.3	Equação da Variação de Pressão no Cilindro .....	67
4.2.4	Equilíbrio Dinâmico do Pistão .....	67
4.3	Implantação do Modelo Não-Linear do Atuador .....	69
4.4	Compensação de Zona Morta .....	71
<b>5</b>	<b>SISTEMA DE CONTROLE PARA COMPENSAÇÃO DE MOVIMENTO COM MPS .....</b>	<b>74</b>
5.1	Modelo Completo do MPS com Atuador Hidráulico para Simulação .....	75
5.2	Lei de Controle .....	77
5.3	Definição dos Ganhos do Controlador .....	81
5.3.1	Subsistema Mecânico .....	82

5.3.2	Subsistema Hidráulico .....	83
<b>6</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>85</b>
6.1	Condições de Simulação e Implantação dos Modelos .....	85
6.2	Implantação do Modelo para Simulação de uma IMU .....	88
6.2.1	Implantação a partir de Blocos de Simulação .....	88
6.2.2	Sistema Comercial para Medição Inercial .....	90
6.3	Definição dos Parâmetros de Simulação .....	91
6.4	Definição das Trajetórias .....	94
6.4.1	Trajétoria Senoidal .....	94
6.4.2	Trajétoria de Navio .....	96
6.4.3	Trajétoria Medida por Meio da IMU Comercial .....	98
6.4.4	Referências para o MPS de Compensação .....	100
6.5	Resultados e Discussões .....	101
6.5.1	Simulação I .....	102
6.5.2	Simulação II .....	107
6.5.3	Simulação III .....	111
6.5.4	Simulação IV .....	114
6.5.5	Simulação V .....	117
6.5.6	Resumo dos Resultados .....	120
6.5.7	Dimensionamento de Potência Hidráulica Por Meio de Simulação .....	121
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>124</b>
7.1	Trabalhos Futuros .....	125
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>127</b>
	<b>APÊNDICE A - Implantação do Modelo para Simulação .....</b>	<b>138</b>
	<b>APÊNDICE B - Propriedades dos Coeficientes da Equação de Modelo Dinâmico .....</b>	<b>144</b>
	<b>APÊNDICE C - Diagramas de Blocos do Modelo Completo .....</b>	<b>147</b>

APÊNDICE D - Movimentos Sequenciais para cada Trajetória.....	154
ANEXO I.....	157
ANEXO II.....	158
ANEXO III.....	159

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Métodos de embarque e desembarque de estruturas marítimas. a) Braço robótico, b) e c) Guindaste. Adaptado de Leading Group, ReflexMarine e Momac. ....	3
Figura 1.2	Métodos de aproximação de embarcações em turbinas eólicas [Salzmann, 2004]. ....	3
Figura 1.3	Esquema de compensação de movimentos da maré em um navio. Adaptado de Zheng et al., 2015 ....	4
Figura 1.4	Esquema a ser executado com ambos os MPS sobrepostos. ....	5
Figura 1.5	Localização da IMU para realização de compensação de movimentos. Adaptado de Salzmann, 2004 ....	6
Figura 2.1	Imagem adaptada do sistema proposto por Graf e Dillmann, 1997. ....	15
Figura 2.2	a) Micromanipulador exposto em estudo de Yang et al., 2013. b) Comparação do micromanipulador com uma moeda de US\$0,25. ....	16
Figura 2.3	Sistema avaliado em Neupert et al., 2008. ....	17
Figura 2.4	Guindaste para movimentação analisado por Chu et al., 2014. ....	18
Figura 2.5	Mecanismo do tipo plataforma de Stewart genérico. ....	19
Figura 2.6	Resumo das áreas de estudo de um MPS. ....	21
Figura 2.7	Resumo das áreas de estudo de um MPS. ....	26
Figura 2.8	Movimentos descritos por uma embarcação. ....	30
Figura 2.9	Visão de sistema de navegação inercial típico. Adaptado de Barrett, 2014. ....	31
Figura 3.1	Estrutura básica do MPS incluindo indicação dos ângulos de rotação. .	38
Figura 3.2	a) Configurações da base fixa e; b) da base móvel. Adaptado de Valente et al., 2015. ....	39
Figura 3.3	Parâmetros de comprimento do atuador. ....	41
Figura 3.4	Representação em espaço de trabalho e espaço de juntas. ....	43

Figura 3.5	Cadeia vetorial para solução da cinemática inversa. ....	46
Figura 3.6	Espaço de trabalho da plataforma reduzida considerando o plano XZ. .	54
Figura 3.7	Espaço de trabalho da plataforma reduzida considerando o plano YZ. .	54
Figura 4.1	Circuito hidráulico padrão e suas divisões [Pereira, 2006]. ....	62
Figura 4.2	Esquema representativo de um atuador hidráulico. Adaptado de Va- lente et al., 2015. ....	63
Figura 4.3	Esquema representativo do equilíbrio dinâmico do pistão. Adaptado de Valente et al., 2015. ....	68
Figura 4.4	Tipos de centro em válvulas direcionais. Adaptado de Pereira, 2006. . .	71
Figura 4.5	Compensação de zona morta. Adaptado de [Valdiero, 2005]. ....	72
Figura 5.1	Funcionamento do sistema de compensação de movimentos da maré em um navio. Adaptado de Salzmann, 2004 ....	74
Figura 5.2	Esquema de controle implantado. ....	78
Figura 6.1	Diagrama de blocos para implantação dos modelos. ....	86
Figura 6.2	Modelo de animação do sistema completo com os dois MPS. ....	87
Figura 6.3	Detalhes da construção mecânica do modelo de simulação. ....	88
Figura 6.4	a) Imagem da IMU comercial utilizado nas simulações. b) Opções de configuração de sensor com base no modelo. Adaptado de SBGSystems, 2015.	91
Figura 6.5	Modelo desenvolvido em ambiente CAD. ....	92
Figura 6.6	Variação dos sinais aplicados à primeira trajetória ao longo do tempo.	94
Figura 6.7	Variação do comprimento das pernas em função do tempo conforme trajetória senoidal aplicada. ....	95
Figura 6.8	Variação de posição e orientação ao longo do tempo. ....	96
Figura 6.9	Variação do sinal de aceleração translacional e rotacional para a tra- jetória. ....	97
Figura 6.10	Trajetória de movimento de um navio expressa em coordenadas de junta.	97
Figura 6.11	Esquema de montagem do experimento para obtenção dos sinais da IMU. ....	98
Figura 6.12	Trajetória proveniente de sensor comercial aplicada ao MPS de Movi- mento. ....	99

Figura 6.13	Trajétória aplicada ao MPS de Movimento em espaço de juntas.....	100
Figura 6.14	Referência de movimento para o MPS de Compensação de <i>heave</i> .....	101
Figura 6.15	Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço cartesiano.....	103
Figura 6.16	Erro em coordenadas Cartesianas para a trajetória senoidal quando sem compensação de movimento.....	103
Figura 6.17	Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço de juntas. ....	104
Figura 6.18	Forças hidráulicas exercidas pelos atuadores para a trajetória senoidal.	105
Figura 6.19	Tensões de controle aplicadas em cada uma das válvulas e a indicação da zona morta. ....	105
Figura 6.20	Trajétória desejada e trajetória executada os movimentos de <i>surge</i> e <i>roll</i> . ....	106
Figura 6.21	Trajétória desejada e trajetória executada os movimentos de <i>sway</i> e <i>pitch</i> .....	106
Figura 6.22	Trajétória desejada e trajetória executada os movimentos de <i>heave</i> e <i>yaw</i> .....	107
Figura 6.23	Erros de seguimento de trajetória no espaço cartesiano.....	108
Figura 6.24	Erros de seguimento de trajetória no espaço de juntas. ....	108
Figura 6.25	Forças hidráulicas exercidas pelos atuadores para compensação do mo- vimento.....	109
Figura 6.26	Tensões de controle aplicadas em cada uma das válvulas e a indicação da zona morta. ....	110
Figura 6.27	Trajétória desejada e trajetória executada os movimentos de <i>surge</i> e <i>roll</i> . ....	110
Figura 6.28	Trajétória desejada e trajetória executada os movimentos de <i>sway</i> e <i>pitch</i> .....	111
Figura 6.29	Trajétória desejada e trajetória executada os movimentos de <i>heave</i> e <i>yaw</i> .....	111
Figura 6.30	Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço cartesiano.....	112
Figura 6.31	Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço de juntas. ....	113
Figura 6.32	Forças hidráulicas exercidas pelos atuadores para compensação da tra- jetória senoidal através do sinal de acelerações e velocidade. ....	113

Figura 6.33	Sinais de tensão de controle aplicados às válvulas hidráulica. ....	114
Figura 6.34	Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço cartesiano.....	115
Figura 6.35	Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço de juntas. ....	115
Figura 6.36	Forças hidráulicas exercidas pelos atuadores para compensação da tra- jetória senoidal através do sinal de acelerações e velocidade. ....	116
Figura 6.37	Sinais de tensão de controle aplicados às válvulas hidráulica. ....	116
Figura 6.38	Erros de seguimento da trajetória da IMU no espaço cartesiano.....	117
Figura 6.39	Erros de seguimento da trajetória da IMU no espaço de juntas.....	118
Figura 6.40	Forças hidráulicas para trajetória proveniente do IMU comercial. ....	119
Figura 6.41	Sinais de tensão de controle aplicados às valvulas hidráulica. ....	119
Figura 6.42	Trajetórias do pistão pneumático e da IMU. ....	120
Figura 6.43	Estimativa de potência hidráulica necessária desconsiderando perdas para trajetória senoidal. ....	123
Figura 6.44	Estimativa de potência hidráulica necessária desconsiderando perdas para trajetória de navio. ....	123
Figura A.1	Quatro vistas do modelo de um MPS em simulação.....	139
Figura A.2	Visão geral do modelo implantado em Matlab Simulink <sup>®</sup> . ....	140
Figura A.3	Visão interna dos blocos 3 e 4. ....	141
Figura A.4	Visão interna do bloco “Acoplamento com base”. ....	141
Figura A.5	Estrutura interna dos blocos de número 5.....	142
Figura A.6	Estrutura das pernas. a) Estrutura interna da “Perna Superior”. b) Estrutura da “Perna Inferior”.....	143
Figura C.1	Detalhes internos ao bloco número 1. ....	148
Figura C.2	Detalhes internos aos blocos 2 e 3.....	149
Figura C.3	Detalhes internos ao bloco 4.....	150
Figura C.4	Bloco que transforma as acelerações lineares e velocidades angulares em referências para o MPS de Compensação.....	151
Figura C.5	Esquema de implantação da primeira parte das equações referentes ao cálculo das vazões A e B.....	152
Figura C.6	Esquema de implantação da segunda parte das equações referentes à dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro. ....	153

Figura D.1	Trajetoária senoidal e resposta do sistema de compensação em frames. .	154
Figura D.2	Trajetoária de navio e resposta do sistema de compensação em frames..	155
Figura D.3	Trajetoária da IMU e resposta do sistema de compensação em frames. .	156
Figura E.1	Informaoes da IMU comercial [SBGSystems, 2015].....	157
Figura F.1	Tela de configuração do sensor inercial inicialmente utilizado na simulação. ....	158
Figura F.2	Exemplo de seleção de sinais de sada do sensor. ....	158

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Parâmetros do critério de Kutzbach ou Grübler para um MPS do tipo SPS. ....	20
Tabela 2.2	Parâmetros do critério de Kutzbach ou Grübler para um MPS do tipo UPS. ....	20
Tabela 3.1	Parâmetros geométricos utilizados nos manipuladores. ....	42
Tabela 4.1	Parâmetros da servoválvula e cilindro hidráulicos. ....	70
Tabela 4.2	Valores numéricos utilizados para compensação de zona morta. ....	73
Tabela 6.1	Parâmetros inerciais do MPS de Movimento. ....	92
Tabela 6.2	Parâmetros inerciais do MPS de Compensação. ....	93
Tabela 6.3	Parâmetros do controlador utilizados nas simulações. ....	93
Tabela 6.4	Parâmetros numéricos da primeira trajetória. ....	95
Tabela 6.5	Simulações executadas. ....	102
Tabela 6.6	Resumo dos resultados das simulações para erros de translação, rotação e no espaço de juntas. ....	121
Tabela 6.7	Resumo dos resultados das simulações das forças hidráulicas e tensão de controle. ....	121

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área útil do embolo	[m <sup>2</sup> ]
$B$	Coefficiente de atrito viscoso	[Ns/m]
$\mathbf{B}_i$	Vetor de pontos de apoio na base fixa	
$\mathbf{C}$	Vetor de posição do centro de massa da base móvel	[m]
$C_d$	Coefficiente de descarga	
$e$	Vetor de erros	[m] e [rad]
$F_H$	Força hidráulica	[N]
$F_{fr}$	Força de atrito no atuador	[N]
$F_L$	Força de carga/externa	[N]
$F_G$	Força devido à ação da gravidade no embolo do atuador	[N]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$G_A(\cdot)$	Função da pressão da câmara A	
$G_B(\cdot)$	Função da pressão da câmara B	
$\mathbf{G}/\bar{\mathbf{G}}$	Vetor de efeitos gravitacionais no espaço de trabalho / no espaço de juntas	[N]
$\hat{h}$	Parcela da dinâmica do atuador que independe da tensão de controle	[N/(s)]
$I_x$	Momento de Inércia em relação ao eixo x	[kg.m <sup>2</sup> ]
$I_y$	Momento de Inércia em relação ao eixo y	[kg.m <sup>2</sup> ]
$I_z$	Momento de Inércia em relação ao eixo z	[kg.m <sup>2</sup> ]
$I_m$	Matriz de inercia da plataforma móvel	[kg.m <sup>2</sup> ]
$\mathbf{J}$	Matriz Jacobiana	
$\mathbf{K}_a$	Matriz dos ganhos do controlador	
$\mathbf{K}_d$	Matriz dos ganhos do controlador	
$\mathbf{K}_t$	Matriz dos ganhos do controlador	
$K_v$	Coefficiente de vazão	[(m <sup>3</sup> /s)/(Pa) <sup>1/2</sup> ]

$K_{vA}$	Coeficiente de vazão parcial na via A da válvula	$[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$
$K_{vB}$	Coeficiente de vazão parcial na via B da válvula	$[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$
$\mathbf{L}$	Vetor de comprimento dos atuadores	[m]
$l_{min}$	Comprimento mínimo do atuador	[m]
$l_{max}$	Comprimento máximo do atuador	[m]
$l_{util}$	Comprimento útil do atuador	[m]
$l_{morto}$	Comprimento morto do atuador	[m]
$L_i$	Comprimento total do atuador $i$	[m]
$L_{0i}$	Comprimento nominal do atuador $i$	[m]
$m$	Massa da plataforma móvel	[kg]
$md$	Inclinação direita da zona morta	[V]
$me$	Inclinação esquerda da zona morta	[V]
$\mathbf{M}_h$	Matriz de massas dos pistões	[kg]
$\mathbf{M}/\bar{\mathbf{M}}$	Matriz Inercial do manipulador no espaço de trabalho/ no espaço de juntas	
$n$	Número de graus de liberdade do mecanismo	
$O_t$	Sistema de referência da base móvel	
$O_b$	Sistema de referência da base fixa	
$\mathbf{P}_i$	Vetor de pontos de apoio na base móvel	
$\mathbf{P}'_i$	Vetor de pontos de apoio na base móvel projetados no sistema de referência inercial	
$\mathbf{P}_{iB}$	Vetor de pontos de apoio na base móvel a partir do sis- tema de referência inercial	
$p_S$	Pressão de suprimento	[Pa]
$p_R$	Pressão de retorno	[Pa]
$p_A$	Pressão dentro da câmara A	[Pa]
$p_B$	Pressão dentro da câmara B	[Pa]
$\mathbf{P}_A$	Vetor de pressões dentro da câmara A das 6 pernas	[Pa]
$\mathbf{P}_B$	Vetor de pressões dentro da câmara B das 6 pernas	[Pa]

$Q_A$	Vazão na direção da câmara A	$[m^3/s]$
$Q_B$	Vazão na direção da câmara B	$[m^3/s]$
$\mathbf{q}$	Vetor de posição das juntas	$[m]$
$\mathbf{q}_d$	Vetor de posição desejada das juntas	$[m]$
$r_{plat}$	Raio da base móvel	$[m]$
$r_{base}$	Raio da base fixa	$[m]$
$\mathbf{R}_{x,\alpha}$	Matriz de rotação em relação ao eixo x	
$\mathbf{R}_{y,\beta}$	Matriz de rotação em relação ao eixo y	
$\mathbf{R}_{z,\gamma}$	Matriz de rotação em relação ao eixo z	
$\mathbf{R}(\theta)$	Matriz de transformação	
$S_p$	Metade da distância de separação entre apoios na base móvel	$[m]$
$S_b$	Metade da distância de separação entre apoios na base fixa	$[rad]$
$\mathbf{S}_i$	Vetor na direção da <i>perna i</i> da plataforma	
$T$	Energia cinética	$[J]$
$t$	Tempo	$[s]$
$U$	Energia potencial	$[J]$
$\hat{u}$	Parcela da dinâmica do atuador que depende da tensão de controle	$[N/(s.V)]$
$u_d$	Tensão de controle ideal (tensão não compensada)	$[V]$
$u_{czm}$	Tensão com compensação de zona morta	$[V]$
$u_v$	Tensão de controle	$[V]$
$U_{cn}$	Tensão nominal da válvula	$[m/V]$
$\mathbf{v}_{pi}$	Velocidade das juntas entre atuadores e base móvel	$[m/s]$
$\mathbf{V}/\bar{\mathbf{V}}$	Matriz de Coriolis do manipulador no espaço de trabalho/ no espaço de juntas	
$V_A$	Volume da câmara A	$[m^3]$
$V_B$	Volume da câmara B	$[m^3]$
$V_{A0}$	Volume inicial da câmara A	$[m^3]$

$V_{B0}$	Volume inicial da câmara B	[m <sup>3</sup> ]
$\mathbf{X}$	Vetor de configuração no espaço Cartesiano	[m] e [rad]
$x$	Deslocamento de avanço (Surge)	[m]
$x_v$	Deslocamento do carretel da válvula	[m]
$y$	Deslocamento de deriva (Sway)	[m]
$y_v$	Posição do êmbolo em relação ao ponto médio do cilindro	[m]
$z$	Deslocamento de afundamento (Heave)	[m]
$zmd$	Limite direito da zona morta	[V]
$zme$	Limite esquerdo da zona morta	[V]
$\dot{()}$	Primeira derivada em relação ao tempo	
$\ddot{()}$	Segunda derivada em relação ao tempo	
$\alpha$	Ângulo de rolamento (Roll)	[rad]
$\beta$	Ângulo de arfagem (Pitch)	[rad]
$\beta_c$	Módulo de compressibilidade efetivo	[N/m <sup>2</sup> ]
$\gamma$	Ângulo de guinada (Yaw)	[rad]
$\xi_v$	Razão de amortecimento da válvula	
$\lambda_i$	Ângulo para cada ponto de apoio $i$	[rad]
$\rho$	Massa específica do óleo	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta_p$	Metade do ângulo de separação entre apoios na base móvel	[rad]
$\theta_b$	Metade do ângulo de separação entre apoios na base fixa	[rad]
$\tau$	Vetor de forças dos atuadores	[N]
$\tilde{\tau}$	Vetor de erro de forças dos atuadores	[N]
$\tau_d$	Vetor de forças da Lei de controle	[N]
$\omega$	Velocidade angular da plataforma	[rad/s]
$\omega_v$	Frequência natural da válvula	[rad/s]
$\Lambda$	Matriz de ganho do controlador	
$\Upsilon$	Função candidata de Lyapunov	

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CAD	Desenho Assistido por Computador
CM	Centro de massa
GDL	Grau(s) de Liberdade
GPS	Sistema de Posicionamento Global ( <i>Global Position System</i> )
IMU	Unidade de Medição Inercial ( <i>Inertial Measurement Unit</i> )
LAMECC	Laboratório de Mecatrônica e Controle
MPS	Manipulador Plataforma de Stewart
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## 1. INTRODUÇÃO

A necessidade de execução de tarefas com maior rapidez mantendo a repetitividade e precisão tem crescido no meio industrial. Neste contexto, se encaixa o uso de manipuladores robóticos, os quais proporcionam a execução acelerada e acompanhando a realidade da internacionalização da produção [Romano, 2002]. Dentre os manipuladores robóticos, destacam-se os de cadeia cinemática aberta, chamados seriais, normalmente com grandes volumes de trabalho e baixa capacidade de movimentação de carga. De amplo uso na indústria, este tipo de manipulador vem sendo aplicado em diversas tarefas, tais como a pintura, os processos de soldagem e usinagem, a montagem, o empacotamento, entre outros. E essa baixa capacidade de carga, por vezes, se torna um limitante em muitos outros processos.

Também, como forma de alcançar processos que demandam maior capacidade de carga, além de proporcionar um posicionamento acurado, os manipuladores robóticos de cadeia fechada vêm tomando espaço em diversos processos no ambiente industrial. Neste contexto se insere o Manipulador Plataforma de Stewart (MPS), um mecanismo composto de duas bases, uma fixa e outra móvel, conectadas por seis atuadores lineares, os quais, através do seu comprimento variável, proporcionam seis graus de liberdade na sua base móvel. Quando associados a atuadores hidráulicos, por exemplo, conferem ao manipulador uma alta relação de peso/potência, rigidez elevada e respostas rápidas de posicionamento [Merrit, 1967]. Outra vantagem dos manipuladores paralelos se dá em relação à sua insensibilidade quanto à escala. A mesma estrutura pode ser usada tanto para robôs de grande porte quanto para robôs que realizam microtarefas [Merlet, 2006].

Estas características levaram o MPS, ao longo dos anos, a ser usado principalmente em simuladores de movimento [Stewart, 1965; Dasgupta e Mruthyunjaya, 2000]. As complicações associadas a este tipo de mecanismos quando acionado por energia hidráulica, dizem respeito principalmente ao sistema de controle empregado. Os modelos matemáticos simplificados utilizados para representar sistemas hidráulicos não conferem uma boa resposta em posição. Assim, de forma a se obter a resposta desejada, é necessário incluir a não-linearidades no modelo, as quais dificultam o projeto do sistema de controle [Cunha, 2001].

Uma estratégia muito utilizada para contornar o problema do projeto do sistema de controle de um manipulador paralelo atuado por energia hidráulica foi tratado em Slotine e

Li, 1987. A técnica chamada de controle por Torque Computado faz uso da divisão teórica do sistema a ser controlado em duas partes: um modelo mecânico e um modelo hidráulico. Dentre outras vantagens, esta técnica é exitosa na obtenção da resposta em posição além de facilitar a prova da estabilidade por meio da teoria de Lyapunov [Cunha, 2001].

Posicionando em um convés de navio um conjunto composto por um manipulador paralelo e por uma fonte de potência hidráulica e com o auxílio de um sistema de medição inercial, pode-se obter um robô que auxilie tanto no transporte de pessoas, quanto de cargas, em meio marítimo quando as condições ambientais não favoreçam tais atividades. Utilizando a idéia de simulador de movimento, neste trabalho propõe-se o estudo de um Manipulador Plataforma de Stewart com atuadores hidráulicos com o intuito de compensar o movimento relativo entre duas estruturas em meio marítimo. Para tanto, é feita a modelagem de tal manipulador tendo como base outros trabalhos no âmbito do projeto no qual ele está inserido, acrescentando o estudo de unidades inerciais. Posteriormente, através do uso de simulações do modelo físico, o sistema será validado com trajetórias de referência provenientes de ensaios experimentais realizados com tais sensores.

## 1.1 Motivação

O desenvolvimento deste trabalho é realizado no contexto de um projeto de pesquisa do Laboratório de Mecatrônica e Controle - LAMECC, integrante do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, o qual consiste do desenvolvimento de um mecanismo para transferência de pessoal e carga em alto mar, entre navios e estruturas, quando as condições tanto de clima quanto do próprio mar não são as ideais.

Os métodos atuais de transporte de cargas e pessoas entre estruturas em alto mar requerem, normalmente, perícia de um operador, além de oferecer capacidade limitada sob condições adversas. Chu et al., 2014, por exemplo, citam que o ambiente de trabalho marítimo necessita de equipamentos com baixa sensibilidade a movimentos da base. Guindastes, por exemplo, estão normalmente presos aos navios, os quais, por sua vez, sofrem influência direta da movimentação da maré.

A Figura 1.1 ilustra algumas técnicas utilizadas atualmente para embarque e desembarque de pessoas em estruturas marítimas.



Figura 1.1 – Métodos de embarque e desembarque de estruturas marítimas. a) Braço robótico, b) e c) Guindaste. Adaptado de Leading Group, ReflexMarine e Momac.

Especificamente para embarque e desembarque em turbinas eólicas em alto mar, Salzmänn, 2004, cita que os dois principais meios de acesso são através de helicópteros e navios. Os transportes por meio aéreo normalmente são mais velozes, mas possuem uma capacidade muito limitada de carga e pessoas, além de estarem sujeitos às condições do clima. O meio marítimo, por sua vez, fornece flexibilidade maior na quantidade de carga transportada até a turbina, mas seu modo de aproximação é sujeito às condições do mar, e consequentemente, pode ser mais perigoso.

Ainda em se tratando de turbinas eólicas, Odams, 2012, descreve que uma das formas de aproximação de estruturas marítimas mais utilizada consiste no contato direto entre a proa do navio e a estrutura em si. Esta forma também é mencionada por Salzmänn, 2004, e pode ser visto na Figura 1.2 que mostra este movimento de aproximação.

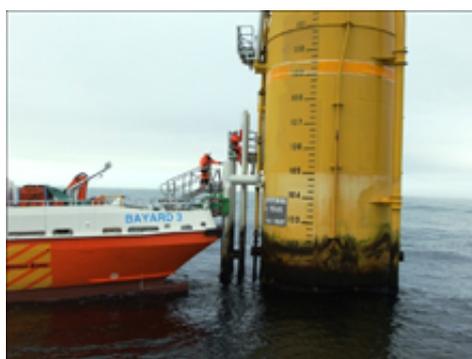


Figura 1.2 – Métodos de aproximação de embarcações em turbinas eólicas [Salzmänn, 2004].

Com base nas soluções atuais para o embarque e desembarque de pessoas, e para o transporte de equipamento e mantimentos entre navios e estruturas marítimas, a necessidade

de evolução no processo fica evidenciada. Nesse contexto, o projeto no qual este trabalho se insere tem por objetivo o desenvolvimento de um sistema automático para transferência de cargas e pessoas. A proposta visa a implantação de um MPS com atuação hidráulica sobre o convés de um navio, de forma a proporcionar um acoplamento com um mínimo de movimentação relativa entre as partes, reduzindo o risco de acidentes, sem depender da interferência humana no processo. O MPS consiste em um robô de cadeia fechada cujo comprimento de cada um dos elos é independente e utilizado para obtenção de um posicionamento e orientação do efetuador de acordo com a necessidade de cada aplicação.

## 1.2 Caracterização do Problema

Para a caracterização do problema, a Figura 1.3 mostra um esquema da aplicação final do MPS de compensação de movimentos da maré em um navio. A plataforma é montada sobre o convés do navio e tem seus atuadores controlados por sinais provenientes de um computador que, por sua vez, calcula os valores dos sinais de controle a serem aplicados a partir de sinais provindos de sensores de posição e pressão e da unidade de medição inercial (IMU). Junto à estrutura do mecanismo é colocada, ainda, uma unidade de potência hidráulica, a qual fornece a pressão hidráulica necessária para a operação dos atuadores.

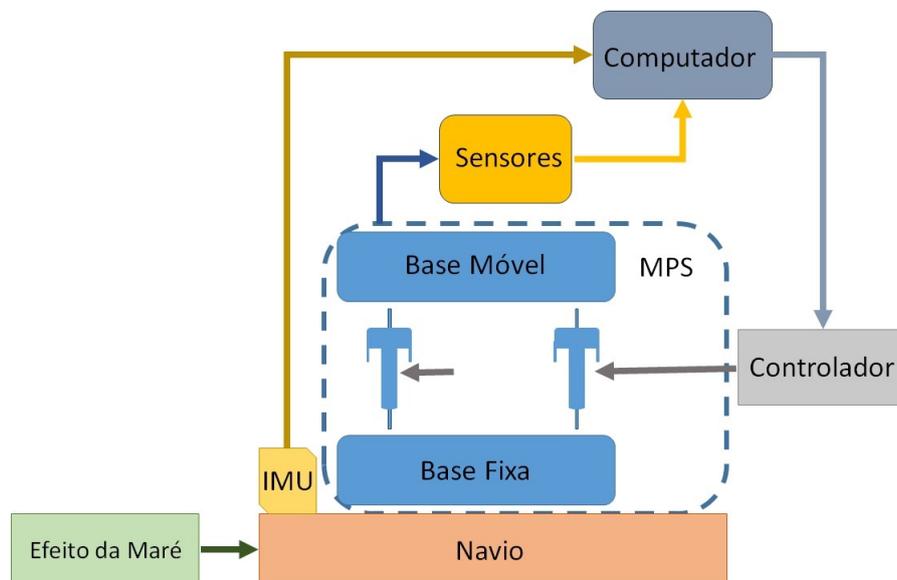


Figura 1.3 – Esquema de compensação de movimentos da maré em um navio. Adaptado de Zheng et al., 2015

Assim, o projeto de pesquisa consiste na prototipação de dois MPS, um sobreposto ao outro, sendo que o MPS inferior emula o movimento da maré e o superior compensa esse movimento. A Figura 1.4 apresenta este conceito esquematicamente. A grande vantagem da utilização de dois manipuladores sobrepostos reside no fato de se evitar a necessidade de testes em campo (ou seja, no mar), uma vez que a plataforma inferior é capaz de emular movimentos semelhantes aos que seriam encontrados no ambiente. É importante destacar que as plataformas são consideradas desacopladas pois, como será visto mais adiante, a prova de estabilidade para o conjunto faz parte das propostas de trabalhos futuros, porém essa hipótese de desacoplamento pode vir a ocasionar dificuldades no uso do protótipo. Contudo em uma situação operacional, como a dinâmica do navio é muito mais lenta (pois possui uma inércia muito maior), considera-se adequado adotar tal consideração.

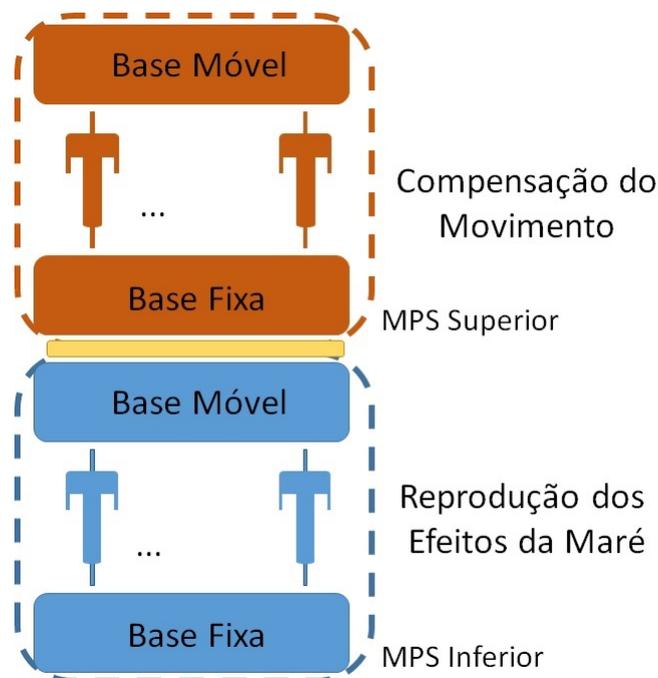


Figura 1.4 – Esquema a ser executado com ambos os MPS sobrepostos.

É importante salientar ainda que o presente trabalho foi desenvolvido conjuntamente e concomitantemente ao estudo apresentado por García, 2015, onde foi desenvolvida uma estratégia de controle com o objetivo de fazer um MPS, com atuadores hidráulicos, seguir uma trajetória pré-definida. Portanto, alguns pontos abordados neste trabalho também estão presentes no estudo paralelo já citado. No presente trabalho, é aplicada a estratégia de

controle proposta por García, 2015, em um sistema, conforme já comentado, que considera dois manipuladores sobrepostos, considerando ainda que o manipulador superior tem o sinal de movimento da base provindo de um modelo de uma unidade inercial. Dessa forma, foi desenvolvido um modelo (dinâmica direta do manipulador) específico, adequado à análise proposta, além de considerar nas simulações numéricas, os dois MPS sobrepostos.

A unidade de medição inercial é considerada conforme a Figura 1.5. A localização na base do navio (ou no caso dos MPS sobrepostos, na base do MPS superior) é escolhida de forma a se obter a melhor relação sinal-ruído para as grandezas de interesse. Caso o sensor inercial seja colocado sobre a base móvel do MPS de Compensação, o que inicialmente pode parecer uma escolha adequada, o sinal teria uma amplitude pequena o que pode prejudicar a sua utilização por conta dos ruídos inerentes aos sinais reais medidos. Isso se deve ao fato de que, quando em funcionamento adequado, a base móvel do MPS superior (e também no caso real) teria amplitudes de movimento muito pequenas.

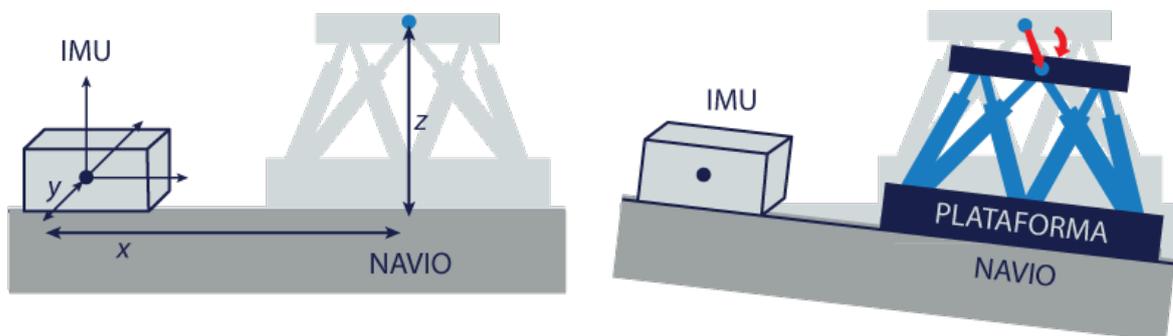


Figura 1.5 – Localização da IMU para realização de compensação de movimentos.

Adaptado de Salzmann, 2004

## 1.3 Objetivos

### 1.3.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é desenvolver um sistema em escala reduzida de compensação de movimentos através de leitura de sinais de uma unidade de medição inercial localizado na base (sobre o convés) e correção realizada por meio de uma plataforma de Stewart. A compensação tem por objetivo permitir as movimentações de cargas e embarque/desembarque de tripulantes entre embarcações ou entre embarcação e plataforma. Tais

movimentos são causados principalmente pelas ondas e precisam ser compensados para conferir segurança em condições hoje inseguras de transposição de cargas e tripulantes, mas que em certas circunstâncias se fazem necessárias.

### 1.3.2 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos devem ser cumpridos:

- Modelar o MPS com atuadores hidráulicos, dividindo o sistema em uma parte mecânica e uma parte hidráulica;
- Aplicar o controle por Torque Calculado no sistema de compensação desenvolvido;
- Simular o sistema de compensação sobre outro MPS no qual são aplicadas as trajetórias de movimento da maré as quais deseja-se atenuar;
- Agregar ao sistema um modelo aproximado do sensor de medida inercial, de forma a se avaliar seus possíveis problemas;
- Estimar via simulação a potência necessária para a unidade hidráulica por meio do seu cálculo com o sistema de controle operando em regime permanente.

## 1.4 Justificativa

Ao desenvolver um projeto de atenuação de movimentação da maré com capacidade de carga e resposta de posição, permite-se a ampliação da janela de operação de transporte de pessoas e cargas em alto mar sem prejuízo à segurança dos envolvidos. Na medida em que cada vez mais o transporte marítimo se mostra um meio viável para movimentação de carga e escoamento de produção, o manuseio de cargas e pessoas passa a ser mais exigido e não deve ficar sujeito a condições ambientais que limitem demasiadamente o período (ou "janela") de operação.

## 1.5 Metodologia

O desenvolvimento deste trabalho é feito com base em trabalhos anteriores desenvolvidos no âmbito do projeto supra-citado, aplicando-os nas condições de interesse e verificando

as respostas com base nos erros de posição e, conseqüentemente, desvios da referência de compensação. O sistema será modelado com a utilização do software Matlab SimMechanics<sup>®</sup>. A implementação da lei de controle e modelo para torque computado será feita tanto via código quanto via ambiente de desenvolvimento Matlab/Simulink<sup>®</sup>.

Os resultados serão apresentados tanto através de gráficos de erros na posição e orientação no espaço de trabalho, quanto visualmente através de animação dos componentes do sistema.

## 1.6 Limitações

As limitações ou escopo do projeto incluem:

- Aplicar o sistema de compensação em um protótipo de escalas reduzidas, considerando cargas envolvidas menores do que aquelas que serão utilizadas em um eventual produto comercial;
- Simular o sistema de compensação com trajetórias estudadas em trabalhos anteriores;
- Simular o sistema de compensação a partir de dados de trajetória e de medidas realizadas com um sensor inercial comercial.

## 1.7 Organização do trabalho

Este trabalho está dividido em sete capítulos. O Capítulo 2, na sequência, apresenta a revisão bibliográfica sobre o estado da arte dos manipuladores tipo Plataforma de Stewart, sobre sistemas de compensação de movimento e sistemas de medição inerciais. O Capítulo 3 apresenta o modelo cinemático analítico e dinâmico no espaço de trabalho e espaço de juntas de um MPS. Já, no Capítulo 4, é apresentado o modelo do atuador hidráulico simplificado baseado no estudo dinâmico da válvula. No Capítulo 5, é definida a estratégia de controle empregada a fim de executar o controle de posição (compensação) do MPS. O Capítulo 6 apresenta os resultados das simulações computacionais realizadas para compensação do movimento do sistema e validação do modelo apresentado nos capítulos 3 e 4. Finalmente, no Capítulo 7, são apresentadas as conclusões deste trabalho de mestrado e possibilidades de trabalhos futuros.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados, primeiramente, os conceitos e embasamentos teóricos necessários para o entendimento dos capítulos seguintes, incluindo-se aqui, também, uma revisão sucinta de manipuladores robóticos seriais e paralelos e sistemas de compensação de movimento utilizados em transporte de carga e pessoas no meio marítimo. Em seguida, é apresentada uma revisão do estado da arte de manipuladores tipo Plataforma de Stewart. Por fim, são revisados os conceitos relacionados ao sistema de referência utilizado em navios e embarcações.

### 2.1 Manipuladores robóticos

A definição de manipulador robótico é ampla e possui variações de acordo com a época em que foi inserida. Segundo Spong e Vidyasagar, 1989, por exemplo, o termo refere-se a um manipulador industrial essencialmente mecânico controlado por computador. Já, Romano, 2002 define um manipulador robótico industrial como a integração entre diversos componentes, tais como, elos, juntas, atuadores e efetuador. Como referência mais recente, Siciliano et al., 2009 define manipulador robótico como um sistema complexo que pode ser decomposto em quatro subsistemas menores: mecânico, atuadores, sensoreamento e controle. O subsistema mecânico é considerado de maior importância e consiste de uma sequência de elos e atuadores interconectados por juntas com um efetuador na sua extremidade.

Uma definição formal de um manipulador robótico, ou robô, é dada a partir do Instituto de Robôs da América (*RIA – Robot Institute of America*) como segue: "um robô é um manipulador multifuncional reprogramável, com a finalidade de movimentar peças, ferramentas ou dispositivos específicos para executar tarefas variadas".

Segundo Spong e Vidyasagar, 1989 os elos são elementos rígidos que interligam as juntas, possibilitando, assim, a montagem de um sistema mecânico. As juntas, por sua vez, são elementos que possibilitam a movimentação entre um elo e outro adjacente, podendo ser classificadas de acordo com o tipo de movimentação proporcionado. Quando a junta permite o movimento de giro, ela é chamada de *rotacional*. Já, quando o movimento permitido é de deslocamento linear, a junta é chamada de *prismática*.

O movimento que uma junta permite quando no espaço tridimensional é chamado

*grau de liberdade (GDL)*. A definição formal de grau de liberdade diz respeito ao número de variáveis independentes necessárias para descrever totalmente uma estrutura cinemática [Clavel, 1991; Ismail, 1988; Tsai, 2000]. Este número de variável independentes pode ser definido em função do número de elos, número de juntas e o tipo destas juntas.

O critério de Kutzbach ou Grübler é utilizado para definir o número de graus de liberdade de um mecanismo [Tsai, 2000; Ismail, 1988]. A Equação 2.1 apresenta a expressão matemática para o cálculo do número de graus de liberdade:

$$F = \lambda(n - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i - f_p, \quad (2.1)$$

onde  $F$  é o número de graus de liberdade de um mecanismo;  $\lambda$  é chamado de parâmetro de movimento e representa o número de graus de liberdade do espaço em que o mecanismo se encontra;  $n$  é o número de elos do mecanismo, incluindo um possível elo fixo;  $j$  é o número de juntas do mecanismo;  $f_i$  é o número de graus de liberdade relativos de uma junta  $i$ ; e, finalmente,  $f_p$  é o número de graus de liberdade passivos, ou seja, aqueles que não participam efetivamente no movimento de saída do mecanismo [Tsai, 2000].

A cadeia cinemática formada por elos, juntas e atuadores pode ser classificada de duas formas, conforme Tsai, 2000 e Siciliano et al., 2009:

- **Cadeia cinemática aberta:** os elos e atuadores ficam dispostos em série, interconectados por juntas, sendo que o efetuador fica no elo oposto ao elo fixado na base. O caminho da base até o efetuador pode ser alcançado através de uma única sequência de elos, juntas e atuadores.
- **Cadeia cinemática fechada:** os atuadores e elos ficam dispostos em paralelo, ou seja, o caminho entre o efetuador e a base não é único. Neste tipo de configuração, a rigidez é comumente maior em relação à cadeira cinemática série, entretanto o seu espaço de trabalho é geralmente inferior para dimensões e graus de liberdade semelhantes.

Apesar de existirem diversas combinações possíveis para o encadeamento de juntas prismáticas e rotacionais em um manipulador robótico, apenas algumas são utilizadas na prática [Spong e Vidyasagar, 1989].

Existem diversas formas de se classificar um manipulador robótico dentre as quais destacam-se a classificação de acordo com a sua configuração geométrica e a classificação de acordo com o tipo de transmissão de energia [Romano, 2002; Siciliano et al., 2009; Spong e Vidyasagar, 1989]. De acordo com o tipo de transmissão de energia, pode-se classificar como eletromagnéticos, hidráulicos e pneumáticos. De acordo com a sua geometria, é possível classificar os manipuladores robóticos em manipuladores seriais e manipuladores paralelos, de diversos tipos.

## 2.2 Classificação quanto à forma de atuação

A classificação de acordo com a fonte de potência ou tipo de transmissão de energia engloba três principais tipos de manipuladores: eletromagnéticos, pneumáticos e hidráulicos. Cada tipo de atuação tem suas vantagens e desvantagens:

- **Atuadores eletromagnéticos:** fazem uso de motores de corrente contínua, motores de passo ou de corrente alternada para movimentação de juntas. A principal vantagem deste tipo de atuação se dá na facilidade de controle [Romano, 2002]. Além disso, Siciliano et al., 2009 destacam a ampla disponibilidade de energia, o baixo custo e variada gama de produtos, a alta eficiência na conversão de energia, a fácil manutenção e o fato de não ser poluente. No entanto, como desvantagem se pode citar a relação peso/potência que é mais baixa em relação aos demais tipos de atuadores [Romano, 2002].
- **Atuadores pneumáticos:** são utilizados para movimentação de cargas entre posições bem definidas e cujo ambiente possua batente mecânico. Devido à compressibilidade do fluido utilizado (ar comprimido), sua movimentação é suave, porém pouco precisa. Necessita a instalação de componentes extras para a correta preparação do fluido de atuação [Romano, 2002].
- **Atuadores hidráulicos:** devido à incompressibilidade do fluido, permite controle acurado de posição e velocidade, além de oferecer elevada rigidez [Romano, 2002]. Dentre os três tipos de atuação, é aquela que oferece maior relação peso/potência [Romano, 2002; Siciliano et al., 2009]. Dentre as desvantagens, Siciliano et al., 2009

menciona a baixa eficiência de conversão de energia, além da poluição do ambiente em função do vazamento de óleo.

### **2.3 Classificação quanto à configuração geométrica**

Os robôs podem ser classificados de acordo com sua configuração geométrica em dois grandes grupos: manipuladores seriais e manipuladores paralelos.

### **2.4 Manipuladores seriais**

São manipuladores que possuem a cadeia cinemática aberta, ou seja, seus elos e atuadores são conectados por juntas criando um único caminho desde a base até seu efetuador. A solução das relações entre a posição dos atuadores e a posição final do efetuador em manipuladores seriais já é estabelecida e pode ser consultada na literatura [Spong e Vidyasagar, 1989; Siciliano et al., 2009].

É comum classificar estes manipuladores de acordo com o tipo das três primeiras juntas a partir da base [Lewis, 2004]. Assim, os robôs seriais podem ser subdivididos em cinco categorias: Antropomórfico (RRR), Esférico (RRP), Scara (RRP), Cilíndrico (RPP) e Cartesiano (PPP). Detalhes sobre cada uma dessas classificações podem ser obtidas em Spong e Vidyasagar, 1989 ou Siciliano et al., 2009.

### **2.5 Manipuladores paralelos**

Os manipuladores paralelos são aqueles que apresentam uma configuração na qual onde existem dois ou mais caminhos desde a base até o efetuador. Essa configuração proporciona uma rigidez estrutural mais elevada, o que é uma vantagem em relação aos robôs de cadeia aberta. Uma desvantagem importante se traduz no fato de que os robôs paralelos possuem um espaço de trabalho relativamente menor quando comparados com os robôs seriais [Spong e Vidyasagar, 1989; Siciliano et al., 2009; Merlet, 2006].

#### **2.5.1 Definição de manipulador paralelo**

Uma definição genérica para manipulador paralelo é dada por Merlet, 2006: um manipulador paralelo é um mecanismo de cadeia cinemática fechada onde o efetuador é

conectado à base através de várias cadeias independentes. Esta definição é ampla e inclui, por exemplo, mecanismos redundantes com mais atuadores que o número de graus de liberdade controlados. Assim como também inclui o caso de manipuladores executando tarefas em cooperação.

De forma a focar o estudo nos sistemas mais relacionados com os objetivos do trabalho, a revisão que segue prioriza os mecanismos com as seguintes características:

- Possuem ao menos duas cadeias cinemáticas da base até o efetuador e cada uma destas cadeias possui ao menos um atuador.
- O número de atuadores é o mesmo que o número de graus de liberdade.
- A mobilidade do manipulador é totalmente restringida quando os atuadores estão travados em uma posição qualquer.

### 2.5.2 Diferenças entre manipuladores seriais e paralelos

As diferenças entre os manipuladores seriais e paralelos não se resumem ao tipo de cadeia cinemática. Conforme mostrado em Waldron e Hunt, 1991, existe uma simetria entre manipuladores seriais e manipuladores paralelos. Esta simetria é resultado de uma dualidade identificada a partir da teoria de helicóides [Waldron e Hunt, 1991].

Dasgupta e Mruthyunjaya, 2000 fizeram uma análise das principais diferenças presentes entre manipuladores seriais e paralelos. Com respeito à cinemática, tem-se que a cinemática direta de um manipulador serial tem seu cálculo feito de forma simples, enquanto que a cinemática inversa é complicada e por vezes pode resultar em diversas soluções. Já, em manipuladores paralelos, a cinemática inversa é simples, enquanto que a relação direta é muitas vezes complicada por necessitar da solução de várias equações não lineares fortemente acopladas.

Em relação ao cálculo de forças, a transformação direta em manipuladores paralelos é relativamente direta e mais simples que a transformação inversa, ao contrário do que é encontrado em manipuladores seriais.

No contexto das singularidades, a dualidade entre manipuladores seriais e paralelos permanece. Singularidades em manipuladores seriais são encontrados quando se perde um grau de liberdade, e conseqüentemente, o travamento do mecanismo. Já, em manipuladores

paralelos, geralmente as singularidades estão associadas ao ganho de um grau de liberdade e, por consequência, à instabilidade [Dasgupta e Mruthyunjaya, 2000].

## 2.6 Sistemas de compensação de movimento

O objetivo primário de um sistema de compensação de movimentos é reduzir o efeito de um movimento observado em uma determinada estrutura a partir da modificação de suas propriedades mecânicas ou da adição ao sistema de atuadores que realizem esta tarefa [Hatleskog e Dunnigan, 2006; Neupert et al., 2008; Tobergte et al., 2010]. Quando a modificação da estrutura é realizada, este sistema de compensação é chamado de sistema passivo de compensação de movimento. Quando a inserção de atuadores é realizada, o sistema é chamado de compensação ativa de movimento. Estes sistemas são utilizados não apenas na atenuação de algum movimento indesejado mas também quando há vibração presente [Karl et al., 1994].

Dado o objetivo principal deste trabalho, discutido no capítulo anterior, esta seção aborda a revisão dos principais sistemas ativos de compensação de movimentos, sendo em um primeiro momento, aplicados à qualquer atividade e, em seguida, focados no ambiente marítimo.

Karl et al., 1994 mostraram que compensadores passivos podem ser projetados a partir do modelo de segunda ordem de um sistema mecânico. Graf e Dillmann, 1997, mostraram que um objeto transportado em uma base móvel está sujeito às acelerações desta plataforma. Assim, utilizaram um MPS montado sobre uma base móvel para compensar as acelerações não desejadas do movimento, gerando um sinal contrário a elas. O objetivo principal do sistema era o transporte de líquidos em containers abertos, como pode-se observar na Figura 2.1. Um segundo objetivo do sistema era deixar o sistema de compensação sempre na metade do seu curso útil, de forma a possuir sempre o maior espaço de trabalho possível. Em um segundo trabalho com objetivo semelhante, além de promover a compensação das acelerações não desejadas, os autores também mostraram ser possível o posicionamento de um objeto com precisão.

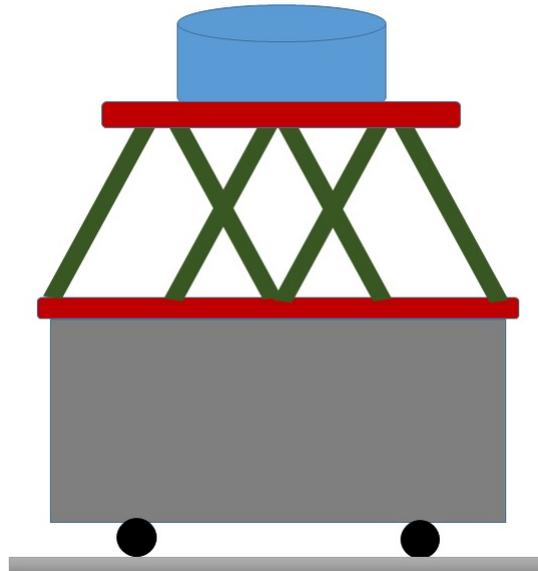


Figura 2.1 – Imagem adaptada do sistema proposto por Graf e Dillmann, 1997.

O trabalho realizado por Cheng et al., 2003 estudou o controle de vibração em um MPS suportado por estruturas flexíveis para o manuseio e posicionamento de sistemas telescópicos. Problema semelhante foi analisado por Peiqing et al., 2004, no qual foi considerado ainda a relação entre o raio da base do MPS com a estabilidade do sistema de movimentação.

Outra área em que a utilização de sistemas robóticos de compensação de movimento são utilizados é a medicina. No trabalho de Tobergte et al., 2010, um sistema de compensação de movimento a partir de um manipulador robótico é proposto. O sistema conta com a utilização de uma unidade inercial de medição para seguir um alvo móvel a partir de uma rede de sensores óticos. O objetivo principal é compensar o movimento da respiração do paciente quando o mesmo está em um procedimento cirúrgico.

Seguindo esta linha, Yang et al., 2013 apresentam resultados experimentais do projeto de um micromanipulador de seis graus de liberdade utilizado para compensação do tremor das mãos em microcirurgias. A Figura 2.2a mostra o micromanipulador estudado neste trabalho. A continuação da análise deste micromanipulador foi feita em Yang et al., 2015, verificando o espaço de trabalho da ferramenta bem como a variação da força de acordo com a variação de parâmetros geométricos.

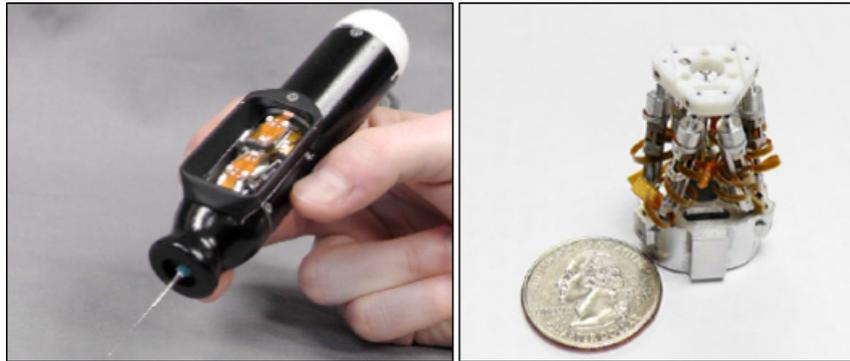


Figura 2.2 – a) Micromanipulador exposto em estudo de Yang et al., 2013. b) Comparação do micromanipulador com uma moeda de US\$0,25.

Na sequência, são abordados sistemas de compensação de movimento em operações marítimas relacionadas tanto ao transporte de cargas como de pessoas, com respeito à atenuação das condições do mar na execução de outras atividades.

Nos trabalhos de Hatleskog e Dunnigan, 2006 e Hatleskog e Dunnigan, 2007, sistemas de compensação do movimento de maré (*heave* - conceito discutido em detalhes na Seção 2.7), passivo e ativo, respectivamente, são desenvolvidos. A atividade em questão é a perfuração de poços de petróleo e gás em alto mar. O sistema visa a reduzir o efeito das ondas sentido pelo sistema de perfuração. O sistema passivo mostra que é possível reduzir o efeito do movimento indesejado, mas esta redução somente ocorre em uma faixa de valores de excitação. No sistema ativo, um subsistema hidráulico de compensação utiliza sensores para detectar a perturbação e então um sistema de controle movimenta o atuador. Objetivo semelhante foi tratado no trabalho de Li e Liu, 2009.

Campos et al., 2008 desenvolveram um protótipo baseado em um MPS para o pouso de helicópteros em estruturas flutuantes. O objetivo é o uso de um sistema de compensação de movimento para facilitar a decolagem e o pouso de aeronaves em navios quando as condições do mar não são favoráveis. O movimento do mar foi simulado a partir de um mecanismo de três graus de liberdade. Esse movimento é detectado a partir de uma unidade inercial de medição e um MPS com atuação elétrica (para o protótipo).

Neupert et al., 2008 apresentam um sistema de compensação de movimento de embarcações sujeitas ao movimento da maré com base na predição de movimento e a sua inversão a partir da estratégia de controle. O objetivo principal é possibilitar a operação do

transporte de cargas em condições não favoráveis, além de reduzir o tempo fora de operação e aumentar a segurança dos operadores. Também utiliza uma unidade inercial de medição como fonte do sinal para controle. O sistema é validado através de simulações. A Figura 2.3 ilustra o sistema estudado neste trabalho. Sistema semelhante foi desenvolvido por Dabing et al., 2011.

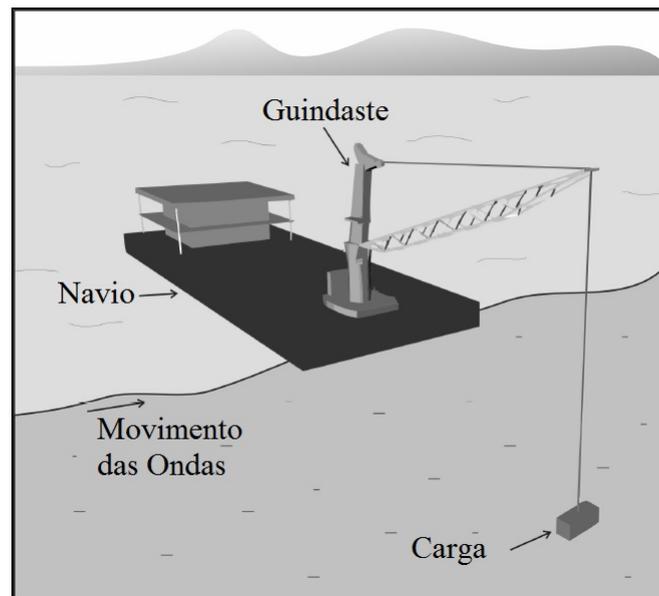


Figura 2.3 – Sistema avaliado em Neupert et al., 2008.

Wenlin et al., 2008 propõem a compensação de movimento a partir de um atuador hidráulico e um sistema de cabos para facilitar o lançamento e recuperação de veículos subaquáticos operados remotamente. Esse sistema ativo de compensação também conta com uma unidade inercial de medição aplicada no ciclo de controle.

Nos trabalhos de Ngo et al., 2011, Lin et al., 2012 e Ismail e Ha, 2013 são analisados métodos de compensação de movimento para transporte de cargas entre os chamados navios containers e os carregadores menores. Os carregadores menores são aquelas embarcações que transportam uma quantidade limitada de carga com o objetivo de facilitar a movimentação em portos. A compensação, nestes casos, é feita tanto para os movimentos de *heave* quanto para os movimentos de *sway*. Em todos os casos, os objetivos visam facilitar o movimento das cargas, aumentar a janela de trabalho possível e reduzir os riscos de colisão das cargas com os navios.

Já Minhui et al., 2013, e Chu et al., 2014 fazem a análise de sistemas de compensação

de movimento em guindastes sobre embarcações em alto mar. Estes guindastes tem por objetivo principal o deslocamento de cargas no interior de navios.



Figura 2.4 – Guindaste para movimentação analisado por Chu et al., 2014.

Salzmann, 2004 propõe um sistema de acesso a turbinas eólicas instaladas em alto mar. Este sistema consiste em um MPS, movido por atuadores hidráulicos, o qual tem a função de compensar o movimento da maré e possibilitar o embarque e desembarque de pessoas a partir de navios de transporte, para as estruturas flutuantes onde estado localizadas as turbinas.

## 2.7 Manipulador tipo Plataforma de Stewart

O manipulador Plataforma de Stewart (MPS) é descrito por Stewart, 1965; Li, 1996; Kim et al., 1997; Dasgupta e Mruthyunjaya, 2000; Merlet, 2006 como uma placa estacionária, comumente chamada de base, e uma base móvel, também chamada de plataforma ou efetuador, a qual se conecta à base através de seis elos. Cada elo é formado por um atuador, geralmente linear, e duas juntas posicionadas nos extremos do atuador, conectando-se à base e também à plataforma. Cada um dos atuadores pode se movimentar de forma independente em relação aos demais. Esta movimentação independente dos atuadores possibilita seis graus de liberdade, sendo três de translação e três de rotação. Na Figura 2.5 pode-se observar o mecanismo com cada uma das suas partes indicadas.

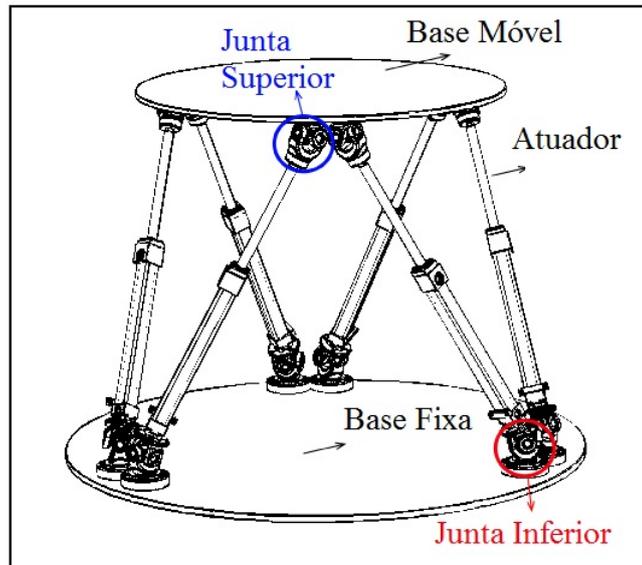


Figura 2.5 – Mecanismo do tipo plataforma de Stewart genérico.

As juntas podem ser do tipo universal ( $U$  – *universal*), com dois graus de liberdade, ou esféricas ( $S$  – *spherical*), com três graus de liberdade. A união de ambas as juntas se dá através de uma junta prismática ( $P$  – *prismatic*). Estruturas onde juntas esféricas são utilizadas em ambas as extremidades são referenciadas como uma plataforma de Stewart 6-SPS (*spherical-prismatic-spherical*). Já, as estruturas com uma junta universal ligando o atuador à base fixa e uma junta esférica ligando o atuador na base móvel são referenciadas como uma plataforma de Stewart 6-UPS (*universal-prismatic-spherical*).

Aplicando a Equação 2.1, pode-se calcular o número de graus de liberdade para ambas as configurações de um MPS: SPS e UPS. Para uma configuração do tipo SPS, são utilizados os parâmetros informados na Tabela 2.1. Logo, o parâmetro  $F$  para um MPS tipo SPS é:

$$F = 6(14 - 18 - 1) + \sum_{i=1}^{12} 3 + \sum_{i=1}^6 1 - 6 = 6 \quad (2.2)$$

Aplicando o mesmo procedimento para uma configuração do tipo UPS, considerando agora os parâmetros informados na Tabela 2.2, o parâmetro  $F$  para um MPS tipo UPS é:

$$F = 6(14 - 18 - 1) + \sum_{i=1}^6 3 + \sum_{i=1}^6 2 + \sum_{i=1}^6 1 - 0 = 6 \quad (2.3)$$

Tabela 2.1 – Parâmetros do critério de Kutzbach ou Grübler para um MPS do tipo SPS.

Parâmetro	Valor	Descrição
$\lambda$	6	Valor para um mecanismo no espaço tridimensional
<b>n</b>	14	Número de elos, considerando o elo fixo (base)
<b>j</b>	18	Número de juntas
$f_i$ para juntas esféricas	3	Número de graus de liberdade relativos para cada junta esférica
$f_i$ para juntas prismáticas	1	Número de graus de liberdade relativos para cada junta prismática
$f_p$	6	Número de graus de liberdade passivos

Tabela 2.2 – Parâmetros do critério de Kutzbach ou Grübler para um MPS do tipo UPS.

Parâmetro	Valor	Descrição
$\lambda$	6	Valor para um mecanismo no espaço tridimensional
<b>n</b>	14	Número de elos, considerando o elo fixo (base)
<b>j</b>	18	Número de juntas
$f_i$ para juntas prismáticas	2	Número de graus de liberdade relativos para cada junta universal
$f_i$ para juntas esféricas	3	Número de graus de liberdade relativos para cada junta esférica
$f_i$ para juntas prismáticas	1	Número de graus de liberdade relativos para cada junta prismática
$f_p$	0	Número de graus de liberdade passivos

Verifica-se, portanto, que independente de a junta que conecta a base aos atuadores ser esférica ou universal, o mecanismo possui seis graus de liberdade.

Este tipo de manipulador possui alta rigidez, possibilita um posicionamento acurado além de apresentar relação de carga/peso elevada. A relação carga/peso se deve principalmente ao fato de que a carga é distribuída entre os vários elos que ligam a base móvel à base fixa [Dasgupta e Mruthyunjaya, 2000].

Desde a década de 1980, diversos trabalhos têm sido apresentados com respeito à cinemática, dinâmica, espaço de trabalho, singularidades e controle de mecanismos do tipo MPS com os mais variados tipos de atuadores. Um resumo das principais áreas de estudo em se tratando de manipuladores Plataforma de Stewart é apresentado na Figura 2.6. Algumas referências utilizadas neste trabalho são identificadas nas suas respectivas áreas.

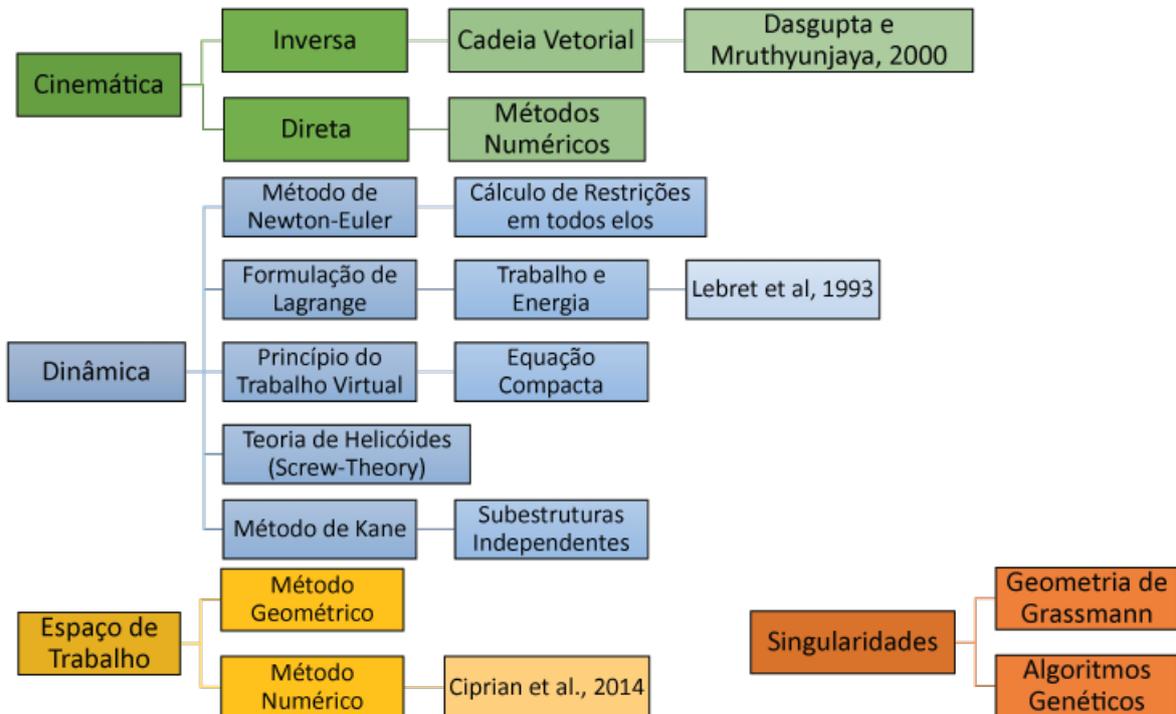


Figura 2.6 – Resumo das áreas de estudo de um MPS.

A caracterização da geometria de um MPS pode ser feita de duas formas conhecidas como cinemática *inversa* e cinemática *direta*, as quais relacionam as coordenadas do manipulador com as coordenadas absolutas. Esses sistemas foram extensivamente estudados em diversos trabalhos, tais como Gosselin, 1985, Ismail, 1988, Waldron e Hunt, 1991, Gong, 1992, Dasgupta e Mruthyunjaya, 2000, Merlet, 2004, Gonzalez, 2009, Chen, 2010, Yang et al., 2010, entre outros.

A solução da cinemática inversa parte do conhecimento da posição e orientação do efetuador para então descobrir o comprimento necessário para cada um dos atuadores. Uma vez que o equacionamento da cinemática inversa em robôs paralelos é relativamente simples, a solução é abordada em diversos trabalhos. Além dos já citados, pode-se incluir aqui Fijany e Fried, 2012, o qual apresentou uma nova abordagem para a solução da cinemática inversa baseada no uso de matrizes de projeção para relacionar diretamente as velocidades e acelerações da plataforma com as mesmas quantidades das juntas. Mamoon, 2014, por outro lado, apresentou a cinemática inversa de uma plataforma de Stewart com a estrutura mecânica alterada. Esta modificação faz com que os motores movimentem um braço de alavanca e este, por sua vez, modifica a distância entre os pontos de apoio da base fixa e da base móvel. Esta modificação permite a utilização de motores elétricos menores, mas acarreta em uma capacidade de carga também menor.

A cinemática direta, por sua vez, transforma as coordenadas do atuador em coordenadas do efetuador (absolutas). Esta transformação indica a posição do efetuador quando são conhecidas as variáveis de junta ou, no caso, o deslocamento de cada um dos atuadores lineares. Dado ao alto acoplamento entre as equações, outras formas de solução foram abordadas em diversos trabalhos, além dos já citados. Por exemplo, Sang e Han, 1999 e Guo et al., 2013 utilizaram redes neurais para encontrar a solução da cinemática direta. Já, Nguyen et al., 1991 e Tarokh, 2007 apresentam métodos computacionais para aumentar a eficiência do algoritmo de solução e para a computação da cinemática direta em tempo real, respectivamente.

Um trabalho importante voltado para a solução da cinemática, tanto inversa quanto direta, pelo uso de uma abordagem geométrica, foi apresentado por Gonzalez Acuña et al., 2011, o qual tinha por finalidade a simulação de transferência de carga em alto mar utilizando um MPS.

O modelo matemático da dinâmica de um manipulador é importante por permitir, dentre outros fatores:

- a especificação acurada do sistema de controle;
- estudo, através de simulação, das trajetórias do robô;
- o correto dimensionamento dos sistemas mecânico e de acionamento.

Dessa forma, diferentes métodos têm sido aplicados para a obtenção do modelo matemático dinâmico de um MPS, dentre os quais destaca-se o método de Newton-Euler, a formulação de Lagrange, o princípio do trabalho virtual, teoria de helicóides e o método de Kane. A modelagem dinâmica de mecanismos paralelos se torna complicada principalmente devido à estrutura de cadeia fechada, ao acoplamento entre os parâmetros do sistema e às não linearidades e restrições de movimento [Bingul e Karahan, 2012].

A abordagem de Newton-Euler requer o cálculo de todas as restrições de forças e momentos entre os elos. Um dos estudos importantes nesta área foi de Dasgupta e Mruthyunjaya, 1998a, onde são derivadas as equações dinâmicas através do método de Newton-Euler de um MPS tanto no espaço de trabalho quanto no espaço das juntas. Este método foi utilizado também nos trabalhos de Guo e Li, 2006 e Khalil e Ibrahim, 2007.

A abordagem através da formulação de Lagrange descreve as equações dinâmicas de um sistema mecânico através dos conceitos de trabalho e energia potencial e cinética. Dentre os trabalhos que utilizaram este conceito, pode-se destacar o de Guo e Li, 2006, o qual utilizou uma combinação entre os métodos de Newton-Euler e a formulação de Lagrange e Lebet et al., 1993 também desenvolveu equações dinâmicas de um MPS, fornecendo um algoritmo para o cálculo passo-a-passo. Este trabalho é particularmente importante, pois o algoritmo de solução da equação dinâmica leva à obtenção de expressões apropriadas do ponto de vista de controle. Quando é adotada a simplificação que considera que o efeito dos atuadores são desprezados, as matrizes resultantes tornam-se compactas e de fácil implementação computacional. O trabalho de Lin e Chen, 2008 utilizou a formulação de Lagrange para derivar as equações dinâmicas com o objetivo de criar um algoritmo eficiente para a solução computacional das equações.

Os métodos de Newton-Euler e a formulação de Lagrange são os principais métodos de solução das equações dinâmicas de um manipulador tipo Plataforma de Stewart. No entanto outros métodos também foram estudados e utilizados com sucesso. Dentre eles, destacam-se o princípio do trabalho virtual, o qual foi utilizado para desenvolvimento das equações dinâmicas por Tsai, 2000 e Gosselin e Wang, 2000; o método de Kane o qual foi utilizado em Liu et al., 2000 e se caracteriza por considerar cada membro de um MPS como uma subestrutura independente. Outra abordagem também utilizada para solução das equações dinâmicas de um mecanismo paralelo é a solução pela teoria de helicóides, a qual

foi apresentada primeiramente em Fichter, 1986, e, posteriormente em Gallardo et al., 2003.

As equações dinâmicas de um MPS são, em sua maioria, expressas em função do espaço de trabalho. Entretanto, para aplicação em controle onde é necessário um modelo mais acurado, a representação mais adequada é a aquela por espaço de juntas. Kim et al., 2000, desenvolveram uma metodologia para conversão de uma estrutura em outra, por meio do uso da matriz Jacobiana. Este procedimento também é utilizado em Valente et al., 2015.

Além da cinemática e dinâmica de um MPS, outras análises matemáticas relacionadas a manipuladores robóticos também são objetos de estudo nas últimas décadas. Entre estas análises, está o estudo do espaço de trabalho gerado por este tipo de manipulador. Já foi comentado que o espaço de trabalho gerado por manipuladores paralelos é inferior ao gerado por manipuladores seriais de mesma ordem de grandeza. Em Merlet et al., 1998 é apresentado um algoritmo geométrico para determinação de espaços de trabalho de manipuladores paralelos baseado na computação das rotações possíveis de um efetuador ao redor de um ponto fixo. Este algoritmo leva em consideração todas as restrições que limitam o espaço de trabalho.

Um trabalho importante no âmbito da análise de espaço de trabalho de um manipulador é feito por Merlet, 1999, que apresenta algoritmos para determinar o espaço de trabalho de manipuladores do tipo Plataforma de Stewart, abordados sob os seguintes aspectos:

- *Espaço de trabalho com orientação constante*: todas as possíveis localizações do centro da plataforma alcançadas com uma orientação fixa;
- *Espaço de trabalho com orientação total*: todas as possíveis localizações do centro da plataforma alcançadas com qualquer orientação;
- *Espaço de trabalho que incluam certa orientação*: todas as possíveis localizações do centro da plataforma que podem ser alcançadas com pelo menos uma orientação dentro de uma faixa de valores definida para os três ângulos.

Ay et al., 2011 propuseram uma nova abordagem para a determinação do espaço de trabalho de um MPS considerando os vértices da base móvel. A vantagem deste método reside no fato de que as equações necessárias são de fácil manipulação (por não serem com “alto grau” de acoplamento). Ainda, Ay et al., 2009 analisaram o efeito no espaço de trabalho de um MPS quando é feita uma modificação no raio das circunferências nas quais são

colocadas os pontos de apoio das juntas. Outro trabalho relativo ao estudo do espaço de trabalho de manipuladores tipo MPS foi de Bessala et al., 1996, os quais estudaram abordagens para solução do problema inicialmente por métodos numéricos, seguido pela determinação das singularidades e, por fim, utilizando um conceito polinomial. Ciprian et al., 2014, mais recentemente, utiliza métodos numéricos para avaliação do espaço de trabalho do manipulador. O algoritmo considera a solução da cinemática inversa e um conjunto de restrições de construção.

Para aplicações em robótica, a análise cinemática de sistemas mecânicos geralmente indica a análise de posições singulares. Uma posição singular é aquela em que a matriz Jacobiana apresenta alteração no seu posto. Mecanicamente, são configurações em que o número de graus de liberdade do sistema muda rapidamente [Gosselin e Angeles, 1990]. A análise e a classificação de singularidades para os manipuladores robóticos de cadeia fechada foi feita por Gosselin e Angeles, 1990.

Dasgupta e Mruthyunjaya, 1998b propuseram um algoritmo para construção de trajetórias livre de singularidades para um MPS a partir de um ponto de origem e um ponto de destino dados. Já, nos trabalhos de Merlet, 1988 e Merlet, 2004 é utilizado o conceito da geometria de Grassmann para encontrar configurações singulares em manipuladores paralelos [Fearnley-Sander, 1979].

Li et al., 2010, por outro lado, propuseram um método para a eliminação de singularidades de um MPS através da inclusão de uma atuação redundante. Desta forma, o posto da matriz Jacobiana é sempre completo. Hu et al., 2010 propuseram um método para identificação de singularidades em MPS, segundo o qual, pós a construção da matriz Jacobiana, um polinômio cúbico que representa a orientação do manipulador é derivado. Este método é conhecido por *Z-plane*. Su et al., 2002 apresentam uma estratégia de análise de singularidades por meio de algoritmos genéticos. Este método é caracterizado pela minimização do quadrado do determinante da matriz Jacobiana. É mostrado que, se a minimização desta função objetivo resultar no valor zero para algum ponto do espaço de trabalho, então esta posição representa uma singularidade de um MPS. Do contrário, considera-se o manipulador livre de singularidades.

Algumas destas análises matemáticas serão aprofundadas nos capítulos seguintes, levando em consideração o sistema a ser desenvolvido neste trabalho.

### 2.7.1 Controle de Manipulador Plataforma de Stewart

Conforme já comentado, um manipulador Plataforma de Stewart é, por si só, um sistema altamente acoplado devido à sua cadeia cinemática fechada. Por este fato, o controle de sistemas deste tipo é geralmente difícil. Somando-se a isso o uso de atuadores hidráulicos no mecanismo, a tarefa de controle de um MPS torna-se complexa passando a exigir técnicas consideradas mais complexas [Dasgupta e Mruthyunjaya, 2000]. Os mesmos autores indicam, ainda, que as estratégias de controle podem ser divididas em dois grandes grupos: aquelas desenvolvidas no espaço das juntas e aquelas desenvolvidas no espaço de trabalho. Em se tratando dessa divisão, Kim et al., 2000 ponderam que a maioria dos controladores desenvolvidos são baseados no espaço de juntas, considerando apenas uma aproximação do modelo do manipulador. No entanto, para altas performances, um modelo dinâmico acurado deve ser estabelecido. Já, quando se desenvolve controladores no espaço de trabalho, são necessárias informações sobre o deslocamento e velocidade dos atuadores. Ainda assim, esta técnica está associada à solução da cinemática direta do manipulador, a qual envolve métodos numéricos e, portanto, demanda alto processamento computacional.

Um resumo dos principais métodos e estratégias de controle aplicados aos MPS, aos atuadores hidráulicos e aos MPS atuados hidraulicamente são apresentados na Figura 2.7.

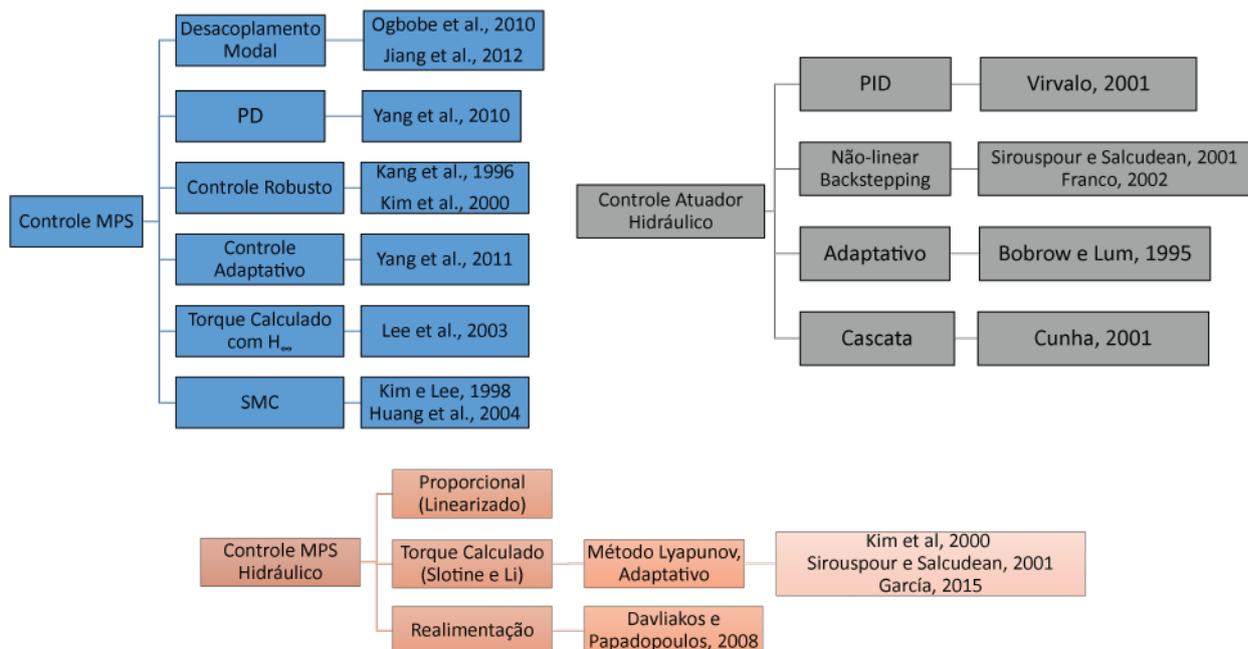


Figura 2.7 – Resumo das áreas de estudo de um MPS.

Nos trabalhos de Jiang et al., 2012 e Ogbobe et al., 2010, por exemplo, são propostos controladores com desacoplamento modal. Este tipo de controlador é baseado na decomposição singular da inversa da matriz de massa do manipulador expressa no espaço de juntas, utilizando uma matriz unitária ortogonal. Esta técnica permite o desacoplamento do sistema original, transformando-o em um sistema de uma entrada e uma saída (*SISO - Single Input Single Output*) para cada um dos atuadores hidráulicos. Ambos trabalhos indicam que os resultados de simulação usando esta técnica apresentaram boa performance. Ogbobe et al., 2010 citam ainda que o controle de trajetória foi melhorado utilizando-se esta técnica quando em comparação às técnicas básicas de controle como o PID. Por outro lado, o uso de controladores clássicos é mostrado em Yang et al., 2008, os quais utilizaram um controlador PID com compensação da gravidade e realimentação do deslocamento dos cilindros apresentando resultados em simulação. Já, Yang et al., 2010 apresentaram um novo controlador proporcional derivativo com compensação da dinâmica da gravidade como forma de melhorar a performance do seguimento de trajetória e eliminar erros em regime permanente.

Como outros exemplos de trabalhos na área, Kim et al., 2000 propuseram um esquema de controle robusto no espaço de juntas aplicado ao MPS hidráulico baseado no método de Lyapunov. Método semelhante foi utilizado por Nguyen et al., 1991, mas aplicado a um MPS com atuação eletromecânica. Yang et al., 2011 apresentaram um controlador adaptativo robusto para robôs paralelos hidráulicos com o objetivo de obter ótimo seguimento de trajetória para aplicação na indústria. Pelo fato de serem robustos, estes controladores apresentam desempenho semelhante, mesmo com variação dos parâmetros do modelo, sem necessidade de alteração das leis de controle. Neste sentido, Lee et al., 2003 apresentaram uma combinação entre controle por Torque Calculado (também conhecido por controle por dinâmica inversa) e controle robusto tipo  $H_\infty$ . Na mesma linha, Kang et al., 1996 propuseram um controlador robusto tanto no espaço de juntas quanto no espaço cartesiano para um MPS com incertezas na sua modelagem. Li, 1996 propôs inicialmente em sua tese um controlador PID e posteriormente um controle baseado na realimentação de pressão, projetado a partir do espaço de juntas. Mais tarde, Li e Salcudean, 1997 propuseram um controlador proporcional com a mesma realimentação de pressão, com o objetivo de possibilitar o uso de ganhos maiores, mas sem realizar análise de estabilidade.

Uma outra forma de controle também presente na literatura é o controle por modos deslizantes apresentado em Kim e Lee, 1998. Neste trabalho, segundo os autores, o tipo de estratégia proporcionou um seguimento rápido de referência quando esta possui a característica de baixa frequência de movimento. Utilizando a mesma técnica, Huang et al., 2004 propuseram um esquema de controle para um sistema com incertezas cujas únicas informações mensuráveis eram o deslocamento e a velocidade dos atuadores. O controlador projetado teve, ainda, apresentada sua análise de estabilidade com base na teoria de Lyapunov, conferindo ao mesmo a garantia de estabilidade por meio resultados experimentais.

Davliakos e Papadopoulos, 2008 apresentaram um esquema de controle baseado na realimentação, utilizando tanto o modelo dinâmico do atuador como o modelo da servoválvula hidráulica. Sirouspour e Salcudean, 2001 citam que, devido às não-linearidades dominantes presentes no modelo do servoatuador hidráulico, a inclusão do modelo da servoválvula no projeto do controlador é essencial para obtenção de respostas com baixo erro.

Em se tratando do controle aplicado exclusivamente ao atuador hidráulico, diversas técnicas têm sido empregadas ao longo dos anos. Virvalo, 2001, por exemplo, estudou o uso dos controladores lineares proporcional-integral e proporcional-integral-derivativo no controle de servoatuadores hidráulicos. O trabalho contou tanto resultados de simulações quanto resultados experimentais. Ambos, no entanto, apresentaram respostas dinâmicas consideradas inadequadas. Suas conclusões foram que estes tipos de controladores não são aplicáveis aos servoatuadores hidráulicos devido principalmente ao alto sobrepasso e presença de ciclo limite.

Estes controladores também foram testados por Franco, 2002, obtendo resultados semelhantes ao de Virvalo, 2001. A autora, no entanto, propôs também uma metodologia de controle não linear por *Backstepping* por meio da qual obteve bons resultados. Técnica semelhante foi utilizada por Sirouspour e Salcudean, 2001, os quais consideraram tanto o modelo do manipulador quanto do atuador hidráulico. Outra técnica não linear de controle foi apresentada em Bobrow e Lum, 1995, que levou em consideração as várias características dinâmicas da servoválvula, desenvolvendo um controlador adaptativo para tanto identificação de parâmetros quanto seguimento de referência. O controlador ainda leva em consideração uma identificação em tempo de execução da compressibilidade do fluido. Alguns resultados experimentais com valores numéricos considerados adequados foram apresentados. Já, Sohl e

Bobrow, 1995 apresentam o desenvolvimento, simulação e implantação de uma lei de controle não linear para seguimento de referência aplicado aos atuadores hidráulicos. Os autores utilizam uma função de Lyapunov para obter um seguimento de trajetória exponencialmente estável.

Em se tratando de controle em cascata, Cunha, 2001 propõe um controlador baseado em um modelo que inclui a dinâmica da válvula como de primeira ordem. Este método usa uma estratégia na qual o atuador hidráulico é analisado como dois subsistemas interconectados: um mecânico e um hidráulico. O controlador para o subsistema mecânico foi inicialmente proposto por Slotine e Li, 1987 e Slotine, 1988, para ser implantado em manipuladores acionados eletricamente. Posteriormente, estudos semelhantes foram realizados por outros autores aplicando a estratégia em robôs de acionamento pneumático [Bobrow e McDonell, 1998; Sarmanho, 2014]. Tal divisão também é abordada em Valdiero, 2005, Pereira, 2006 e García, 2015.

Como referência mais recente, destaca-se o trabalho de Zheng et al., 2015 que utilizaram um MPS para compensação de movimento em um navio. Os autores utilizaram uma estrutura de um MPS com apenas três pontos de apoio na base e na plataforma móvel. Como principais fatores que afetam a compensação, elencaram os seguintes: os limites de comprimento do atuador, as limitações de rotação das juntas e a interferência entre atuadores. Porém, os autores não demonstram equacionamento de modelagem do sistema nem método de controle utilizado.

## 2.8 Sistemas de referência em navios

A movimentação de embarcações e navios em mar aberto possui, por definição, seis graus de liberdade, sendo três rotacionais e três translacionais. Os movimentos translacionais são: *heave* (afundamento), *sway* (deriva) e *surge* (avanço). Já, os movimentos rotacionais são: *roll* (rolagem), *pitch* (arfagem) e *yaw* (guinada). Devido, principalmente, ao movimento do mar e a força do vento, transferência de cargas e pessoas entre embarcações e estruturas fixas em alto mar é um problema não totalmente resolvido [Salzmann, 2004; Gonzalez, 2009].

A Figura 2.8 mostra os eixos e os movimentos relacionados aos navios. Para descrever qualquer movimento de uma embarcação, é necessário definir estas direções e eixos de coordenadas. A partir deles é possível, então, calcular o deslocamento do navio e a mo-

vimentação necessária do sistema de compensação para atenuar seu movimento, como será discutido nas próximas seções.

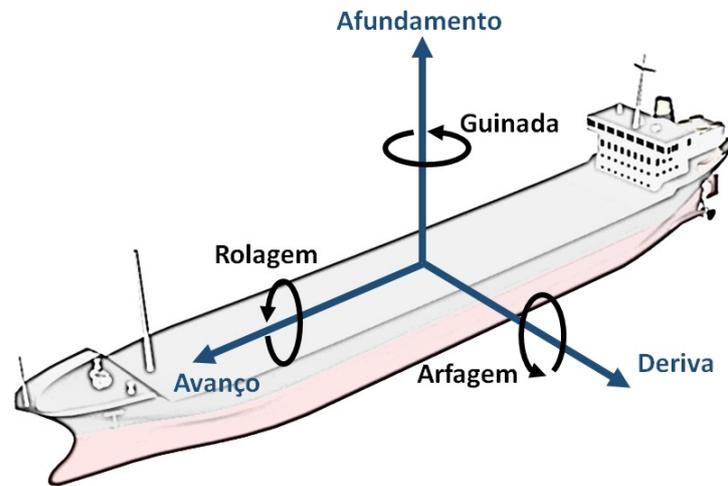


Figura 2.8 – Movimentos descritos por uma embarcação.

## 2.9 Unidade de Medição Inercial

Sistemas de navegação inercial foram originalmente desenvolvidos para direcionamento de mísseis. Atualmente são utilizados nas mais variadas funções, desde perfuração de poços de petróleo e gás, robótica, navegação espacial e análise de movimento humano [Hinueber, 2015; Madgwick, 2010].

Em um sistema tradicional de navegação inercial existe uma unidade de medição inercial (*IMU - Inertial Measurement Unit*) que é um conjunto de sensores usados com o objetivo da obtenção de informações sobre acelerações, velocidades, posições e orientações [Costa et al., 2015]. A grande maioria dos equipamentos utiliza a tecnologia chamada de sistemas microeletromecânicos - MEMS (*Micro-Electro-Mechanical Systems*) que significa a integração entre elementos mecânicos, sensores, atuadores e sistema eletrônico num mesmo equipamento com manufatura em escala microscópica [Woodman, 2007; Madgwick, 2010; Janota et al., 2015]. O uso dos MEMs vem aumentando com o passar do tempo devido principalmente ao seu tamanho reduzido, baixa massa, pequeno consumo de energia e relativo baixo custo em relação aos sistemas com princípios de funcionamento distintos [Woodman, 2007; Janota et al., 2015].

### 2.9.1 Sistemas de Navegação Inercial

Sistemas de navegação inercial são aqueles cujas condições de posição e orientação podem ser determinadas a partir de medidas oriundas de sensores internos [Woodman, 2007]. Em cada sistema de navegação inercial existe pelo menos uma unidade de medição inercial. As IMUs geralmente possuem giroscópios e acelerômetros triaxiais, o que significa que estes sensores proporcionam medições em três direções ortogonais. A partir destas medições, são aplicados algoritmos matemáticos para obtenção dos dados de interesse. No entanto, ambos sensores estão sujeitos a altos níveis de ruído, o que geralmente impossibilita seu uso por longos períodos ou em aplicações complexas [Madgwick, 2010; Barrett, 2014].

Como forma de compensar tais problemas nas medições de IMUs, os sistemas de navegação possuem uma segunda e até mesmo uma terceira fonte de medição para velocidades lineares, posição e orientação. Estas medições adicionais podem ser oriundas de sistemas de navegação por satélite (GPS), bússolas digitais ou qualquer outro sensor que forneça tais informações [Barrett, 2014]. Nas configurações usuais, essas informações são, então, mescladas com aquelas provenientes das IMUs através de Filtros de Kalman [Madgwick, 2010; Barrett, 2014].

Na Figura 2.9 é apresentado um esquema de um sistema de navegação inercial típico. A variável de interesse na saída, ou seja, as estimativas de posição, orientação e velocidades lineares são obtidas por meio de uma IMU (“Estimação”), cujo sinal é mesclado com um segundo sensor (“Correção”).

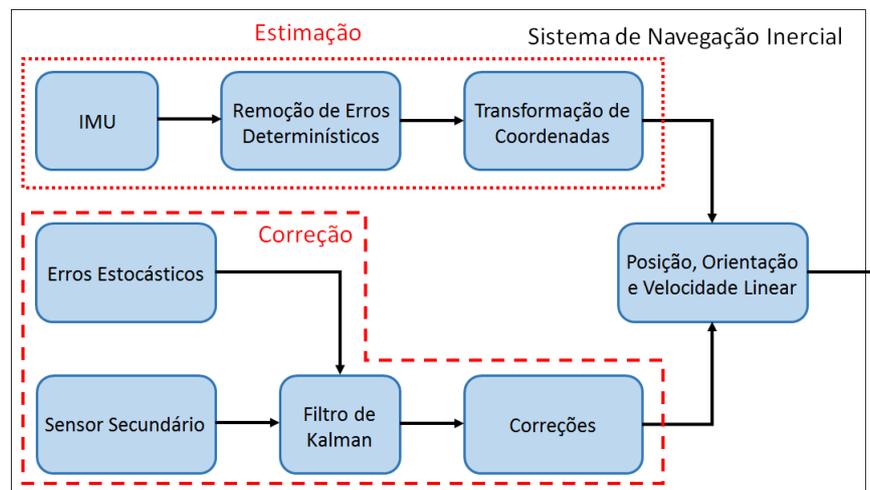


Figura 2.9 – Visão de sistema de navegação inercial típico. Adaptado de Barrett, 2014.

Conforme Barrett, 2014, durante a “Estimação” os dados iniciais do IMU são usados para estimar a velocidade linear, posição e orientação. Os erros de desvios constantes, erros de fator de escala ou desalinhamento são removidos. Em seguida, a velocidade angular é utilizada para se estimar a orientação do objeto. Uma vez definida, as acelerações são convertidas entre sistemas de referência e o efeito da gravidade são retirados. A saída deste processo são estimativas iniciais de velocidade linear, posição e orientação. Após a estimação, o algoritmo entra na fase de “Correção”. Neste momento, um filtro de Kalman é utilizado para combinar a dinâmica dos erros estocásticos e de um segundo sensor. O objetivo é produzir as correções para os parâmetros inicialmente estimados na fase de “Estimação”. Aplicadas as correções nas estimativas iniciais, o algoritmo inicia um novo ciclo.

### 2.9.2 Configuração de Sistemas de Navegação Inercial

Woodman, 2007, Zhang et al., 2012 e Janota et al., 2015 dividem os sistemas inerciais em duas categorias principais: aquelas onde os sensores geram seus sinais com respeito ao sistema de referência local do corpo, chamados sistemas *Strapdown* e aquelas onde os sensores geram seus sinais com respeito ao sistema de referência inercial, chamados de *sistemas de plataforma estável*.

Os sistemas de plataforma estável são aqueles onde a IMU é montada sobre uma plataforma que está estabilizada através de uma estrutura que possui um suporte pivotado o qual permite movimentações em um eixo (conhecido como *gimbal*), assim qualquer rotação é compensada pela realimentação do giroscópio, mantendo sempre a IMU alinhada com o sistema de referência inercial. Neste caso, a posição pode ser obtida através de duas integrações do sinal do acelerômetro, após correção da aceleração da gravidade.

Já, nos sistemas do tipo *Strapdown*, a IMU é montada sobre uma plataforma rígida que pode rotacionar livremente seguindo, portanto, o sistema de referência do corpo no qual ele está inserido. A posição é obtida pela seguinte sequência de operações: projeção das acelerações no sistema de referência inercial, correção da aceleração da gravidade e posterior dupla integração do sinal. Um estudo aprofundado sobre estes sistemas pode ser encontrado em Zhang et al., 2012.

### 2.9.3 Giroscópios

Em se tratando de giroscópios, existem diversos tipos e com os mais variados princípios de funcionamento. Uma forma comum de classificá-los é apresentada em Woodman, 2007, que os divide em: mecânicos, óticos e eletrônicos (ou *MEMs*).

Os de funcionamento mecânico levam em consideração uma roda giratória presa sobre dois gimbals que a deixam girar livremente sobre os três eixos. Pela conservação do momento angular, a roda giratória resiste a mudanças na sua orientação. Assim, quando o giroscópio é submetido a uma rotação, a roda permanecerá em uma orientação global constante e os ângulos nos gimbals irão se alterar. A medida desta alteração fornece os ângulos de rotação. A grande desvantagem deste tipo de sensor é a presença de partes mecânicas móveis.

Os giroscópios óticos, por sua vez, usam a interferência de luz para medir a velocidade angular. Este fenômeno é conhecido por Efeito Sagnac [Woodman, 2007]. A medição é feita através da emissão de duas ondas de luz em direções opostas numa espira de fibra ótica. A diferença de fase após as duas ondas saírem da espira informa a diferença de velocidade angular provocada por uma possível rotação da espira. Este tipo de sensor possui uma rápida inicialização e sua precisão depende do comprimento do caminho a ser percorrido pela luz.

Já, os sensores com princípio de funcionamento eletrônico, ou *MEMs*, são aqueles produzidos em escala microscópica, com poucas partes móveis, imersos em uma base de silício. Estas características os tornam relativamente fáceis e com baixo custo de produção [Woodman, 2007]. Estes giroscópios utilizam o efeito de Coriolis para mensurar a velocidade angular. Sua precisão é menor que aquela apresentada nos sensores de princípio ótico, no entanto apresentam diversas vantagens tais como [Woodman, 2007]:

- tamanho pequeno, e, conseqüentemente, baixa massa, quando comparado aos demais tipos;
- tempo de inicialização baixo;
- baixa manutenção;
- capacidade de operar em ambientes hostis.

Um estudo específico de giroscópios é apresentado em Janota et al., 2015, onde são comparados diferentes algoritmos para determinação dos ângulos de Euler (orientação) a partir de dados obtidos de sensores *MEMs*.

#### 2.9.4 Acelerômetros

Em se tratando de acelerômetros, existem diversos tipos e com variados princípios de funcionamento. Woodman, 2007 apresenta uma classificação separando-os em tipos mecânico, de estado sólido e eletrônicos (ou *MEMs*).

Os acelerômetros de princípio mecânico são os mais simples. Funcionam a partir de uma massa suspensa por molas. O deslocamento da massa é medido fornecendo um sinal proporcional à força aplicada na direção de um eixo. Pela segunda lei de Newton calcula-se a aceleração à qual o dispositivo está sujeito. Os sensores de estado sólido, por sua vez, podem ser divididos em vários grupos [Woodman, 2007]. Como exemplo, pode-se citar o acelerômetro de onda acústica, com o qual é possível determinar uma aceleração medindo a mudança de frequência em uma superfície acústica devido a uma força aplicada.

Os acelerômetros eletrônicos possuem princípios semelhantes aos dois anteriores. No entanto, seu processo de fabricação os confere menor massa, menor tamanho, baixo consumo de energia e baixo tempo de inicialização. Já Seifert e Camacho, 2007, apresentaram um algoritmo e implementação de código para o cálculo de posição em função do sinal de um acelerômetro triaxial.

Além destes, pode-se citar os acelerômetros piezoelétricos. Transdutores piezoelétricos caracterizam-se por gerar uma tensão elétrica proporcional à força aplicada e vice-versa. Isto significa que quando o sensor vibra por uma força, a qual é a multiplicação de uma massa do sensor pela aceleração a ele imposta, então este elemento piezoelétrico gera uma tensão elétrica. Essa tensão pode ser lida e então condicionada de forma a se obter o valor de aceleração correspondente [Serridge e Licht, 1987].

#### 2.9.5 Técnicas para Redução do Efeito dos Erros em uma IMU

Dentre os vários métodos para redução do efeito dos erros nos sinais provenientes de uma IMU, Woodman, 2007 destaca dois: a fusão de sensores e a aplicação em domínios específicos. No entanto, diversos trabalhos recentes na literatura indicam que a fusão de

sensores é a principal técnica para redução dos efeitos de erro provenientes dos sensores quando se utiliza sistemas de navegação [Woodman, 2007; Madgwick, 2010; Bestard e Alfaro, 2015]. Esse método se refere ao processamento de dois ou mais tipos de sensores distintos com o objetivo de aproximar melhor os valores das variáveis do estado de um sistema. Woodman, 2007 cita, ainda, que existem técnicas para executar essa fusão sendo a mais popular o filtro de Kalman enumerando o que considera como as duas principais estratégias de fusão: a fusão de uma IMU com sistemas de posicionamento absoluto, ou GPS, e a fusão de uma IMU com magnetômetros. Quanto à fusão com sinais de GPS, esclarece que seu uso externo é mais comum, devido principalmente à precisão do sinal de posicionamento global. Para usos internos, pondera que é necessário uma infraestrutura a parte, normalmente de custo elevado. Já, quanto à fusão com magnetômetros, afirma que esta opção é vantajosa no sentido de não necessitar de uma infraestrutura adicional para funcionamento.

Como outros trabalhos nesta área, Wang et al., 2012, por exemplo, utilizam as informações provenientes de um IMU e um receptor de um GPS para validação experimental de um método de compensação de erros em IMU de baixo custo. Em outro contexto, Sabatelli et al., 2012 pondera que, apesar de atualmente existirem diversos sensores nos mais variados equipamentos, como telefones celulares, a estimação de posição angular ainda precisa ser feita via *software*. Isto implica na implantação de algoritmos complexos. Nesse sentido, propõe um filtro de Kalman de dois estágios para determinação de orientação.

Já Malyavej et al., 2013, utilizam a fusão de sensores para redução de erros de localização de veículos robóticos em ambientes fechados. No trabalho os autores mesclam sinais de uma IMU e de um roteador de rede sem fio. Lou et al., 2011 afirmam que a precisão do sinal de uma IMU é altamente dependente do algoritmo de fusão dos sensores. No seu trabalho, os autores analisam as fontes de erro na medição de posição e orientação de um veículo robótico utilizando IMUs de baixo custo, e as formas de reduzi-los. Além dos tradicionais IMU e magnetômetros, Lee et al., 2011 utilizam também sensores laser para navegação e controle de um veículo elétrico autônomo. A fusão permite manter o veículo na trajetória desejada. No trabalho, os autores também fazem uso de filtro de Kalman e de lógica *fuzzy* para tomar decisões a respeito de sua trajetória.

Em outra área mas, com objetivos semelhantes, Zul Azfar e Hazry, 2011 utilizam a fusão de sensores para melhorar o controle PID de um quadricóptero com o objetivo de

estabilização de voo. O algoritmo é descrito passo a passo. Esse algoritmo também é conhecido como filtro de Kalman simplificado.

Já, Bestard e Alfaro, 2015 apresentam um trabalho de revisão e aplicações das técnicas de fusão de sensores com o objetivo de melhorar a precisão do sistema de medição. Outro ponto importante também abordado no mesmo trabalho é a tolerância às falhas no uso desses equipamentos com esta técnica.

### 3. MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM MPS

Tendo em vista o projeto de um sistema de compensação de movimentos utilizando um MPS, neste capítulo são introduzidos os conceitos e modelagens matemáticas do manipulador. Visando ao desenvolvimento de um sistema comercial, propõe-se o uso de um sistema com 2 MPS sobrepostos. Nessa configuração, o MPS superior atenua o movimento provindo do MPS inferior, o qual emula a movimentação da maré. Oportunamente, os parâmetros físicos e geométricos de ambos manipuladores serão descritos separadamente. O manipulador destinado à simulação do movimento do mar será chamado de “MPS de Movimento”, enquanto que o manipulador destinado à compensação do movimento será chamado de “MPS de Compensação”. Como a modelagem matemática é muito semelhante entre ambos MPS, a mesma será expressa apenas uma vez, fazendo considerações quanto às diferenças existentes. É importante salientar que cada um dos manipuladores é composto basicamente de três partes: uma base fixa inferior, uma plataforma móvel superior e seis atuadores que conectam a base fixa à base móvel.

A modelagem matemática da Plataforma de Stewart pode ser dividida em duas partes: a cinemática e a dinâmica, podendo serem separadas em outras duas partes, uma chamada direta e outra denominada inversa. A cinemática é responsável pela análise do manipulador desconsiderando os efeitos dinâmicos. Basicamente, esta é uma análise das possíveis posições da plataforma no espaço cartesiano tridimensional. Já, a análise dinâmica é responsável pela descrição do comportamento do manipulador de acordo com as leis fundamentais da mecânica newtoniana. Para tanto, consideram-se as forças, massas e acelerações relacionadas com cada um dos corpos rígidos que compõem o MPS.

Ainda fazem parte da modelagem matemática de um MPS a análise de singularidades e de espaço de trabalho, também abordadas na sequência.

#### 3.1 Definições gerais

Conforme já comentado, um MPS se caracteriza por ser composto por uma base móvel conectada por seis atuadores lineares a uma base fixa. Em ambos os lados, os atuadores são conectados às bases através de juntas, as quais, podem ser do tipo universal ou esférica e permitem o movimento em seis graus de liberdade. Na Figura 3.1, observa-se uma estrutura

básica de um Manipulador Plataforma de Stewart. Nessa imagem o atuador número 1 é o de coloração avermelhada, seguido do atuador número 2 com coloração azulada. Seguindo esta ordem, observa-se os atuadores 3, 4, 5 e 6.

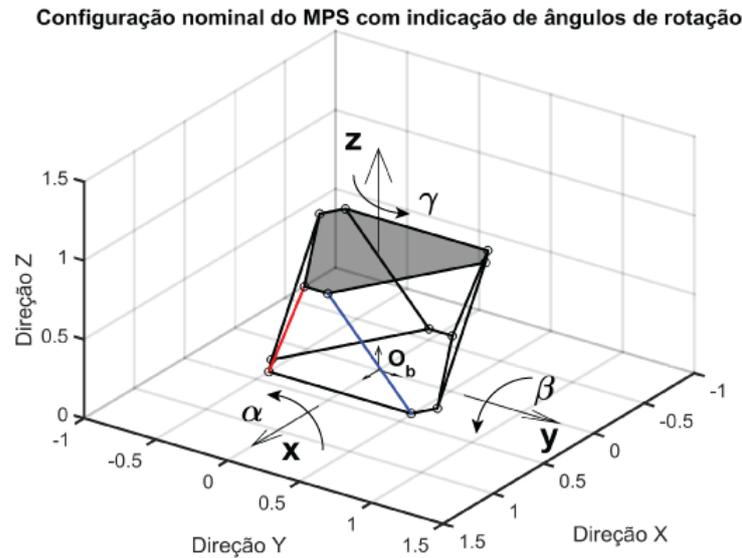


Figura 3.1 – Estrutura básica do MPS incluindo indicação dos ângulos de rotação.

A estrutura mais comum encontrada em um MPS tem uma simetria rotacional, decorrente do fato de que os apoios das juntas, tanto da base móvel quanto da base fixa, são colocados com intervalos de  $120^\circ$ . Conforme comentado, esta é a arquitetura mais comum e amplamente abordada na literatura [Salzmann, 2004]. Além disso, existe uma diferença ângulo entre os apoios da base fixa e os apoios da base móvel. O valor mais comum encontrado na literatura para este ângulo é de  $60^\circ$ , entretanto o mesmo pode ser modificado em virtude da definição do parâmetro de ângulo de separação entre apoios em ambas as bases, descrito logo a seguir.

Neste contexto, um conjunto de seis parâmetros pode ser utilizado para descrever uma plataforma de Stewart com esta geometria, sendo que quatro deles definem a geometria da base fixa e da base móvel:

- $r_{plat}$ : raio da base móvel (m)
- $r_{base}$ : raio da base fixa (m)

- $\theta_p$ : metade do ângulo de separação entre apoios na base móvel (rad)
- $\theta_b$ : metade do ângulo de separação entre apoios na base fixa (rad)

As dimensões  $r_{base}$  e  $r_{plat}$  são raios de um círculo imaginário que liga os vértices do hexágono da base fixa e da base móvel, respectivamente. Os quatro parâmetros acima citados estão relacionados através de dois comprimentos que definem as distâncias entre os pontos de apoio, tanto na parte superior quanto na parte inferior, como segue:

- $S_p$ : metade da distância de separação entre apoios na base móvel (m)
- $S_b$ : metade da distância de separação entre apoios na base fixa (m)

A distância de separação dos pontos de apoio é definida como:

$$S_p = r_{plat} \text{sen}(\theta_p), \quad (3.1)$$

$$S_b = r_{base} \text{sen}(\theta_b). \quad (3.2)$$

A Figura 3.2 ilustra as configurações da base fixa e da base móvel.

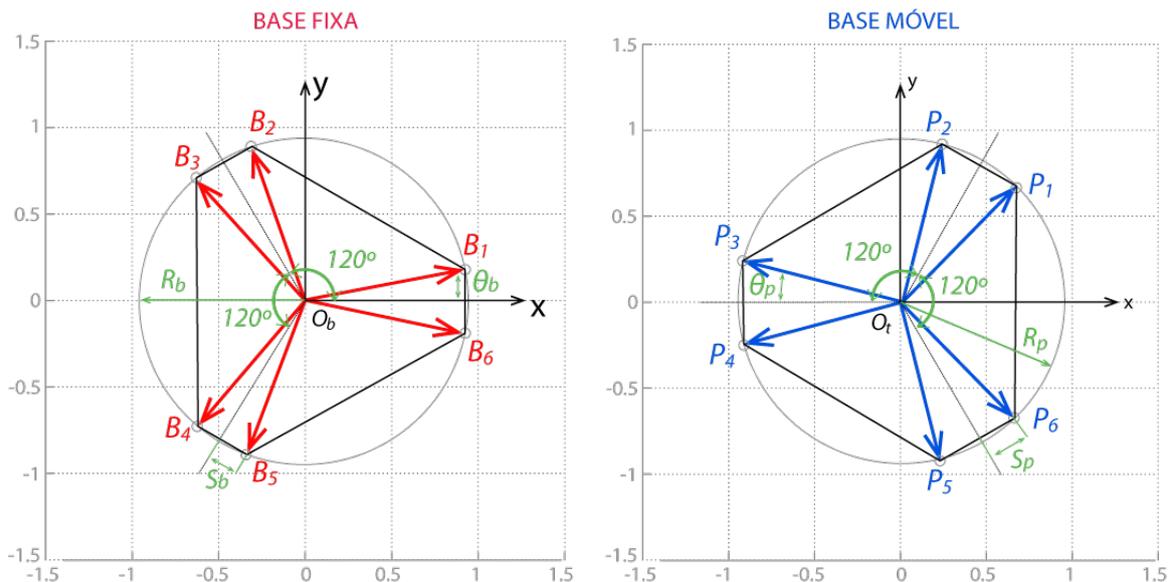


Figura 3.2 – a) Configurações da base fixa e; b) da base móvel. Adaptado de Valente et al., 2015.

Considerando, os pontos de conexão dos atuadores arrançados em pares com intervalos de  $120^\circ$  ao redor de um círculo, e bem como  $z_0$  a altura nominal da plataforma, ou seja, com os atuadores na metade do comprimento máximo, pode-se definir os vetores  $\mathbf{B}_i \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$  e  $\mathbf{P}_i \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$  como seguem:

$$\mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} B_{xi} \\ B_{yi} \\ B_{zi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{base} \cos(\lambda_i) \\ r_{base} \text{sen}(\lambda_i) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (3.3)$$

onde,  $\lambda_i$  é o ângulo, expresso em radianos, para cada um dos pontos e é definido como  $\lambda_i = \frac{i\pi}{3} - \frac{\theta_b}{2}$  para  $i = 1, 3, 5$  e  $\lambda_i = \lambda_{i-1} + \theta_b$  para  $i = 2, 4, 6$ , e

$$\mathbf{P}_i = \begin{bmatrix} P_{xi} \\ P_{yi} \\ P_{zi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{plat} \cos(\lambda_i) \\ r_{plat} \text{sen}(\lambda_i) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (3.4)$$

onde,  $\lambda_i = \frac{i\pi}{3} - \frac{\theta_p}{2}$  para  $i = 1, 3, 5$  e  $\lambda_i = \lambda_{i-1} + \theta_p$  para  $i = 2, 4, 6$ .

Os dois parâmetros restantes para definição da estrutura geométrica de um MPS são os comprimentos mínimo e máximo dos atuadores, conforme descrito a seguir:

- $l_{min}$ : comprimento mínimo do atuador (m)
- $l_{max}$ : comprimento máximo do atuador (m)

Outras duas dimensões estão relacionadas com estes últimos parâmetros:

- $l_{util}$ : comprimento útil do atuador (m)
- $l_{morto}$ : comprimento morto do atuador (m)

O comprimento útil do atuador é o curso da haste que se desloca. O comprimento morto do atuador é constituído por todas aquelas parte cujo comprimento não pode ser reduzido. Assim, pode-se definir os comprimentos mínimo e máximo do atuador como segue:

$$l_{min} = l_{morto} + l_{util} \quad (3.5)$$

$$l_{max} = l_{morto} + 2l_{util} \quad (3.6)$$

A Figura 3.3 descreve graficamente as condições de comprimento mínimo e máximo do atuador.

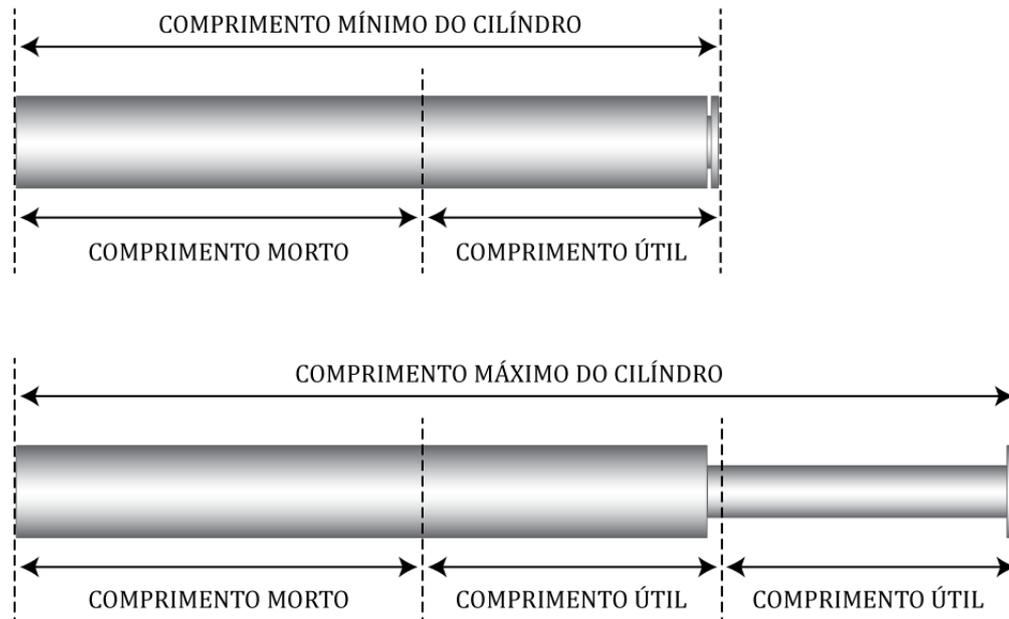


Figura 3.3 – Parâmetros de comprimento do atuador.

Pode-se, portanto, resumir os parâmetros geométricos do MPS de Movimento e do MPS de Compensação na Tabela 3.1 a seguir:

Os valores numéricos dos parâmetros geométricos escolhidos foram definidos no âmbito do projeto no qual este trabalho está inserido. A sua escolha decorre principalmente dos objetivos específicos nesta fase de avaliação inicial do mecanismo e desenvolvimento do sistema de controle. Além disso, pode-se encontrar na literatura também outros mecanismos baseados em plataforma de Stewart, cujas dimensões são parecidas como, por exemplo, o *Micro Motion System* e a *Simonita* [Salzmann, 2004].

### 3.2 Coordenadas de trabalho

As coordenadas associadas aos movimentos translacionais e rotacionais da base móvel em relação à base fixa são chamadas coordenadas no espaço de trabalho. Três delas são

Tabela 3.1 – Parâmetros geométricos utilizados nos manipuladores.

MPS de Movimento		MPS de Compensação	
Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$r_{base}$	0,625 (m)	$r_{base}$	0,625 (m)
$r_{plat}$	0,625 (m)	$r_{plat}$	0,430 (m)
$\theta_b$	0,375 (rad)	$\theta_b$	0,375 (rad)
$\theta_p$	1,422 (rad)	$\theta_p$	1,422 (rad)
$l_{min}$	0,75 (m)	$l_{min}$	0,75 (m)
$l_{max}$	1,10 (m)	$l_{max}$	1,10 (m)

translacionais que, agrupadas em um vetor de posição  $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$ , representam a posição do centro de massa (CM) da plataforma:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix}^T. \quad (3.7)$$

Já, as três restantes são as rotações representadas por um vetor de rotação  $\theta$  que compreende:

- Rotação sobre o eixo  $x_{base}$ , chamado de rolagem (ou rolamento) com ângulo  $\alpha$ ;
- Rotação sobre o eixo  $y_{base}$ , chamado de arfagem com ângulo  $\beta$ ;
- Rotação sobre o eixo  $z_{base}$ , chamado de guinada com ângulo  $\gamma$ .

Os ângulos das rotações são definidos como ângulos de Euler. A ordem das operações utilizada neste trabalho é primeiramente a guinada, seguida pela arfagem e então o rolamento. Uma ordem diferente de rotações levará a uma orientação distinta para um mesmo conjunto de ângulos.

Seguindo esta sequência de rotação, pode-se definir um vetor de ângulos  $\theta \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$ , com as rotações da base móvel em relação à base fixa, como:

$$\theta = \begin{bmatrix} \alpha & \beta & \gamma \end{bmatrix}^T. \quad (3.8)$$

Ambos os vetores de translação e rotação formam a representação de uma configuração de um MPS no espaço Cartesiano, dada pelo vetor  $\mathbf{X} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$ , na seguinte forma:

$$\mathbf{X} = [x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma]^T. \quad (3.9)$$

Quando as coordenadas de interesse são representadas pelo comprimento das *pernas*, diz-se que se está trabalhando em coordenadas de junta. Neste caso, estas informações são apresentadas na forma de um vetor  $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$ , onde cada item do vetor representa o comprimento de cada uma das *pernas*. Assim:

$$\mathbf{q} = [L_1 \ L_2 \ L_3 \ L_4 \ L_5 \ L_6]^T. \quad (3.10)$$

Neste trabalho serão utilizadas ambas as representações, pois a representação no espaço de trabalho fornece uma informação mais intuitiva a respeito da posição e orientação do efetador, enquanto que a representação no espaço de juntas é comumente utilizada para desenvolvimento do sistema de controle aplicado.

A Figura 3.4 a seguir apresenta ambas as representações.

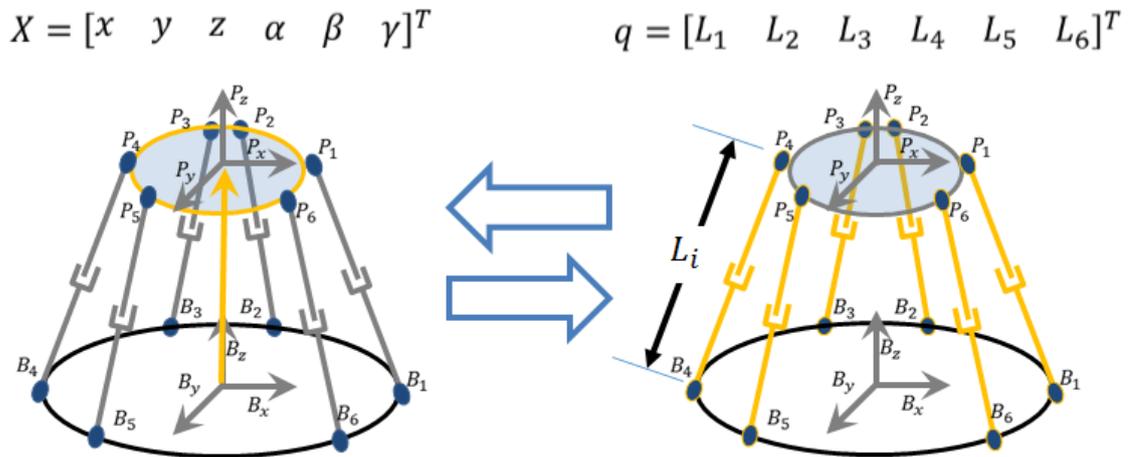


Figura 3.4 – Representação em espaço de trabalho e espaço de juntas.

### 3.3 Matriz de rotação

As matrizes de transformação são obtidas a partir dos três ângulos de rotação considerados separadamente, como segue:

$$\mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\text{sen}(\alpha) \\ 0 & \text{sen}(\alpha) & \cos(\alpha) \end{bmatrix}; \quad (3.11)$$

$$\mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} = \begin{bmatrix} \cos(\beta) & 0 & \text{sen}(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\text{sen}(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{bmatrix}; \quad (3.12)$$

$$\mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} = \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & -\text{sen}(\gamma) & 0 \\ \text{sen}(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.13)$$

A matriz de transformação  $\mathbf{R}(\theta) \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$  é então dada pela rotação consecutiva dos três ângulos na ordem exposta anteriormente, conforme as equações (3.14) e (3.15).

$$\mathbf{R}(\theta) = \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma}, \quad (3.14)$$

$$\mathbf{R}(\theta) = \begin{bmatrix} c\gamma c\beta & -s\gamma c\alpha + c\gamma s\beta s\alpha & s\gamma s\alpha + c\gamma s\beta c\alpha \\ s\gamma c\beta & c\gamma c\alpha + s\gamma s\beta s\alpha & -c\gamma s\alpha + s\gamma s\beta c\alpha \\ -s\beta & c\beta s\alpha & c\beta c\alpha \end{bmatrix}, \quad (3.15)$$

onde,  $c\alpha = \cos(\alpha)$ ,  $s\alpha = \text{sen}(\alpha)$ ,  $c\beta = \cos(\beta)$ ,  $s\beta = \text{sen}(\beta)$ ,  $c\gamma = \cos(\gamma)$  e  $s\gamma = \text{sen}(\gamma)$ .

Por meio do uso da matriz de transformação, pode-se expressar qualquer vetor oriundo do sistema de referência móvel no sistema de referência inercial, realizando a pré-multiplicação da matriz pelo vetor em questão.

### 3.4 Análise cinemática

A análise cinemática trata da movimentação do sistema sem levar em consideração as forças envolvidas. A configuração geométrica (pose) de um MPS em qualquer instante de tempo pode ser definida a partir de uma posição e orientação da base móvel em relação à base fixa. Dadas uma posição e orientação do efetuador, o comprimento de cada um dos seis atuadores pode ser determinado. Este cálculo é denominado *cinemática inversa*. Já, a determinação da posição e orientação da base móvel quando são dados os comprimentos dos atuadores é denominada *cinemática direta* [Salzmann, 2004; Merlet, 2004; Bingul e Karahan, 2012]. Em manipuladores paralelos, a cinemática direta pode ter mais de uma solução enquanto que a cinemática inversa tem sempre somente uma solução [Salzmann, 2004].

#### 3.4.1 Cinemática inversa

A cinemática inversa de um MPS é aquela por meio da qual a partir de uma posição e orientação da base móvel, obtêm-se o comprimento dos atuadores [Ismail, 1988; Dasgupta e Mruthyunjaya, 2000; Salzmann, 2004; Merlet, 2006; Bingul e Karahan, 2012]. Define-se o sistema de coordenadas da base  $O_b$  como o *sistema de referência inercial* do mecanismo e o sistema de coordenadas da plataforma  $O_p$  como *sistema de referência móvel*. O procedimento aqui descrito para o cálculo da cinemática inversa é semelhante àquele apresentado em Salzmann, 2004.

Diferentemente do que é observado em manipuladores seriais, a cinemática inversa em manipuladores paralelos possui apenas uma solução, a qual está associada à resolução de uma equação vetorial conforme mostra a Figura 3.5. Assumindo que um MPS tem uma certa pose, dada por três orientações e três translações da base móvel em relação à base fixa, a posição do centro de massa da base móvel pode ser descrita pelo vetor  $\mathbf{C}$  com respeito à  $O_b$  e as três rotações descritas pelo vetor  $\theta$ , também com respeito ao mesmo sistema de referência.

Assim, as coordenadas dos pontos de apoio na base móvel podem ser descritas por um vetor  $\mathbf{P}_i$  no sistema  $O_p$ . Esse vetor quando representado no sistema da base fixa,  $O_b$ , deve levar em consideração as três rotações.

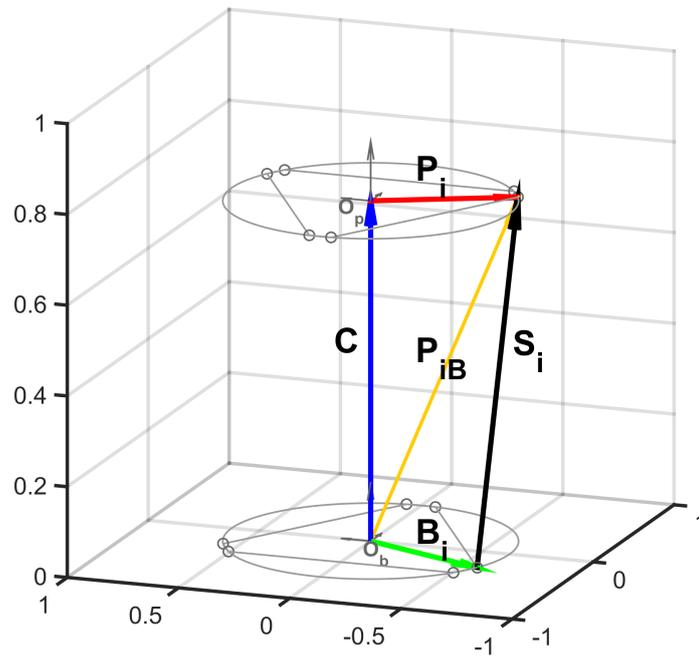


Figura 3.5 – Cadeia vetorial para solução da cinemática inversa.

Usando a matriz de transformação, os pontos de apoio da base móvel podem ser projetados no sistema de referência inercial, com relação ao sistema  $O_b$  por:

$$\mathbf{P}_i' = \mathbf{R}(\theta)\mathbf{P}_i. \quad (3.16)$$

Adicionando o vetor  $\mathbf{C}$ , o qual representa o centro de massa da base móvel, o vetor dos pontos de apoio é representado, então, no sistema de referência  $O_b$  por:

$$\mathbf{P}_{iB} = \mathbf{P}_i' + \mathbf{C}. \quad (3.17)$$

Então, o vetor dos atuadores pode ser obtido através da seguinte equação:

$$\mathbf{S}_i = \mathbf{P}_{iB} - \mathbf{B}_i. \quad (3.18)$$

Por fim, o comprimento de cada um dos  $i$ -ésimos atuadores pode ser derivado a partir da norma do vetor dos atuadores:

$$\mathbf{L}_i = \|\mathbf{S}_i\|. \quad (3.19)$$

### 3.5 Matriz jacobiana

Craig, 2004 define a matriz Jacobiana como uma derivada multidimensional. Supõe-se, por exemplo, seis funções genéricas cada uma com seis variáveis independentes também genéricas, na forma:

$$\begin{aligned} y_1 &= f_1(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6), \\ y_2 &= f_2(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6), \\ y_3 &= f_3(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6), \\ y_4 &= f_4(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6), \\ y_5 &= f_5(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6), \\ y_6 &= f_6(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6). \end{aligned} \quad (3.20)$$

Usando a notação vetorial, a Equação (3.20) resulta:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{F}(\mathbf{X}). \quad (3.21)$$

Diferenciando ambos os lados da Equação (3.20), a relação torna-se:

$$\begin{aligned} \delta y_1 &= \frac{\delta f_1}{\delta x_1} \delta x_1 + \frac{\delta f_1}{\delta x_2} \delta x_2 + \cdots + \frac{\delta f_1}{\delta x_6} \delta x_6 \\ \delta y_2 &= \frac{\delta f_2}{\delta x_1} \delta x_1 + \frac{\delta f_2}{\delta x_2} \delta x_2 + \cdots + \frac{\delta f_2}{\delta x_6} \delta x_6 \\ &\vdots \\ \delta y_6 &= \frac{\delta f_6}{\delta x_1} \delta x_1 + \frac{\delta f_6}{\delta x_2} \delta x_2 + \cdots + \frac{\delta f_6}{\delta x_6} \delta x_6 \end{aligned} \quad (3.22)$$

Representando, agora, a relação na forma vetorial:

$$\delta \mathbf{Y} = \frac{\delta \mathbf{F}}{\delta \mathbf{X}} \delta \mathbf{X}, \quad (3.23)$$

onde  $\delta \mathbf{F}/\delta \mathbf{X}$  pode ser substituído pela quantidade  $\delta \mathbf{J}$ , resultando:

$$\delta\mathbf{Y} = \delta\mathbf{J}\delta\mathbf{X}, \quad (3.24)$$

A matriz  $\mathbf{J}$  das derivadas parciais, neste exemplo  $\mathbf{J} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ , é chamada matriz Jacobiana. Em termos práticos, no contexto de manipuladores paralelos, essa matriz atua como o operador que transforma as velocidades no espaço cartesiano para velocidades no espaço de juntas. A expressão mais comumente utilizada é [Simaan e Shoham, 2003]:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}\dot{\mathbf{X}}. \quad (3.25)$$

A relação da Equação (3.25) é importante em muitos aspectos em se tratando de manipuladores robóticos dentre os quais destacam-se: o planejamento e execução de trajetórias suaves; a determinação de posições singulares; a derivação das equações dinâmicas de movimento; a transformação de forças e torques do efetuador para as juntas do manipulador [Spong e Vidyasagar, 1989].

A determinação da matriz jacobiana para o caso de um MPS, segundo Lebret et al., 1993 pode ser realizada em dois passos. No primeiro, as velocidades das juntas de ligação dos atuadores com a base móvel,  $\mathbf{v}_{\mathbf{pi}} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$ , são encontradas através da derivada do vetor de posição de cada uma das juntas, obtida a partir da variação do sistema de referência inercial em relação ao tempo, conforme equações (3.28) a (3.31). No segundo passo, as velocidades das juntas são relacionadas com as velocidades de cada um dos atuadores. Para cada um dos passos, é definido uma matriz Jacobiana intermediária que relaciona as grandezas. Assim:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}_1(\mathbf{X})\mathbf{v}_{\mathbf{pi}}, \quad (3.26)$$

e,

$$\mathbf{v}_{\mathbf{pi}} = \mathbf{J}_2(\mathbf{X})\dot{\mathbf{X}}. \quad (3.27)$$

Assim, no primeiro passo, define-se a velocidade das juntas superiores como:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{pi}} = \frac{d(\mathbf{P}_{\mathbf{iB}})}{dt}. \quad (3.28)$$

Substituindo-se as equações (3.17) e (3.16) na Equação (3.28), e sabendo-se que o vetor  $\mathbf{P}_i$  é constante, tem-se:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}i} = \frac{d(\mathbf{R}(\theta))}{dt} \mathbf{P}_i + \dot{\mathbf{C}}, \quad (3.29)$$

onde a derivada da matriz de rotação é obtida a partir da aplicação da regra da cadeia para derivadas. Assim:

$$\frac{d\mathbf{R}(\theta)}{dt} = \frac{d\mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha}}{dt} \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} + \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \frac{d\mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta}}{dt} \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} + \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \frac{d\mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma}}{dt}. \quad (3.30)$$

As derivadas das matrizes de rotação  $\mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha}$ ,  $\mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta}$ ,  $\mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma}$  podem ser obtidas através do uso do conceito de *matriz antissimétrica* [Spong e Vidyasagar, 1989]. Substituindo-se essas relações na Equação (3.29), resulta:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}i} = \mathbf{S}(\hat{\mathbf{i}}) \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} \mathbf{P}_i \dot{\alpha} + \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \mathbf{S}(\hat{\mathbf{j}}) \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} \mathbf{P}_i \dot{\beta} + \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \mathbf{S}(\hat{\mathbf{k}}) \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} \mathbf{P}_i \dot{\gamma} + \dot{\mathbf{C}} \quad (3.31)$$

onde o operador  $\mathbf{S}(\cdot)$  retorna uma matriz antissimétrica;  $\hat{\mathbf{i}}$ ,  $\hat{\mathbf{j}}$  e  $\hat{\mathbf{k}}$  são vetores unitários nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente.

De acordo com Lebret et al., 1993, a matriz  $\mathbf{J}_2$  relaciona as velocidades das juntas com a velocidade do efetuador no espaço de trabalho. Assim:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{p}i} = \mathbf{J}_{2i} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{C}} & \dot{\alpha} & \dot{\beta} & \dot{\gamma} \end{bmatrix}^T, \quad (3.32)$$

onde o subíndice  $i$  representa cada linha da matriz. Reescrevendo-se a Equação (3.32) na forma matricial, cada linha é definida como:

$$\mathbf{J}_{2i}(\mathbf{X}) = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \mathbf{S}(\hat{\mathbf{i}}) \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} \mathbf{P}_i & \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \mathbf{S}(\hat{\mathbf{j}}) \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} \mathbf{P}_i & \mathbf{R}_{\mathbf{x},\alpha} \mathbf{R}_{\mathbf{y},\beta} \mathbf{S}(\hat{\mathbf{k}}) \mathbf{R}_{\mathbf{z},\gamma} \mathbf{P}_i \end{bmatrix} \dot{\mathbf{X}} \quad (3.33)$$

onde  $\mathbf{I}_{3 \times 3}$  é a matriz identidade  $\mathbf{I} \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ .

Em seguida, a velocidade no ponto de conexão da junta superior com a base móvel é utilizada para encontrar a velocidade em cada um dos atuadores. Isso é feito igualando-se a velocidade no atuador com a velocidade na junta na direção do atuador, conforme expressa

a Equação (3.34):

$$\dot{\mathbf{q}}_i = \mathbf{J}_1 \mathbf{v}_{pi}. \quad (3.34)$$

Como a velocidade da junta superior é a mesma do vetor da *perna*, então:

$$\mathbf{v}_{pi} = \dot{\mathbf{S}}_i. \quad (3.35)$$

Sendo a velocidade do atuador igual à componente da velocidade do vetor da *perna*, na direção do atuador:

$$\dot{\mathbf{q}}_i = \hat{\mathbf{s}}_i \dot{\mathbf{S}}_i, \quad (3.36)$$

e, portanto:

$$\dot{\mathbf{q}}_i = \hat{\mathbf{s}}_i \mathbf{v}_{pi}, \quad (3.37)$$

Assim, a expressão da matriz Jacobiana intermediária,  $\mathbf{J}_1$ , é:

$$\mathbf{J}_1(\mathbf{X}) = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{s}}_1^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \hat{\mathbf{s}}_2^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \hat{\mathbf{s}}_3^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \hat{\mathbf{s}}_4^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \hat{\mathbf{s}}_5^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \hat{\mathbf{s}}_6^T \end{bmatrix}, \quad (3.38)$$

onde  $\mathbf{0}$  são vetores de dimensão  $1 \times 3$ . Assim, a expressão que define a matriz Jacobiana é a multiplicação da equação de  $\mathbf{J}_1(\mathbf{X})$  pela equação de  $\mathbf{J}_2(\mathbf{X})$ :

$$\mathbf{J} = \mathbf{J}_1(\mathbf{X})\mathbf{J}_2(\mathbf{X}). \quad (3.39)$$

Segundo Craig, 2004, a matriz Jacobiana pode ser definida com quaisquer dimensões, não se restringindo às matrizes quadradas. O número de linhas da matriz é o número de

graus de liberdade no espaço de trabalho de um manipulador, enquanto que o número de colunas é o número de juntas do mesmo manipulador. Para o caso do MPS em estudo nesse trabalho, a matriz Jacobiana tem dimensão  $\mathbf{J} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  já que são seis os atuadores independentes e seis os graus de liberdade relacionados ao efetuador.

### 3.6 Singularidades

Considerando a relação de transformação das velocidades em espaço distintos a partir da matriz Jacobiana expressa na Seção 3.5, pode ser conveniente controlar ou expressar um movimento do manipulador a partir da definição das velocidades no espaço contrário. Ou seja, para tanto, é necessário inverter a matriz Jacobiana. A matriz, entretanto, nem sempre é inversível. Nesse caso, é necessário determinar quando a matriz pode ser invertida obtendo-se a relação contrária aquela original [Craig, 2004].

As configurações dos manipuladores onde a matriz Jacobiana torna-se singular são chamados singularidades. A maioria dos manipuladores possuem singularidades nos limites do seu espaço de trabalho e alguns, inclusive, dentro do próprio espaço de trabalho [Gosselin e Angeles, 1990; Craig, 2004]. Normalmente, esta condição está relacionada com a perda ou ganho de um grau de liberdade instantaneamente. Para os autores, as singularidades encontradas em manipuladores paralelos podem ser divididas em três grupos:

- Limites do espaço de trabalho: é aquele quando as velocidades estão direcionadas para fora do espaço de trabalho, sendo que o manipulador já se encontra no limite do seu movimento naquela direção. Ou seja, não há variação no vetor  $\dot{\mathbf{X}}$ , pois este se encontra no limite físico do sistema.
- Movimento do efetuador sem movimento nas juntas: ocorre quando, mesmo que todos atuadores estejam travados sem movimentação, um movimento no efetuador acontece. Isto significa dizer que não há variação no vetor  $\dot{\mathbf{q}}$ , ou seja, mesmo com os comprimentos fixos, existe uma movimentação do efetuador.
- Quando ambos os casos acontecem simultaneamente.

Lara M., 2008, por sua vez, define as singularidades presentes em um MPS em dois tipos:

- Tipo I: Quando o manipulador alcança o limite do seu volume de trabalho, chamadas de singularidades cinemáticas.
- Tipo II: Quando a carga aplicada ao centróide da base móvel, seja ela dinâmica ou estática, é superior àquelas proporcionadas pelos atuadores do manipulador, chamadas de singularidades estáticas ou de força.

As singularidades do tipo II são mais graves, pois podem acontecer no interior do volume de trabalho. Como forma de contornar o problema de singularidades em manipuladores paralelos do tipo Plataforma de Stewart, Lara M., 2008 ainda apresenta o critério de *ill conditioning*, o qual permite identificar regiões de singularidades próximas às trajetórias escolhidas.

A identificação das singularidades em manipuladores são importantes por diversas razões, dentre as quais, destacam-se [Spong e Vidyasagar, 1989]:

- Representam configurações onde o movimento em algumas direções pode estar restrito
- Na singularidade, uma velocidade limitada em espaço de trabalho pode ser ilimitada em espaço de juntas. Assim como uma força limitada em espaço de trabalho pode equivaler a um torque ilimitado no espaço de juntas.
- Na singularidade, um torque ou força limitada no efetuador pode corresponder a uma força ou torque ilimitada nos atuadores.

Neste sentido, alguns autores apresentam métodos para determinação das singularidades na matriz Jacobiana. Spong e Vidyasagar, 1989, por exemplo, descrevem um método chamado desacoplamento de singularidades onde a matriz Jacobiana é dividida em blocos de matrizes menores de dimensão  $3 \times 3$ . Em seguida, cada matriz reduzida é analisada separadamente. Já, Lebret et al., 1993 propõem uma análise das matrizes  $\mathbf{J}_1(\mathbf{X})$  e  $\mathbf{J}_2(\mathbf{X})$  independentemente, verificando-se quando existe a possibilidade de redução do posto.

### 3.7 Espaço de trabalho

O espaço de trabalho de um manipulador é definido como a região alcançável pelo efetuador. Como manipuladores paralelos possuem um espaço de trabalho relativamente

pequeno quando comparados ao espaço de trabalho de manipuladores seriais, é importante maximizá-lo [Kim et al., 1997]. Por vezes, ainda, os manipuladores paralelos como o MPS não possuem um efetuador definido, sendo, portanto, o seu centróide considerado como ponto para se avaliar o seu espaço de trabalho.

Kim et al., 1997 utilizam um método geométrico para determinação do espaço de trabalho de um manipulador paralelo de seis graus de liberdade. Isto significa que não é necessário saber a posição e orientação da base móvel em relação à base fixa, mas apenas as variáveis de projeto do manipulador tais como raios das bases e comprimentos dos atuadores.

Já, Ciprian et al., 2014 utilizam um método numérico para determinação do espaço de trabalho. Este algoritmo usa a cinemática inversa e um conjunto de duas restrições que abrangem os comprimentos máximos das pernas e o ângulo formado pelas juntas tanto na base quanto no efetuador para o cálculo do volume.

O método apresentado em Ciprian et al., 2014 é utilizado neste trabalho como meio de apresentar o espaço de trabalho dentro do qual o MPS é capaz de compensar os movimentos provenientes da maré. Este método consiste em um algoritmo que divide todo o espaço de trabalho em pequenas porções cúbicas. O passo de variação de cada grau de liberdade  $x$ ,  $y$ ,  $z$  foi definido como 0,005 m.

A Figura 3.6 mostra o espaço gerado no plano XZ o qual pode ser atingido pelo centro da base móvel. Já, a Figura 3.7 mostra o espaço gerado no plano YZ, também atingido pelo centro da base móvel. Ambos espaços de trabalho consideraram apenas translações mantendo, portanto, a orientação da base móvel constante e paralela à base fixa.

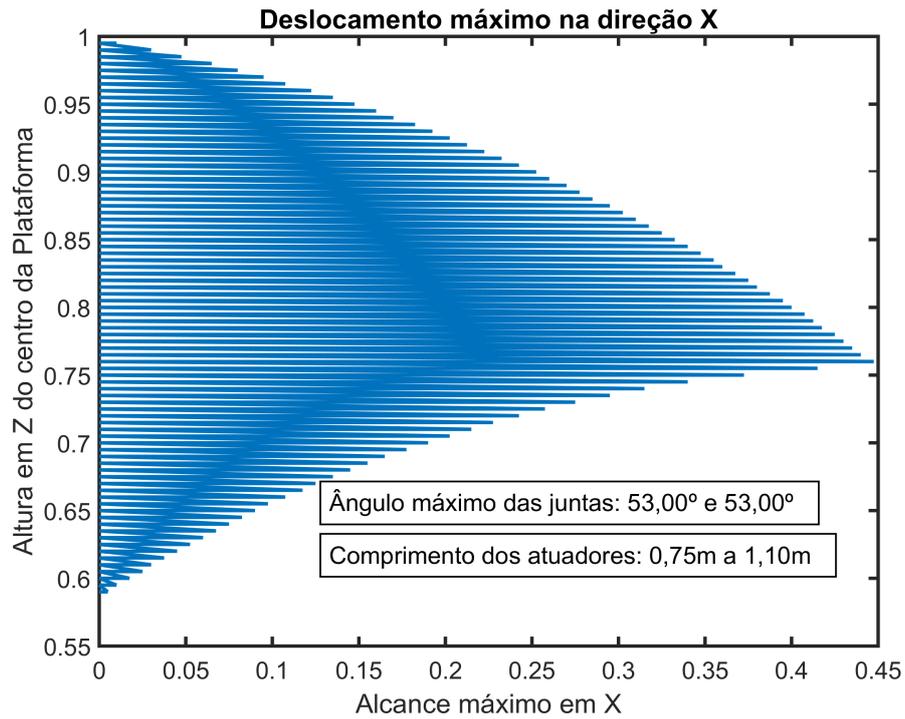


Figura 3.6 – Espaço de trabalho da plataforma reduzida considerando o plano XZ.

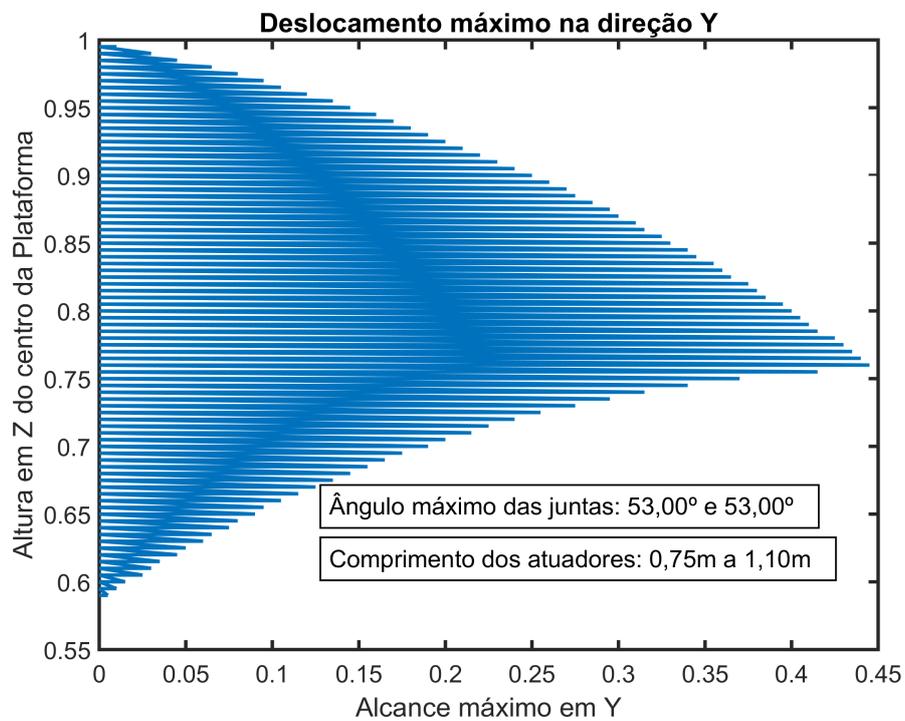


Figura 3.7 – Espaço de trabalho da plataforma reduzida considerando o plano YZ.

### 3.8 Análise Dinâmica

Esta seção é destinada ao desenvolvimento das equações dinâmicas do MPS com o intuito de um projeto de controle adequado. Este desenvolvimento será feito de forma breve e pode ser encontrado na sua forma completa em García, 2015.

O método para obtenção das equações dinâmicas aplicado por Dasgupta e Mruthyunjaya, 1998a e Guo e Li, 2006 tem por base a abordagem de Newton-Euler e requer o cálculo de todas as restrições de forças e momentos entre os elos. Na abordagem através da formulação de Lagrange, a qual é usada por García, 2015 e utilizada neste trabalho, descreve as equações dinâmicas de um sistema mecânico através dos conceitos de trabalho e energia potencial e cinética.

Lebret et al., 1993 e Kim et al., 2000 mostram os passos e coeficientes resultantes das expressões por esta análise. Outros autores com trabalhos relevantes neste âmbito, Li e Salcudean, 1997 e Davliakos e Papadopoulos, 2008, sustentam que a inércia das pernas pode ser desprezada, uma vez que seus parâmetros apresentam valores muito menores quando comparado aos da base móvel.

Assim, neste trabalho, para efeitos de projeto de sistemas de controle, a inércia das pernas é desconsiderada, facilitando a análise de estabilidade. No entanto, o modelo simulado compreende informações sobre cada uma das pernas, incluindo seus momentos de inércia. A apresentação do modelo utilizado para simulação é feita no Apêndice A.

#### 3.8.1 Formulação de Lagrange

Segundo Lebret et al., 1993, a aplicação da formulação de Lagrange pode ser realizada em dois passos:

1. Cálculo da energia cinética e potencial em função das coordenadas de junta;
2. Desenvolvimento da equação de Lagrange sob a forma da expressão:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})}{\partial \dot{\mathbf{q}}}\right) - \frac{\partial T(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})}{\partial \mathbf{q}} + \frac{\partial U(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} = \boldsymbol{\tau}. \quad (3.40)$$

onde a variável  $T$  representa a energia cinética e a variável  $U$  representa a energia potencial da base móvel da plataforma em função do vetor de coordenadas  $\mathbf{q}$ . Assim:

$$T = T(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}} \quad (3.41)$$

e

$$U = U(\mathbf{q}), \quad (3.42)$$

onde  $\mathbf{M}(\mathbf{q})$  é a matriz de inércia,  $\mathbf{M}(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ , e  $U(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^6$ .

Após alguma manipulação algébrica, a dinâmica de um MPS pode ser expressa por meio da seguinte equação:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{V}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) = \boldsymbol{\tau}, \quad (3.43)$$

onde  $\boldsymbol{\tau} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$  representa o vetor dos torques aplicados pelos atuadores. A matriz de inércia pode ser obtida diretamente por meio da expressão da energia cinética. O termo  $\mathbf{G}(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$  relativo à ação da gravidade é obtido a partir da expressão da energia potencial. Já, a obtenção da parcela relativa à matriz de Coriolis é geralmente um procedimento complexo.

A Equação (3.43) expressa a dinâmica do manipulador no espaço de juntas. Conforme já discutido, a obtenção do modelo matemático da dinâmica do manipulador no espaço de trabalho é, geralmente, mais simples. Assim, neste trabalho o equacionamento é descrito por meio da seguinte equação diferencial não-linear de segunda ordem [Sirouspour e Salcudean, 2001], em espaço de trabalho:

$$\mathbf{M}(\mathbf{X}) \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{V}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}) \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{G}(\mathbf{X}) = \mathbf{J}^T(\mathbf{X}) \boldsymbol{\tau}, \quad (3.44)$$

onde,  $\mathbf{X} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$  é o vetor de coordenadas no espaço de trabalho,  $\boldsymbol{\tau} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$  é o vetor de forças e momentos aplicados ao efetuador,  $\mathbf{J}^T \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  é a matriz jacobiana transposta,  $\mathbf{M}(\mathbf{X}) \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  é a matriz de inércia,  $\mathbf{V}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}) \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  é a matriz de Coriolis e  $\mathbf{G}(\mathbf{X}) \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$  representa os efeitos gravitacionais.

Utilizando a metodologia proposta por Leuret et al., 1993, Kim et al., 2000 obtiveram as expressões para cada uma destas matrizes, como segue:

$$\mathbf{M}(\mathbf{X}) = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_1(\beta, \gamma) & c_2(\beta, \gamma) & c_3(\beta) \\ 0 & 0 & 0 & c_4(\beta, \gamma) & c_5(\gamma) & c_6 \\ 0 & 0 & 0 & c_7(\beta) & c_8 & c_9 \end{bmatrix}, \quad (3.45)$$

sendo,

$$c_1(\beta, \gamma) = I_x \cos^2 \beta \cos^2 \gamma + I_y \cos^2 \beta \sin^2 \gamma + I_z \sin^2 \beta, \quad (3.46)$$

$$c_2(\beta, \gamma) = (I_x - I_y) \cos \beta \cos \gamma \sin \gamma, \quad (3.47)$$

$$c_3(\beta) = I_z \sin \beta, \quad (3.48)$$

$$c_4(\beta, \gamma) = (I_x - I_y) \cos \beta \cos \gamma \sin \gamma, \quad (3.49)$$

$$c_5(\gamma) = I_x \sin^2 \gamma + I_y \cos^2 \gamma, \quad (3.50)$$

$$c_6 = 0, \quad (3.51)$$

$$c_7(\beta) = I_z \sin \beta, \quad (3.52)$$

$$c_8 = 0, \quad (3.53)$$

$$c_9 = I_z, \quad (3.54)$$

e onde  $I_x$ ,  $I_y$ ,  $I_z$  são, respectivamente, os momentos de inércia de massa com relação aos eixos  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , respectivamente, e  $m$  é a massa da base móvel.

Tem-se, também:

$$\mathbf{V}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & v_1(\dot{\beta}, \dot{\gamma}) & v_2(\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}) & v_3(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) \\ 0 & 0 & 0 & v_4(\dot{\alpha}, \dot{\gamma}) & v_5(\dot{\gamma}) & v_6(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) \\ 0 & 0 & 0 & v_7(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) & v_8(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) & v_9 \end{bmatrix}, \quad (3.55)$$

onde,

$$v_1(\dot{\beta}, \dot{\gamma}) = K_1\dot{\beta} + K_2\dot{\gamma}, \quad (3.56)$$

$$v_2(\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}) = K_1\dot{\alpha} + K_5\dot{\beta} + K_3\dot{\gamma}, \quad (3.57)$$

$$v_3(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) = K_2\dot{\alpha} + K_3\dot{\beta}, \quad (3.58)$$

$$v_4(\dot{\alpha}, \dot{\gamma}) = -K_1\dot{\alpha} + K_3\dot{\gamma}, \quad (3.59)$$

$$v_5(\dot{\gamma}) = K_4\dot{\gamma}, \quad (3.60)$$

$$v_6(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) = K_3\dot{\alpha} + K_4\dot{\beta}, \quad (3.61)$$

$$v_7(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) = -K_2\dot{\alpha} - K_3\dot{\beta}, \quad (3.62)$$

$$v_8(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) = -K_3\dot{\alpha} - K_4\dot{\beta}, \quad (3.63)$$

$$v_9 = 0, \quad (3.64)$$

onde os termos  $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$  são definidos como:

$$K_1 = -\cos\beta \sin\beta(\cos\gamma^2 I_x + \sin\gamma^2 I_y - I_z), \quad (3.65)$$

$$K_2 = -\cos\beta^2 \cos\gamma \sin\gamma(I_x - I_y), \quad (3.66)$$

$$K_3 = \frac{1}{2} \cos\beta(\cos\gamma - \sin\gamma)(\cos\gamma + \sin\gamma)(I_x - I_y), \quad (3.67)$$

$$K_4 = \cos \gamma \operatorname{sen} \gamma (I_x - I_y), \quad (3.68)$$

$$K_5 = -\cos \gamma \operatorname{sen} \gamma \operatorname{sen} \beta (I_x - I_y), \quad (3.69)$$

e o termo da matriz gravitacional é expressa como:

$$\mathbf{G}(\mathbf{X}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & mg & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T. \quad (3.70)$$

Representando a Equação (3.44) em termos matriciais, tem-se:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_1(\beta, \gamma) & c_2(\beta, \gamma) & c_3(\beta) \\ 0 & 0 & 0 & c_4(\beta, \gamma) & c_5(\gamma) & c_6 \\ 0 & 0 & 0 & c_7(\beta) & c_8 & c_9 \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{X}}_+ \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & v_1(\dot{\beta}, \dot{\gamma}) & v_2(\dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}) & v_3(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) \\ 0 & 0 & 0 & v_4(\dot{\alpha}, \dot{\gamma}) & v_5(\dot{\gamma}) & v_6(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) \\ 0 & 0 & 0 & v_7(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) & v_8(\dot{\alpha}, \dot{\beta}) & v_9 \end{bmatrix} \dot{\mathbf{X}}_+ \\ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ mg \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{J}^T(\mathbf{X})\boldsymbol{\tau}, \quad (3.71)$$

Com respeito às características dos coeficientes da Equação (3.44), Lewis, 2004, destaca duas propriedades que são importantes para as provas de estabilidade considerando a teoria de controle realimentado. São elas:

1. A matriz de inércia  $\mathbf{M}(\mathbf{X})$  é simétrica positiva definida e limitada.

2. A expressão  $\dot{\mathbf{M}} - 2\mathbf{V}$  é uma matriz antissimétrica.

A verificação da antissimetria da expressão número 2 é apresentada no Apêndice B.

### 3.8.2 Transformação para Espaço de Juntas

Conforme exposto em Valente et al., 2015, muitos autores apresentam métodos sofisticados de controle quando atuadores hidráulicos são usados, como, por exemplo, em Sirouspour e Salcudean, 2001 e Kim et al., 2000. Como estes métodos são desenvolvidos e aplicados em sua maioria no espaço de juntas do manipulador, esta seção faz uma breve apresentação da transformação da Equação (3.44) para o espaço de juntas.

Considerando a definição de matriz Jacobiana expressa na Equação (3.25), pode-se reescrevê-la na ordem inversa na forma:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{q}}. \quad (3.72)$$

Tomando a derivada temporal da Equação (3.72), chega-se às relações entre acelerações no espaço de junta e no espaço cartesiano, na forma:

$$\ddot{\mathbf{X}} = \mathbf{J}^{-1}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{q}} \quad (3.73)$$

Substituindo-se agora a Equação (3.73) na Equação (3.44) e rearranjando-se os termos comuns, tem-se o modelo dinâmico do MPS em espaço de junta:

$$\mathbf{J}^{-T}\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{J}^{-T}(\mathbf{V} - \mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}})\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{J}^{-T}\mathbf{G} = \boldsymbol{\tau}, \quad (3.74)$$

onde  $\mathbf{M} = \mathbf{M}(\mathbf{X})$ ,  $\mathbf{V} = \mathbf{V}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}})$ ,  $\mathbf{G} = \mathbf{G}(\mathbf{X})$  e  $\mathbf{J}^{-T} = (\mathbf{J}^T)^{-1}$ .

Este equacionamento favorece o desenvolvimento do sistema de controle, conforme é abordado no Capítulo 5.

#### 4. MODELAGEM MATEMÁTICA DO ATUADOR HIDRÁULICO

No Capítulo 3 foi apresentado o modelo mecânico do MPS a partir da formulação Lagrangiana com o objetivo de projeto de sistema de controle adequado. Também foi apresentado o modelo utilizado para simulação numérica do comportamento dinâmico do MPS. Neste capítulo, será abordado o modelo matemático dos atuadores hidráulicos e apresentada a estratégia adotada para a implementação no mesmo ambiente de simulação numérica.

Merrit, 1967 e Linsingen, 2008 citam algumas vantagens e desvantagens do uso de atuadores movidos a energia hidráulica. Como vantagens, destaca, dentre outras, as seguintes:

- O fluido facilita a troca de calor no mecanismo, além de atuar como lubrificante.
- Não existe o efeito de saturação como aquele encontrado em atuadores eletromagnéticos.
- A alta velocidade de resposta.
- A elevada rigidez.

Já, em se tratando de suas desvantagens, o mesmo autor considera as seguintes:

- O alto custo dos componentes hidráulicos devido à necessidade de pequenas tolerâncias de construção.
- A disponibilidade da potência hidráulica é menor em relação à potência elétrica.
- Sempre existe a possibilidade de vazamento, o que provoca perdas de carga.
- A contaminação do fluido, a longo prazo, não pode ser evitada.

Um circuito hidráulico padrão pode ser dividido, conforme De Negri, 2001, em duas partes principais: um circuito de potência e um circuito de atuação. O circuito de potência é composto, basicamente, por um motor elétrico, uma bomba, válvulas de alívio e filtros. Já, o circuito de atuação é composto, normalmente, por válvulas direcionais conectadas a um ou mais cilindros de atuação. Este circuito ainda pode possuir válvulas de retenção ou

reduzidoras de vazão. A Figura 4.1 representa este circuito de atuação hidráulico na sua forma tradicional.

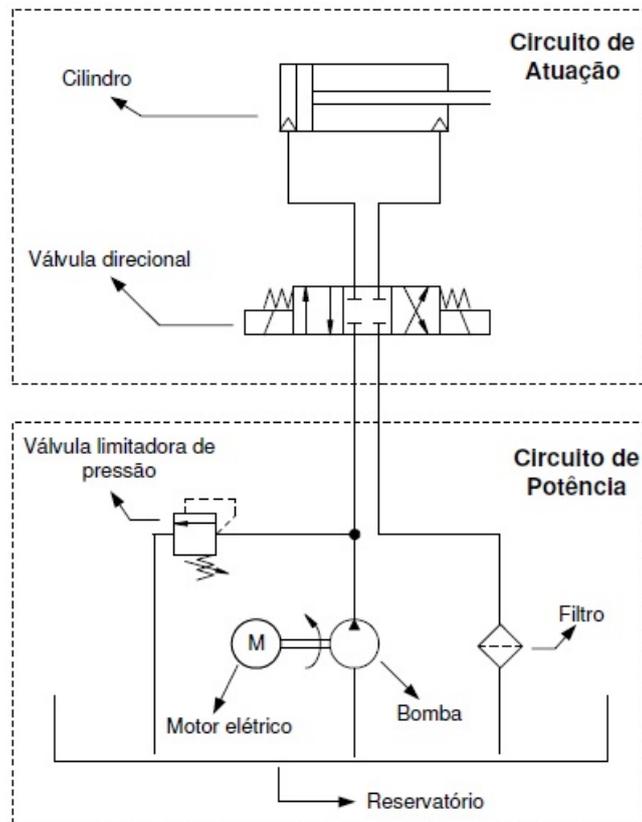


Figura 4.1 – Circuito hidráulico padrão e suas divisões [Pereira, 2006].

No contexto deste trabalho será estudado apenas o circuito de atuação do sistema hidráulico ficando fora do escopo, por exemplo, a modelagem detalhada das válvulas e do sistema de potência. O circuito hidráulico aplicado a cada *perna* do mecanismo será considerado idêntico. Conforme já comentado, o objetivo do presente estudo é apresentar os modelos matemáticos do conjunto válvula-cilindro de forma a permitir implantar e simular estratégias de controle aplicadas ao MPS.

Na Seção 4.1 é descrito o funcionamento geral do atuador hidráulico. Já, a Seção 4.2 aborda a modelagem matemática, enquanto que a implantação do modelo no ambiente de simulação é apresentada na Seção 4.3. Finalmente, na Seção 4.4 é apresentado o método de compensação de zona morta utilizado.

#### 4.1 Descrição do Funcionamento do Atuador Hidráulico

O atuador hidráulico estudado neste trabalho consiste em uma servoválvula assimétrica do tipo carretel com quatro vias que controla um cilindro linear de dupla ação também diferencial. No extremo da haste do pistão é conectada a carga. Na Figura 4.2 é apresentado um esquema que representa o funcionamento desse tipo de atuador.

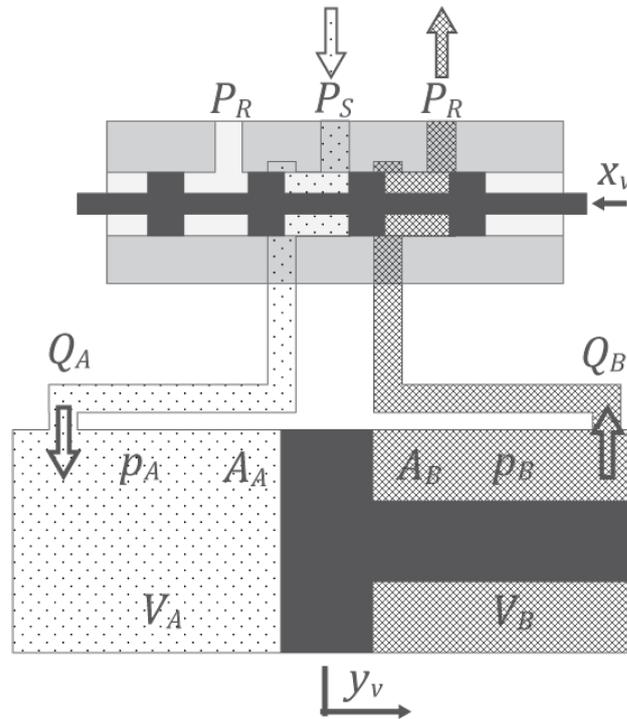


Figura 4.2 – Esquema representativo de um atuador hidráulico. Adaptado de Valente et al., 2015.

Segundo Cunha, 2001, pode-se resumir o funcionamento do sistema da Figura 4.2 da seguinte forma: o sistema de potência fornece o fluido a uma pressão  $P_S$ . Quando o deslocamento  $x_v$  do carretel é positivo, isto é, para a esquerda, a pressão de suprimento ( $P_S$ ) torna-se maior que a pressão na câmara A ( $P_A$ ), surge uma vazão  $Q_A$  no sentido da válvula para a câmara A e, como a pressão na câmara B ( $P_B$ ) é maior que a pressão de retorno ( $P_R$ ), surge uma vazão  $Q_B$  no sentido da câmara B para a válvula. À medida que  $P_A$  vai se tornando maior que  $P_B$ , uma diferença de pressão entre as câmaras surge, fazendo com que uma força seja aplicada ao pistão no sentido da esquerda para a direita. Esta força provoca o movimento da carga para a direita. O processo contrário é obtido invertendo-se a direção

do deslocamento do carretel  $x_v$ . Neste caso, quando  $x_v$  é negativo, as vazões invertem de sentido juntamente com a velocidade da haste, proporcionando um movimento de retorno.

A posição neutra, a qual é escolhida para ser a posição intermediária como demonstrado na Figura 4.2, é considerada como  $\mathbf{y}_v = \mathbf{0}$ . O fato de o pistão ser assimétrico significa que a área útil do êmbolo em um sentido é maior que a área no sentido inverso. Isto pode ser observado com clareza na Figura 4.2.

A força gerada pelo atuador é dada pelo produto da diferença de pressão entre as câmaras A e B e a área do pistão do lado em questão. Desta forma, com valores elevados de pressão é possível gerar grandes forças com pequenas dimensões de área útil. Esta a principal razão pela qual os atuadores hidráulicos apresentam excelente relação peso/potência [Cunha, 2001].

## 4.2 Modelagem Matemática do Atuador Hidráulico

De forma a se obter o modelo matemático não linear do atuador hidráulico, a servoválvula e o cilindro são modelados em separado de acordo com as equações dos fenômenos físicos que regem seu comportamento. O resultado da união de ambas modelagens resulta no modelo do atuador que é utilizado neste trabalho. Algumas considerações são feitas para efeitos de simplificação do modelo:

- Vazamentos internos são desprezados;
- A dinâmica da válvula é desconsiderada, supondo-se uma resposta rápida do carretel.

Visando a facilitar o desenvolvimento do modelo matemático do atuador hidráulico, subdividiu-se o equacionamento em quatro partes, expostas nas seções 4.2.1 a 4.2.4. No presente trabalho, os passos seguidos são aqueles expostos nos trabalhos de Cunha, 2001, Valdiero, 2005 e Pereira, 2006.

### 4.2.1 Equação do Acionamento da Servoválvula

A dinâmica da servoválvula direcional é modelada por meio de uma equação de segunda ordem que relaciona a tensão do sinal de controle de entrada com o deslocamento do carretel [Li e Salcudean, 1997; Valdiero, 2005; Pereira, 2006].

Supondo uma tensão  $U_c$  [V] proporcional ao deslocamento do carretel  $x_v$ , esta tensão pode ser relacionada à tensão do sinal de controle por meio da Equação (4.1):

$$\ddot{U}_c = \omega_v^2 u_v - 2\xi_v \omega_v \dot{U}_c - \omega_v^2 U_c, \quad (4.1)$$

onde  $U_c$  [V] é a tensão proporcional ao deslocamento do carretel;  $\omega_v$  [rad/s] é a frequência natural da válvula;  $\xi_v$  é a razão de amortecimento da válvula e;  $u_v$  [V] é a tensão de controle.

Se a dinâmica da válvula é considerada suficientemente rápida em relação ao restante do sistema, então o modelo pode ser reduzido para a Equação (4.2). Os parâmetros  $\xi_v$  e  $\omega_v$  são obtidos diretamente dos dados de fabricantes, a partir da curva de resposta da válvula para entradas do tipo degrau ou a partir do gráfico de resposta em frequência [Pereira, 2006].

$$U_c = u_v. \quad (4.2)$$

Assim, segundo a Equação (4.2), a partir de um sinal de tensão aplicado à válvula, o carretel se movimenta instantaneamente. Conforme comentado anteriormente, se a dinâmica da válvula é desprezada, então  $U_c$  e  $x_v$  são equivalentes.

#### 4.2.2 Equação da Vazão nos Orifícios

Para modelar a vazão nos orifícios da válvula, faz-se uso da equação de Bernoulli desconsiderando-se os vazamentos internos. Este método relaciona a vazão em um orifício com a diferença das pressões a montante e a jusante com relação ao orifício. O procedimento de modelagem baseado nos trabalhos de Merrit, 1967, De Negri, 2001 e Pereira, 2006.

Considerando  $\mathbf{x}_v > 0$ , tem-se para as vazões as seguintes equações:

$$Q_A = C_d A_0 \sqrt{\frac{2(P_S - P_A)}{\rho}}, \quad (4.3)$$

$$Q_B = C_d A_1 \sqrt{\frac{2(P_B - P_R)}{\rho}}, \quad (4.4)$$

e, para  $\mathbf{x}_v \leq 0$ , tem-se:

$$Q_A = C_d A_2 \sqrt{\frac{2(P_A - P_R)}{\rho}}, \quad (4.5)$$

$$Q_B = C_d A_3 \sqrt{\frac{2(P_S - P_B)}{\rho}}, \quad (4.6)$$

onde  $Q_A$  é a vazão na direção da câmara A [ $m^3/s$ ];  $Q_B$  é a vazão na direção da câmara B [ $m^3/s$ ];  $C_d$  é o coeficiente de descarga nos orifícios de controle;  $A_{i(i=0,1,2,3)}$  são as áreas dos orifícios de passagem [ $m^2$ ];  $\rho$  é a massa específica do óleo [ $kg/m^3$ ];  $p_S$  é a pressão de suprimento [Pa];  $p_A$  é a pressão na câmara A [Pa];  $p_B$  é a pressão na câmara B [Pa] e;  $p_R$  é a pressão de retorno [Pa];

Segundo Pereira, 2006, os parâmetros  $A_{i(i=0,1,2,3)}$  e  $C_d$  são de difícil obtenção pois normalmente não são fornecidos nos catálogos dos fabricantes. Uma opção para o uso destas equações é a inclusão do parâmetro  $K_v$  que, segundo Furst, 2001, substitui ambos os parâmetros anteriores e pode ser determinado a partir de dados presentes nos catálogos. Este parâmetro representa a relação de vazão para uma entrada nominal de posição [Pereira, 2006]. Conforme comentado em Furst, 2001, Valdiero, 2005 e Pereira, 2006, o coeficiente  $K_v$  está relacionado com o coeficiente de vazão parcial  $K_{vp}$  por meio da Equação (4.7).

$$K_{vp} = K_v \sqrt{2}. \quad (4.7)$$

Assim, as equações (4.3) e (4.4), para  $x_v > 0$ , podem ser reescritas como:

$$Q_A = K_{vA} x_v \sqrt{p_S - p_A}, \quad (4.8)$$

$$Q_B = K_{vB} x_v \sqrt{p_B - p_R}. \quad (4.9)$$

E, as equações (4.5) e (4.6), para  $x_v \leq 0$ , podem ser reescritas como:

$$Q_A = K_{vA} x_v \sqrt{p_A - p_R}, \quad (4.10)$$

$$Q_B = K_{vB} x_v \sqrt{p_S - p_B}, \quad (4.11)$$

onde  $K_{vA}$  é o coeficiente de vazão parcial na via A da válvula  $[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$ ;  $K_{vB}$  é o coeficiente de vazão parcial na via B da válvula  $[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$ .

### 4.2.3 Equação da Variação de Pressão no Cilindro

Aplicando a lei da continuidade nas câmaras do cilindro, as expressões para a variação da pressão em cada uma das câmaras pode ser obtida [Merrit, 1967; Cunha, 2001; De Negri, 2001; Furst, 2001; Valdiero, 2005; Pereira, 2006]. É importante ressaltar que são desprezados, nesta modelagem, os efeitos de vazamento interno. Assim, as equações da variação das pressões em cada uma das câmaras são:

$$\dot{p}_A = \frac{\beta_c}{V_A}(Q_A - A_A \dot{y}_v), \quad (4.12)$$

$$\dot{p}_B = -\frac{\beta_c}{V_B}(Q_B - A_B \dot{y}_v), \quad (4.13)$$

onde  $\beta_c$  é o módulo de compressibilidade efetivo [Pa];  $V_A$  é o volume da câmara A [ $m^3$ ];  $V_B$  é o volume da câmara B, também [ $m^3$ ] e;  $\dot{y}_v$  é a velocidade da haste do cilindro [ $m/s$ ].

Os volumes das câmaras são definidos de acordo com um volume inicial de cada uma delas acrescidos de uma variação da posição do êmbolo multiplicada pela área da seção em questão. Assim, os volumes são dados por:

$$V_A = V_{A0} + A_A y_v, \quad (4.14)$$

$$V_B = V_{B0} - A_B y_v, \quad (4.15)$$

onde que  $V_{A0}$  é o volume inicial da câmara A [ $m^3$ ];  $V_{B0}$  é o volume inicial da câmara B [ $m^3$ ],  $A_A$  é a área da seção transversão do êmbolo do pistão na câmara A [ $m^2$ ],  $A_B$  é a área da seção transversão do êmbolo do pistão na câmara B [ $m^2$ ] e  $y_v$  é o deslocamento da haste dado em [ $m$ ].

### 4.2.4 Equilíbrio Dinâmico do Pistão

A equação do equilíbrio dinâmico do pistão é obtida aplicando-se a segunda Lei de Newton na haste do atuador, conforme mostra a Figura 4.3. Considerando a força hidráulica

como a diferença entre os produtos das áreas pelas pressões em cada uma das câmaras e levando-se em conta a inércia do cilindro, força de atrito entre o êmbolo e o cilindro, a aceleração da gravidade e a força de reação efetiva aplicada pelas cargas externas, chega-se à Equação 4.16 [Cunha, 2001; De Negri, 2001; Furst, 2001; Valdiero, 2005; Pereira, 2006]:

$$F_H - F_{fr} - F_L - F_G = m_h \ddot{y}_v, \quad (4.16)$$

onde  $F_H$  é a força hidráulica devido à diferença de pressão nas câmaras [N];  $F_{fr}$  é a força de atrito do êmbolo com o cilindro [N],  $F_L$  é a força das cargas externas [N],  $F_G$  é a força gravitacional (peso) da haste [N] e  $m_h$  a massa do pistão [kg].

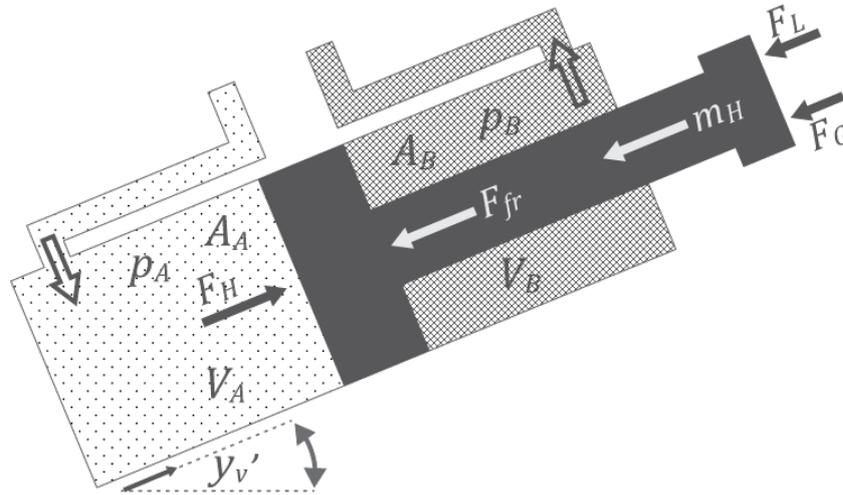


Figura 4.3 – Esquema representativo do equilíbrio dinâmico do pistão. Adaptado de Valente et al., 2015.

É fácil verificar que a *força diferencial* ou *força hidráulica* é dada pela seguinte equação:

$$F_H = p_A A_A - p_B A_B. \quad (4.17)$$

Segundo Pereira, 2006, a força de atrito  $F_{fr}$  depende da velocidade, temperatura, sentido de movimento, lubrificação e desgaste da superfície. Nos trabalhos de Valdiero, 2005; Pereira, 2006, um modelo de atrito sofisticado é usado, englobando o atrito de Stribeck, o atrito viscoso e o atrito de Coulomb. Já, Furst, 2001 desconsiderou o modelo do atrito no sistema estudado. Davliakos e Papadopoulos, 2008 utilizaram um modelo composto pelo

atrito de Coulomb somado ao atrito estático. De Negri, 2001 por sua vez, considerou, além de uma parcela referente à velocidade da haste, uma parcela referente à posição, semelhante a uma força elástica de uma mola. Já este trabalho segue o modelo apresentado por Cunha, 2001; García, 2015, que consideram o atrito apenas dependente da velocidade, ou seja, apenas a parcela viscosa do atrito, dado pela Equação (4.18):

$$F_{fr} = B\dot{y}_v, \quad (4.18)$$

sendo  $B$  o coeficiente de atrito viscoso [ $Ns/m$ ].

No caso do mecanismo estudado neste trabalho, a força relativas às cargas externas  $\mathbf{F}_L$  é traduzida pela força resultante do atuador aplicada à plataforma móvel. Desconsiderando os efeitos dinâmicos das *pernas*, esta força é a própria componente do vetor de forças  $\tau$  da Equação (3.44). Ou seja:

$$F_{Li} = \tau_i, \quad (4.19)$$

Já, a força da gravidade é dada pela componente da força peso na direção axial da *perna*.

### 4.3 Implantação do Modelo Não-Linear do Atuador

O modelo matemático do atuador hidráulico consiste na junção das equações (4.8) a (4.17). Por conveniência, assim como utilizado em Pereira, 2006 e García, 2015, optou-se por trabalhar analiticamente com a derivada da força hidráulica  $\dot{\mathbf{F}}_H$  ao invés de usar diretamente as pressões nas câmaras.

A implantação do modelo do atuador hidráulico foi realizada no software de simulação Matlab Simulink<sup>®</sup>. De forma a segmentar o processo de implantação, dividiu-se o sistema em duas partes [García, 2015]: primeiramente é realizado cálculo das vazões a partir de um sinal de controle de tensão e, em seguida, o cálculo das pressões nas câmaras a partir da velocidade da haste, do comprimento do atuador e das vazões em cada uma das câmaras.

Como o subsistema hidráulico está interconectado ao MPS, as entradas  $y_v$  e  $\dot{y}_v$  são derivadas diretamente das relações  $q$  e  $\dot{q}$  expressas em coordenadas de junta. Isto quer dizer

que o deslocamento da haste é dado pelo afastamento do comprimento do atuador em relação ao seu ponto inicial  $L_0$  (comprimento nominal). Derivando-se esta expressão, encontram-se as equivalências tanto para velocidades quanto para acelerações, conforme expresso nas equações (4.20) a (4.22).

$$y_v = q_i - L_{0i}, \quad (4.20)$$

$$\dot{y}_v = \dot{q}_i, \quad (4.21)$$

$$\ddot{y}_v = \ddot{q}_i, \quad (4.22)$$

onde o subíndice  $i$  representa cada um dos atuadores do MPS, sendo  $i = 1..6$ .

De posse das pressões nas câmaras, a força hidráulica é dada, então, diretamente por meio da implantação da Equação 4.17. Na Tabela 4.1 estão apresentados os valores dos parâmetros da servoválvula hidráulica utilizados neste trabalho, os quais foram determinados experimentalmente por Pereira, 2006 e utilizados, também, em García, 2015.

Tabela 4.1 – Parâmetros da servoválvula e cilindro hidráulicos.

Parâmetro	Valor	Unidade
$A_A$	$31,17 \times 10^{-4}$	$[m^2]$
$A_B$	$15,27 \times 10^{-4}$	$[m^2]$
$K_{vA}$	$1,2 \times 10^{-6}$	$[m^3/(sPa^{1/2})]$
$K_{vB}$	$0,8 \times 10^{-6}$	$[m^3/(sPa^{1/2})]$
$V_{A0}$	$6,92 \times 10^{-4}$	$[m^3]$
$V_{B0}$	$3,43 \times 10^{-4}$	$[m^3]$
$\beta_c$	$0,8 \times 10^9$	$[Pa]$
$B$	488	$[Ns/m]$
$U_{cn}$	10	$[V]$
$P_S$	$50 \times 10^5$	$[Pa]$
$P_R$	0	$[Pa]$

#### 4.4 Compensação de Zona Morta

Um dos principais problemas no controle de posição utilizando-se atuadores hidráulicos são as não-linearidades presentes no sistema. Uma destas não-linearidades é a zona morta. A zona morta é uma relação estática de entrada-saída na qual, para uma faixa de valores distintos de entrada, não há variação na saída [Cunha, 2001; Pereira, 2006]. Esta faixa de valores está normalmente localizada em uma região próxima ao centro do curso do carretel [Furst, 2001]. Na Figura 4.4 são apresentados os três tipos encontrados de centro em válvulas direcionais [Pereira, 2006], a saber:

- (a) Centro subcrítico: aquele onde o ressalto do carretel não sobrepõe totalmente o pórtico da válvula. Há um deslocamento de óleo mesmo quando a válvula está *teoricamente* fechada.
- (b) Centro crítico: aquele onde a sobreposição é nula, ou seja, o ressalto do carretel é exatamente do mesmo tamanho do pórtico da válvula.
- (c) Centro supercrítico: onde existe uma sobreposição positiva no sistema, fazendo com que um pequeno deslocamento no carretel não provoque uma vazão de líquido.

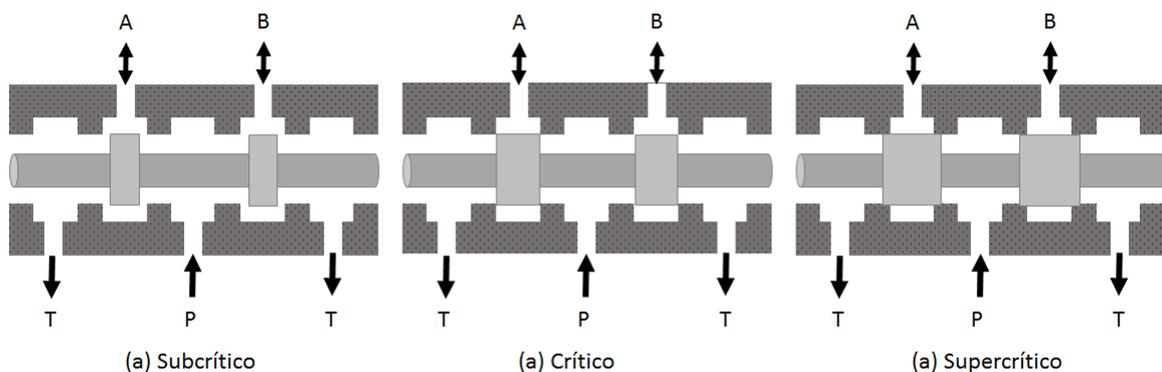


Figura 4.4 – Tipos de centro em válvulas direcionais. Adaptado de Pereira, 2006.

O trabalho de Valdiero, 2005 aborda a identificação e compensação da zona morta em válvulas proporcionais direcionais utilizando uma metodologia baseada no estudo da dinâmica das pressões nos orifícios. No presente trabalho foi utilizado o modelo proposto por Valdiero, 2005, o qual foi também adotado em Pereira, 2006 e García, 2015.

A expressão analítica da característica da zona morta é dada pela Equação (4.23), a qual consiste em uma equação que relaciona a entrada  $u_d$ , que é a tensão ideal caso não existisse o efeito de zona morta, com a saída  $u_{czm}$ , utilizando-se os limites  $zmd \geq 0$  e  $zme \leq 0$ , além das inclinações  $md > 0$  e  $me < 0$  e da largura de compensação  $l_c$ .

Um esquema que descreve a utilização desta compensação de zona morta pode ser observado na Figura 4.5. Os parâmetros utilizados em simulação são provenientes do trabalho de Pereira, 2006 os quais foram obtidos experimentalmente. Assim, através das simulações, pode-se atingir resultados próximos aos medidos no sistema experimental.

$$u_{czm} = \begin{cases} \frac{u_d(t)}{me} - |zme| & \text{se, } u_d(t) \leq -|l_c| \\ \left(\frac{|zme| + \frac{|l_c|}{me}}{|l_c|}\right)u_d(t) & \text{se, } -|l_c| \leq u_d(t) < 0 \\ \left(\frac{zmd + \frac{l_c}{md}}{l_c}\right)u_d(t) & \text{se, } 0 \leq u_d(t) < l_c \\ \frac{u_d(t)}{md} + zmd & \text{se, } l_c \leq u_d(t) \end{cases} \quad (4.23)$$

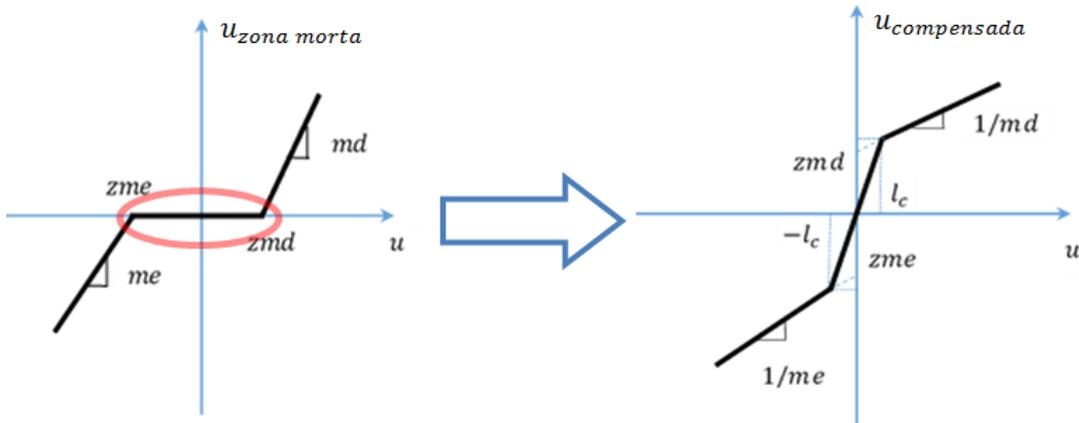


Figura 4.5 – Compensação de zona morta. Adaptado de [Valdiero, 2005].

A Tabela 4.2 apresenta os valores numéricos utilizados na simulação, os quais também foram utilizados por Pereira, 2006 e García, 2015.

Tabela 4.2 – Valores numéricos utilizados para compensação de zona morta.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
<i>zme</i>	-1,8	[V]
<i>zmd</i>	0,8	[V]
<i>me</i>	1	[V]
<i>md</i>	1	[V]
<i>l<sub>c</sub></i>	0,5	[V]

## 5. SISTEMA DE CONTROLE PARA COMPENSAÇÃO DE MOVIMENTO COM MPS

Neste capítulo é abordado o esquema de controle a ser implantado para compensação de movimentos da maré através de um MPS com atuação hidráulica.

O principal objetivo da estratégia de controle é permitir a compensação de um movimento imposto na base fixa de um MPS fazendo com que a sua base móvel (plataforma) permaneça o mais estacionária possível em relação à um sistema de referência global. A compensação é aplicada no espaço das juntas e é composta por informações de deslocamento, velocidade e aceleração que são provenientes de um sinal advindo da unidade de medição inercial e posteriormente garantidas pela lei de controle. A Figura 5.1 auxilia no entendimento do principal objetivo do uso de um MPS na compensação de movimentos. A partir de um movimento detectado na sua base, a plataforma reage de forma a manter a sua base móvel próximo à horizontal segundo um sistema de referência externo.



Figura 5.1 – Funcionamento do sistema de compensação de movimentos da maré em um navio. Adaptado de Salzmann, 2004

Na Seção 5.1 é apresentada a transformação das equações dinâmicas da plataforma móvel do espaço de trabalho para o espaço de juntas considerando a dinâmica dos pistões em cada um dos atuadores hidráulicos. Estas equações representam o modelo completo do MPS a ser utilizado na simulação. Por fim, na Seção 5.2, as leis de controle são deduzidas.

### 5.1 Modelo Completo do MPS com Atuador Hidráulico para Simulação

Como exposto no Capítulo 4, o modelo matemático não linear do atuador é dado pelas equações (4.8) a (4.15) e (4.17). Do ponto de vista do projeto do controlador, é adequado representar o sistema do atuador hidráulico utilizando-se a derivada da força hidráulica em função da soma dos termos dependentes da tensão de controle com os termos independentes. Reescrevendo a relação da derivada da força hidráulica de forma a separar os termos que dependem da tensão de controle e dos termos independentes [García, 2015], tem-se:

$$\dot{F}_H = \hat{u}(p_A, p_B, x_v, y_v)u_v + \hat{h}(y_v, \dot{y}_v) \quad (5.1)$$

onde:

$$\hat{u}(p_A, p_B, x_v, y_v) = \frac{\beta_c}{U_{cn}} \left( \frac{A_A}{V_{A0} + A_A y_v} (K_{vA} G_a(p_A, \text{sgn}(x_v)) - A_A \dot{y}_v) + \frac{A_B}{V_{B0} - A_B y_v} (K_{vB} G_b(p_B, \text{sgn}(x_v)) - A_B \dot{y}_v) \right) \quad (5.2)$$

e

$$\hat{h}(y_v, \dot{y}_v) = -\beta_c \dot{y}_v \left( \frac{A_A^2}{V_{A0} + A_A y_v} + \frac{A_B^2}{V_{B0} - A_B y_v} \right). \quad (5.3)$$

As funções  $G_a()$  e  $G_b()$  são dependentes das pressões  $p_A$  e  $p_B$  e da direção de deslocamento do carretel  $x_v$  conforme:

$$G_A(p_A, \text{sgn}(x_v)) = \begin{cases} \sqrt{p_S - p_A} & \text{se, } x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_A - p_R} & \text{se, } x_v < 0 \end{cases}, \quad (5.4)$$

$$G_B(p_B, \text{sgn}(x_v)) = \begin{cases} \sqrt{p_B - p_R} & \text{se, } x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_S - p_B} & \text{se, } x_v < 0 \end{cases}. \quad (5.5)$$

As equações (5.1) a (5.3) permitem o cálculo da derivada da força hidráulica em função da entrada de tensão de controle, considerando o modelo não linear do atuador hidráulico. Além disso, facilitam a obtenção da relação inversa, chamada *difeomorfismo*, onde  $u_v$  é obtido a partir de  $\dot{F}_H$ . Esta relação inversa pode ser vista como uma transformação de coordenadas [Slotine e Li, 1991] e é importante em estratégias de controle que utilizam a

linearização por realimentação (*feedback linearization*) [Isidori, 1995], sendo utilizada (mais adiante) no presente trabalho.

Considerando a Equação (4.22), a qual afirma que as acelerações das juntas são iguais às acelerações nos pistões para cada *perna*, e considerando as equações (4.18) e (4.19), então pode-se reescrever a Equação (4.3) na forma matricial considerando os seis GDL na forma:

$$\mathbf{F}_H - \mathbf{F}_{fr} - \boldsymbol{\tau} - \mathbf{F}_G = \mathbf{M}_h \ddot{\mathbf{q}}, \quad (5.6)$$

Substituindo-se a Equação (3.74), que representa o modelo dinâmico do MPS em espaço de juntas, na Equação (5.6), obtém-se:

$$\mathbf{F}_H - \mathbf{F}_{fr} - (\mathbf{J}^{-T} \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{J}^{-T} (\mathbf{V} - \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{J}}) \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{J}^{-T} \mathbf{G}) - \mathbf{F}_G = \mathbf{M}_h \ddot{\mathbf{q}}, \quad (5.7)$$

Rearranjando-se os termos chega-se à Equação (5.8) que representa o modelo dinâmico do MPS, considerando as massas dos atuadores hidráulicos, em espaço de juntas:

$$\bar{\mathbf{M}} \ddot{\mathbf{q}} + \bar{\mathbf{V}} \dot{\mathbf{q}} + \bar{\mathbf{G}} + \mathbf{F}_{fr} = \mathbf{F}_H, \quad (5.8)$$

onde

$$\bar{\mathbf{M}} = \mathbf{J}^{-T} \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} + \mathbf{M}_h, \quad (5.9)$$

sendo  $\mathbf{M}_h \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  a matriz de massa dos pistões de cada um dos seis elos, expressa por uma matriz diagonal, e

$$\bar{\mathbf{V}} = \mathbf{J}^{-T} (\mathbf{V} - \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{J}}) \mathbf{J}^{-1}, \quad (5.10)$$

$$\bar{\mathbf{G}} = \mathbf{J}^{-T} \mathbf{G} + \mathbf{F}_G. \quad (5.11)$$

as expressões das equações (5.9) e (B.11) mantêm as propriedades de antissimetria conforme exposto no Apêndice B.

## 5.2 Lei de Controle

Esta seção aborda a determinação das leis de controle aplicadas ao MPS de compensação e tem por base os métodos apresentados em Bobrow e McDonell, 1998 e Sarmanho, 2014 para sistemas pneumáticos e, García, 2015, focando na utilização de atuadores hidráulicos. O controlador desenvolvido neste trabalho leva em consideração o princípio de estabilidade de Lyapunov conforme será demonstrado mais adiante.

A Figura 5.2 mostra o esquema de controle a ser aplicado. Interpreta-se o MPS como dividido em um subsistema hidráulico e um subsistema mecânico. Os subsistemas estão relacionados por meio dos deslocamentos e velocidades das juntas e da força hidráulica devido à diferença de pressão nas câmaras dos cilindros de cada um dos atuadores. Como sinal de entrada do MPS tem-se a tensão elétrica de controle. Como saídas deste bloco, as posições, velocidades e acelerações e as pressões nas câmaras dos cilindros.

A estratégia de controle, por sua vez, também é dividida abordando os subsistemas de forma individual. O controlador do subsistema mecânico é responsável por calcular o valor dos torques necessários com base nas informações de uma trajetória desejada e da configuração atual. Para que os torques sejam aplicados é necessário que o controlador do subsistema hidráulico aplique em cada servoválvula uma tensão de controle que resultará na força hidráulica.

Em outras palavras, o controlador de um modo geral constitui-se da interconexão de duas leis de controle: a primeira (laço externo) baseada na dinâmica inversa do MPS, que calcula o  $\tau_d$ , que é o torque desejado a ser aplicado para compensar os erros, calculado a partir do erro de trajetória das informações de deslocamento e velocidade dos pistões e a segunda (laço interno), que computa as tensões de controle que devem ser aplicadas em cada atuador com o objetivo de fornecer um torque  $\tau$  próximo daquele desejado.

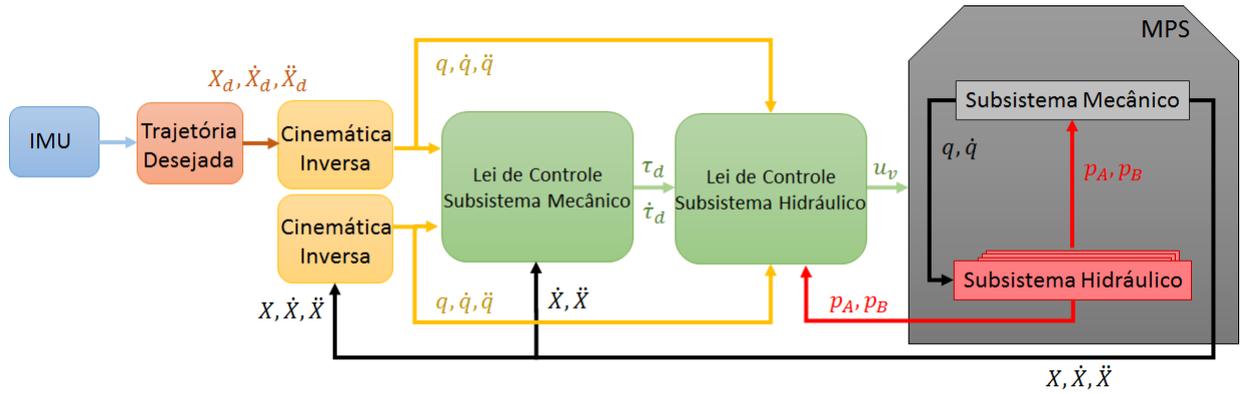


Figura 5.2 – Esquema de controle implantado.

Como sinal de referência da trajetória desejada tem-se o sinal da unidade de medição inercial. Este sinal é composto por deslocamentos, velocidades e acelerações em espaço de trabalho.

Para o equacionamento do laço externo, define-se inicialmente o erro de posição,  $\mathbf{e} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$ , e o erro de velocidade,  $\dot{\mathbf{e}} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$ :

$$\mathbf{e} = \mathbf{q} - \mathbf{q}_d, \quad (5.12)$$

$$\dot{\mathbf{e}} = \dot{\mathbf{q}} - \dot{\mathbf{q}}_d. \quad (5.13)$$

A lei de controle do subsistema mecânico é definida como:

$$\boldsymbol{\tau}_d = \bar{\mathbf{M}}\dot{\mathbf{v}} + \bar{\mathbf{V}}\mathbf{v} + \bar{\mathbf{G}} + \mathbf{F}_{\text{fr}} - \mathbf{K}_d(\dot{\mathbf{q}} - \mathbf{v}), \quad (5.14)$$

onde  $\mathbf{K}_d \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  é uma matriz simétrica positiva e definida. Já  $\mathbf{v}$  e  $\dot{\mathbf{v}}$  são definidos como:

$$\mathbf{v} = \dot{\mathbf{q}}_d - \boldsymbol{\Lambda}\mathbf{e}, \quad (5.15)$$

$$\dot{\mathbf{v}} = \ddot{\mathbf{q}}_d - \boldsymbol{\Lambda}\dot{\mathbf{e}}, \quad (5.16)$$

onde  $\boldsymbol{\Lambda} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  é uma matriz diagonal positiva e definida.

Assim, os erros de torque e força  $\tilde{\boldsymbol{\tau}}$  e sua derivada  $\dot{\tilde{\boldsymbol{\tau}}}$  podem ser definidos como:

$$\tilde{\boldsymbol{\tau}} = \mathbf{F}_{\mathbf{H}} - \boldsymbol{\tau}_d, \quad (5.17)$$

$$\dot{\tilde{\boldsymbol{\tau}}} = \dot{\mathbf{F}}_{\mathbf{H}} - \dot{\boldsymbol{\tau}}_d. \quad (5.18)$$

Substituindo-se as equações (5.8) e (5.14) na Equação (5.17), após algumas manipulações algébricas e agrupando-se os termos comuns, obtém-se:

$$\bar{\mathbf{M}}(\ddot{\mathbf{q}} - \dot{\mathbf{v}}) + \bar{\mathbf{V}}(\dot{\mathbf{q}} - \mathbf{v}) + \mathbf{K}_d(\dot{\mathbf{q}} - \mathbf{v}) - \tilde{\boldsymbol{\tau}} = \mathbf{0}. \quad (5.19)$$

Conforme Slotine, 1988, define-se o vetor de termos proporcionais aos erros de seguimento de posição e velocidade,  $\mathbf{s}$ , e sua derivada  $\dot{\mathbf{s}}$  como:

$$\mathbf{s} = \dot{\mathbf{e}} + \boldsymbol{\Lambda}\mathbf{e} = \dot{\mathbf{q}} - \mathbf{v}, \quad (5.20)$$

$$\dot{\mathbf{s}} = \ddot{\mathbf{e}} + \boldsymbol{\Lambda}\dot{\mathbf{e}} = \ddot{\mathbf{q}} - \dot{\mathbf{v}}. \quad (5.21)$$

Substituindo-se na Equação 5.19, tem-se:

$$\bar{\mathbf{M}}\dot{\mathbf{s}} + \bar{\mathbf{V}}\mathbf{s} + \mathbf{K}_d\mathbf{s} - \tilde{\boldsymbol{\tau}} = \mathbf{0}, \quad (5.22)$$

cujos termos rearranjados formam:

$$\bar{\mathbf{M}}\dot{\mathbf{s}} = -\bar{\mathbf{V}}\mathbf{s} - \mathbf{K}_d\mathbf{s} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}. \quad (5.23)$$

É preciso definir a lei de controle do subsistema hidráulico. Para tanto, deseja-se que as forças hidráulicas satisfaçam a seguinte relação:

$$\dot{\mathbf{F}}_{\mathbf{H}} = \dot{\boldsymbol{\tau}}_d - \mathbf{K}_t\mathbf{s} - \mathbf{K}_a\tilde{\boldsymbol{\tau}}, \quad (5.24)$$

onde  $\mathbf{K}_t \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  e  $\mathbf{K}_a \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ , são matrizes simétricas positivo definidas. É necessário, também, que a derivada da força hidráulica expressa pela Equação 5.1 tenda ao valor definido na Equação 5.24. Para tanto, a tensão de controle aplicada em cada válvula direcional pode ser dada pela expressão:

$$u_{v_i} = \frac{1}{\hat{u}_i(p_{A_i}, p_{B_i}, x_{v_i}, y_{v_i})} [(\dot{\boldsymbol{\tau}}_d - \mathbf{K}_t \mathbf{s} - \mathbf{K}_a \tilde{\boldsymbol{\tau}})_i - \hat{h}_i(y_{v_i}, \dot{y}_{v_i})] \quad (5.25)$$

onde o subíndice  $i$  representa cada um dos atuadores, ou seja,  $i=1..6$ . Ainda, para a implantação da lei de controle definida pela Equação 5.25, é necessário dispor-se das medidas dos estados de posição e velocidade dos pistões e das pressões nas câmaras do cilindro.

A partir da teoria de Lyapunov pode-se concluir que quando os parâmetros inerciais do manipulador e dos seus atuadores são conhecidos, existe uma convergência assintótica dos vetores  $\mathbf{e}$ ,  $\dot{\mathbf{e}}$  e  $\tilde{\boldsymbol{\tau}}$  garantida. Assim, deseja-se levar o sistema à superfície  $\mathbf{s} = \mathbf{0}$ . Uma vez estando nessa superfície, o erro tende assintoticamente à zero, conforme equações 5.20 e 5.21.

Para tanto, propõe-se uma função candidata de Lyapunov na forma:

$$\Upsilon = \frac{1}{2} [\mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}} \mathbf{s} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}^T \mathbf{K}_t^{-1} \tilde{\boldsymbol{\tau}}], \quad (5.26)$$

cuja primeira derivada no tempo é:

$$\dot{\Upsilon} = \mathbf{s}^T \bar{\mathbf{M}} \dot{\mathbf{s}} + \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \dot{\bar{\mathbf{M}}} \mathbf{s} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}^T \mathbf{K}_t^{-1} \dot{\tilde{\boldsymbol{\tau}}}. \quad (5.27)$$

Substituindo a Equação (5.23) na Equação (5.27), chega-se a:

$$\dot{\Upsilon} = \mathbf{s}^T (-\bar{\mathbf{V}} \mathbf{s} - \mathbf{K}_d \mathbf{s} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}) + \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \dot{\bar{\mathbf{M}}} \mathbf{s} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}^T \mathbf{K}_t^{-1} \dot{\tilde{\boldsymbol{\tau}}}. \quad (5.28)$$

Distribuindo os termos da primeira parcela e rearranjando os termos comuns, chega-se a:

$$\dot{\Upsilon} = -\mathbf{s}^T \mathbf{K}_d \mathbf{s} + \mathbf{s}^T \tilde{\boldsymbol{\tau}} + \frac{1}{2} \mathbf{s}^T (\dot{\bar{\mathbf{M}}} - 2\bar{\mathbf{V}}) \mathbf{s} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}^T \mathbf{K}_t^{-1} (\dot{\mathbf{F}}_H - \dot{\boldsymbol{\tau}}_d). \quad (5.29)$$

A matriz  $\dot{\bar{\mathbf{M}}} - 2\bar{\mathbf{V}}$  é anti-simétrica e, portanto,  $\mathbf{s}^T (\dot{\bar{\mathbf{M}}} - 2\bar{\mathbf{V}}) \mathbf{s} = 0$ . Assim, a Equação (5.29) resulta em:

$$\dot{\Upsilon} = -\mathbf{s}^T \mathbf{K}_d \mathbf{s} + \mathbf{s}^T \tilde{\boldsymbol{\tau}} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}^T \mathbf{K}_t^{-1} (\dot{\mathbf{F}}_H - \dot{\boldsymbol{\tau}}_d) \quad (5.30)$$

A Equação 5.30 apresenta um termo que depende da derivada no tempo da força hidráulica. Segundo García, 2015, este termo pode ser controlado por um laço interno no atuador, sendo possível, portanto, escolher a dinâmica da força de saída. Assim, define-se a seguinte expressão:

$$\dot{\mathbf{F}}_{\mathbf{H}} = \dot{\boldsymbol{\tau}}_{\mathbf{d}} - \mathbf{K}_{\mathbf{t}}\mathbf{s} - \mathbf{K}_{\mathbf{a}}\tilde{\boldsymbol{\tau}}. \quad (5.31)$$

Substituindo-se, agora, a Equação (5.31) na Equação (5.30) chega-se a:

$$\dot{\Upsilon} = -\mathbf{s}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}_{\mathbf{d}}\mathbf{s} + \mathbf{s}^{\mathbf{T}}\tilde{\boldsymbol{\tau}} + \tilde{\boldsymbol{\tau}}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}_{\mathbf{t}}^{-1}(\dot{\boldsymbol{\tau}}_{\mathbf{d}} - \mathbf{K}_{\mathbf{t}}\mathbf{s} - \mathbf{K}_{\mathbf{a}}\tilde{\boldsymbol{\tau}} - \dot{\boldsymbol{\tau}}_{\mathbf{d}}), \quad (5.32)$$

$$\dot{\Upsilon} = -\mathbf{s}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}_{\mathbf{d}}\mathbf{s} + \mathbf{s}^{\mathbf{T}}\tilde{\boldsymbol{\tau}} - \tilde{\boldsymbol{\tau}}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}_{\mathbf{t}}^{-1}\mathbf{K}_{\mathbf{t}}\mathbf{s} - \tilde{\boldsymbol{\tau}}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}_{\mathbf{t}}^{-1}\mathbf{K}_{\mathbf{a}}\tilde{\boldsymbol{\tau}}, \quad (5.33)$$

$$\dot{\Upsilon} = -\mathbf{s}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}_{\mathbf{d}}\mathbf{s} - \tilde{\boldsymbol{\tau}}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}_{\mathbf{t}}^{-1}\mathbf{K}_{\mathbf{a}}\tilde{\boldsymbol{\tau}} \leq \mathbf{0}. \quad (5.34)$$

Como  $\mathbf{K}_{\mathbf{t}}$  e  $\mathbf{K}_{\mathbf{a}}$  são matrizes simétricas positivo definidas, todo e qualquer erro de seguimento ou força implica em  $\dot{\Upsilon}$  negativa.

Quando  $\boldsymbol{\Lambda} > \mathbf{0}$ , a Equação (5.21) representa um sistema linear de primeira ordem tipo BIBO (*Bounded-input bounded-output* - Saída é limitada para uma entrada limitada). Sua entrada é definida como  $\mathbf{s}$  e sua saída como  $\mathbf{e}$ . Logo, se  $\mathbf{s} \rightarrow \mathbf{0}$  então  $\mathbf{e} \rightarrow \mathbf{0}$  e  $\dot{\mathbf{e}} \rightarrow \mathbf{0}$ . Como consequência direta, sendo limitados os valores desejados para as trajetórias de juntas, então  $\mathbf{q}$  e  $\dot{\mathbf{q}}$  também são limitados e, conseqüentemente, os erros provenientes destas variáveis tendem a zero quando  $t \rightarrow \infty$ .

### 5.3 Definição dos Ganhos do Controlador

Nesta seção é apresentado o procedimento para seleção dos ganhos do controlador. O ajuste dos parâmetros do controlador foi baseado na abordagem apresentada por Perondi [2002], a qual refere-se a um sistema pneumático. Neste trabalho, são estimadas as funções de transferência em malha fechada do MPS. Este procedimento baseia-se em uma análise

linear do sistema em malha fechada considerando a hipótese de conhecimento completo e exato dos parâmetros do sistema.

### 5.3.1 Subsistema Mecânico

Reescrevendo-se as equações (5.15) e (5.16) em função de  $y$  e  $y_d$ , e substituindo a lei de controle do subsistema mecânico (5.14) na equação do equilíbrio dinâmico do sistema (5.19), é possível obter:

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} + (\Lambda\bar{\mathbf{M}} + \bar{\mathbf{V}} + \mathbf{K}_d)\dot{\mathbf{q}} + (\Lambda\bar{\mathbf{V}} + \Lambda\mathbf{K}_d)\mathbf{q} = \\ \bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}}_d + (\Lambda\bar{\mathbf{M}} + \bar{\mathbf{V}} + \mathbf{K}_d)\dot{\mathbf{q}}_d + (\Lambda\bar{\mathbf{V}} + \Lambda\mathbf{K}_d)\mathbf{q}_d - \mathbf{F}_H + \boldsymbol{\tau}_s. \end{aligned} \quad (5.35)$$

A Equação (5.35) representa a aplicação da lei do subsistema mecânico no sistema em malha fechada. Aplicando a Transformada de Laplace, e considerando condições iniciais nulas, tem-se:

$$\mathbf{Q}(s) = \mathbf{H}_1(s)\mathbf{Q}_d(s) + \mathbf{H}_2(s)[\boldsymbol{\tau}_s - \mathbf{F}_H]. \quad (5.36)$$

onde  $s$  é a variável de Laplace. De forma a transformar todos os parâmetros em grandezas escalares, pode-se desacoplar cada um dos graus de liberdade. Este desacoplamento é feito considerando uma posição de análise da função de transferência em que a matriz  $\bar{\mathbf{V}}$  seja nula. Esta condição é obtida quando a orientação da base móvel permanece constante. Para todos outros parâmetros este desacoplamento é possível uma vez que as matrizes em questão são diagonais.

Para parâmetros conhecidos do sistema, pode-se expressar as funções  $H_{1ii}(s)$  e  $H_{2ii}(s)$ , como:

$$H_{1ii}(s) = \frac{\bar{M}_{ii}s^2 + (\Lambda_{ii}\bar{M}_{ii} + K_{dii})s + (\Lambda_{ii}K_{dii})}{\bar{M}_{ii}s^2 + (\Lambda_{ii}\bar{M}_{ii} + K_{dii})s + (\Lambda_{ii}K_{dii})} = 1, i = 1..6, \quad (5.37)$$

$$H_{2ii}(s) = \frac{1}{\bar{M}_{ii}s^2 + (\Lambda_{ii}\bar{M}_{ii} + K_{dii})s + (\Lambda_{ii}K_{dii})}, i = 1..6. \quad (5.38)$$

Observando-se as equações (5.36), (5.37) e (5.38), verifica-se que na condição ideal onde os parâmetros do sistema são conhecidos, a trajetória executada irá seguir a dese-

jada com qualquer conjunto de ganhos que obedeça às condições de estabilidade, conforme mostrado pela Equação (5.37).

Já, para  $H_2(s)$ , condição suficiente para que os pólos sejam reais é que  $(\Lambda\bar{M} + K_d)^2 - 4M(\Lambda K_d) \geq 0$ . A condição para estabilidade torna-se  $(\Lambda\bar{M} + K_d)^2 - 4M\Lambda K_d = (\Lambda\bar{M} - K_d)^2$ , e  $(\Lambda\bar{M} - K_d)^2 \geq 0$  para quaisquer valores de  $\Lambda$  e  $K_d$ .

Reescrevendo-se a relação  $H_{2ii}$  em função dos seus polos, tem-se:

$$H_{2ii}(s) = \frac{1}{M_{ii}} \frac{1}{(s + \Lambda_{ii})(s + \frac{K_{dii}}{M_{ii}})}, i = 1..6, \quad (5.39)$$

ou seja, os pólos estão localizados em  $-\Lambda_{ii}$  e  $-K_{dii}/M_{ii}$ . Por um lado, o produto  $K_{dii}\Lambda_{ii}$  deve ser o maior possível para atenuar perturbações mas, por outro lado, os valores dos pólos não devem ser muito altos para que o sistema seja capaz de atenuar os efeitos das frequências mais altas. Assim, os ganhos foram escolhidos como  $\Lambda_{ii} = 200$  e  $K_{dii} = 200$  que implicam em pólos em  $P_1 = -200$  e  $P_2 = -0,996$ , para uma massa de  $M_{ii} = 200,636$  kg.

### 5.3.2 Subsistema Hidráulico

Para o estudo dos efeitos do ganho  $\mathbf{K}_a$ , procedimento semelhante é aplicado. Substituindo-se a relação da Equação (5.18) na Equação (5.24), tem-se:

$$\tilde{\mathbf{r}} + \mathbf{K}_a \tilde{\mathbf{r}} = -\mathbf{K}_t \mathbf{s}. \quad (5.40)$$

Considerando que, no caso ideal, os erros de seguimento de velocidade e posição tendem a zero, a Equação (5.40) resulta em uma equação diferencial de 1ª ordem, estabelecendo uma convergência exponencial do erro para zero dependente do ganho  $\mathbf{K}_a$ . No caso em que  $s$  apresenta erros diferentes de zero, a análise semelhante aquela aplicada para o subsistema mecânico pode ser utilizada. Assim, aplicando a transformada de Laplace, com condições iniciais nulas, à Equação (5.40), resulta em:

$$\tilde{\mathbf{I}}(s) = -\mathbf{H}_3(s)\mathbf{S}(s), \quad (5.41)$$

Novamente, considerando as matrizes  $\mathbf{K}_t$  e  $\mathbf{K}_a$  diagonais, pode-se desacoplar cada um dos graus de liberdade. Assim, a relação  $H_{3ii}(s)$  fica:

$$H_{3ii}(s) = \frac{K_{tii}}{s + K_{a ii}}, i = 1..6. \quad (5.42)$$

Finalmente, o ganho estático é dado por  $K_{tii}/K_{a ii}$ . Quanto menor for esta relação menor é a influência de  $s$  na dinâmica da força hidráulica. Mas, a Equação 5.42 apresenta um pólo em  $-K_{a ii}$ , e quanto maior o ganho  $K_{a ii}$  menor é a frequência de corte e maior é o ruído nos sinais. Desta forma, foram escolhidos os ganhos  $K_{tii} = 0,1$  e  $K_{a ii} = 10$ , posicionando o pólo em  $P_3 = -10$  e ganho estático dado por  $K_{tii}/K_{a ii} = 0,01$ .

A seguir, no Capítulo 6, são apresentados os resultados das simulações computacionais realizadas visando a avaliar os modelos matemáticos desenvolvidos, bem como a lei de controle para compensação proposta.

## 6. RESULTADOS

Neste capítulo são definidas as condições nas quais as simulações foram realizadas e apresentados os seus resultados. Juntamente cada simulação é feita uma breve discussão. Foi simulado o comportamento de um MPS atuando como compensador de movimento da maré. Foram testadas três tipos de trajetórias de referência sob diferentes condições de trabalho objetivando avaliar a robustez do sistema de controle nessas condições.

Este capítulo é dividido em quatro partes. Inicialmente na Seção 6.1, são estabelecidas as condições em que as simulações foram realizadas e a implantação dos modelos no software de simulação; na Seção 6.2 é apresentado o modelo de implantação para simulação de uma IMU; seguidos, na Seção 6.3, pela definição das trajetórias e dos parâmetros geométricos, hidráulicos, e de inércia do MPS; na Seção 6.4 são definidas as trajetórias que serão aplicadas ao sistema. Por fim, na Seção 6.5 são apresentados os resultados de simulação para cada trajetória e condição definidas.

### 6.1 Condições de Simulação e Implantação dos Modelos

É importante salientar que o ambiente de simulação utilizado no Matlab SimMechanics<sup>®</sup> permite a construção de um modelo dinâmico direto de simulação tão complexo quanto for de interesse do usuário. O modelo utilizado no âmbito deste trabalho foi baseado, também, em um exemplo presente do próprio programa e, configurado e modificado para que se comportasse mais próximo possível do caso real em estudo.

Destaca-se ainda que o modelo matemático utilizado pela lei de controle não inclui alguns dos detalhes presentes no modelo simulado pois, por exemplo, as flanges e as cruzetas não fazem parte do modelo matemático. Ou seja, também neste quesito é interessante avaliar se a lei de controle é capaz de superar estas diferenças no modelo. Um exemplo de componente que não é considerado no modelo matemático mas está presente no modelo numérico simulado são as flanges.

Outro detalhe importante no uso deste ambiente é que não foram modelados os fins de curso dos atuadores. Isto significa dizer que o comportamento do modelo numérico quando o atuador chega no seu limite de curso não está previsto no modelo e, portanto, está fora do objetivo da análise deste trabalho. Como não se deseja limitar a força aplicada

nos atuadores, buscou-se utilizar trajetórias de movimentação do navio (ou seja, trajetória aplicada ao MPS de Movimento) onde o comprimento dos atuadores não excedesse os seus limites de comprimento inferior e superior.

A movimentação do navio provocada pela maré é aplicada na plataforma de compensação através de outro MPS. Este conjunto, chamado MPS de Movimento, está implementado com o sistema de controle apresentado em García, 2015. Ao MPS de Movimento modelou-se um MPS de Compensação, rigidamente conectado ao mesmo.

A Figura 6.1 mostra o diagrama de blocos implementado para a simulação dos modelos. Os blocos em verde, na parte inferior da montagem, representam o modelo do MPS de Movimento e os gráficos das variáveis de saída de interesse. Os blocos em vermelho, na parte superior, representam o modelo do MPS de Compensação e os gráficos das variáveis de saída.

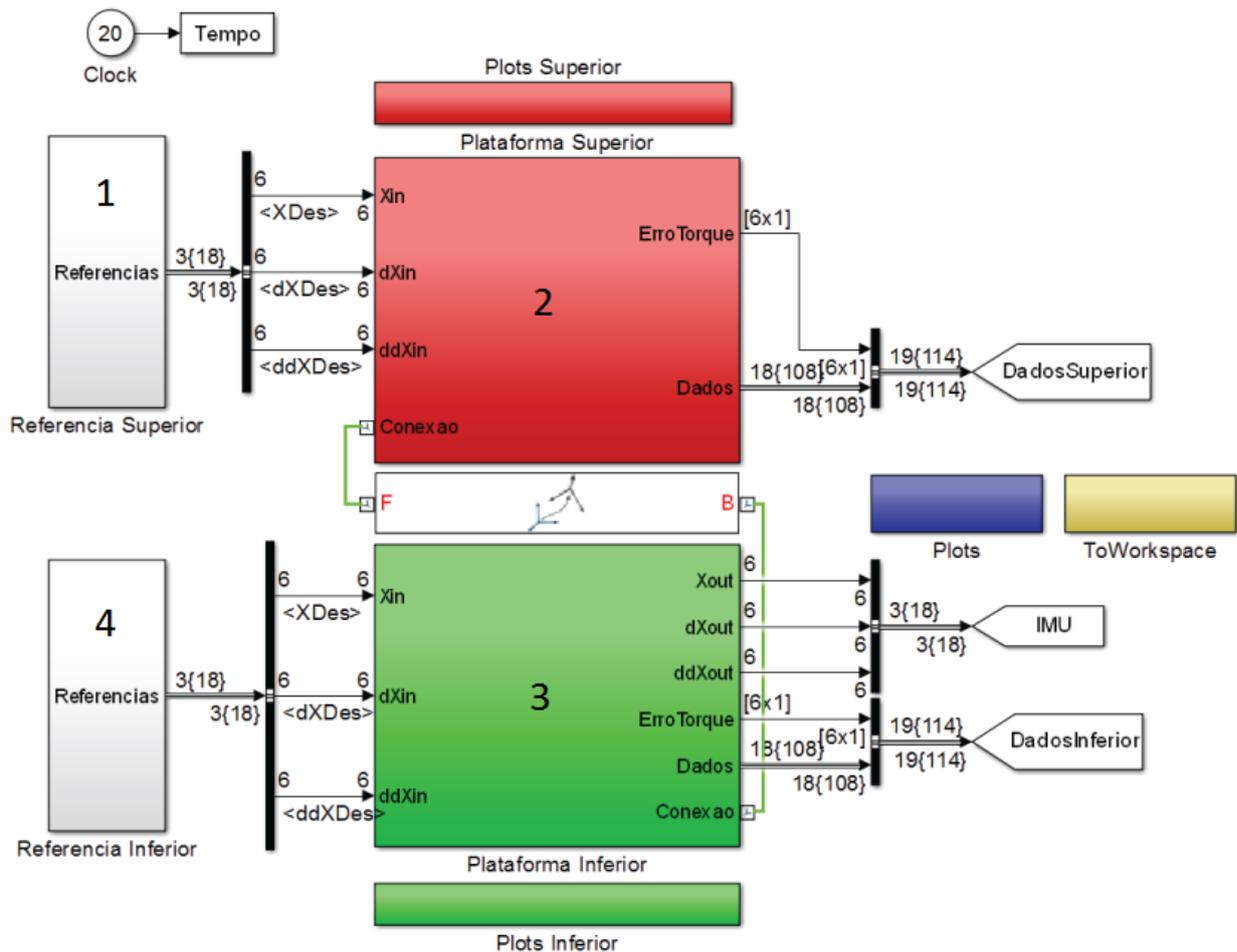


Figura 6.1 – Diagrama de blocos para implantação dos modelos.

Em cada um dos blocos principais do modelo, blocos 2 e 3, existe uma entrada de sinal de referência. Este sinal é definido para o MPS de Movimento no bloco 4, considerando as trajetórias de interesse no estudo das marés. Estas trajetórias são descritas na Seção 6.3. Já, para o MPS de Compensação, as trajetórias são definidas conforme as estratégias estudadas: uma referência em posição e orientação a partir os sinais da IMU; uma referência em aceleração linear e velocidade angular a partir dos sinais da IMU e; uma referência em posição e orientação a partir de dados de ensaios reais com uma IMU comercial. A definição de cada trajetória é feita no bloco 1.

A Figura 6.2 apresenta o modelo que é visualizado no ambiente de simulação a partir da utilização do diagrama de blocos da Figura 6.1.

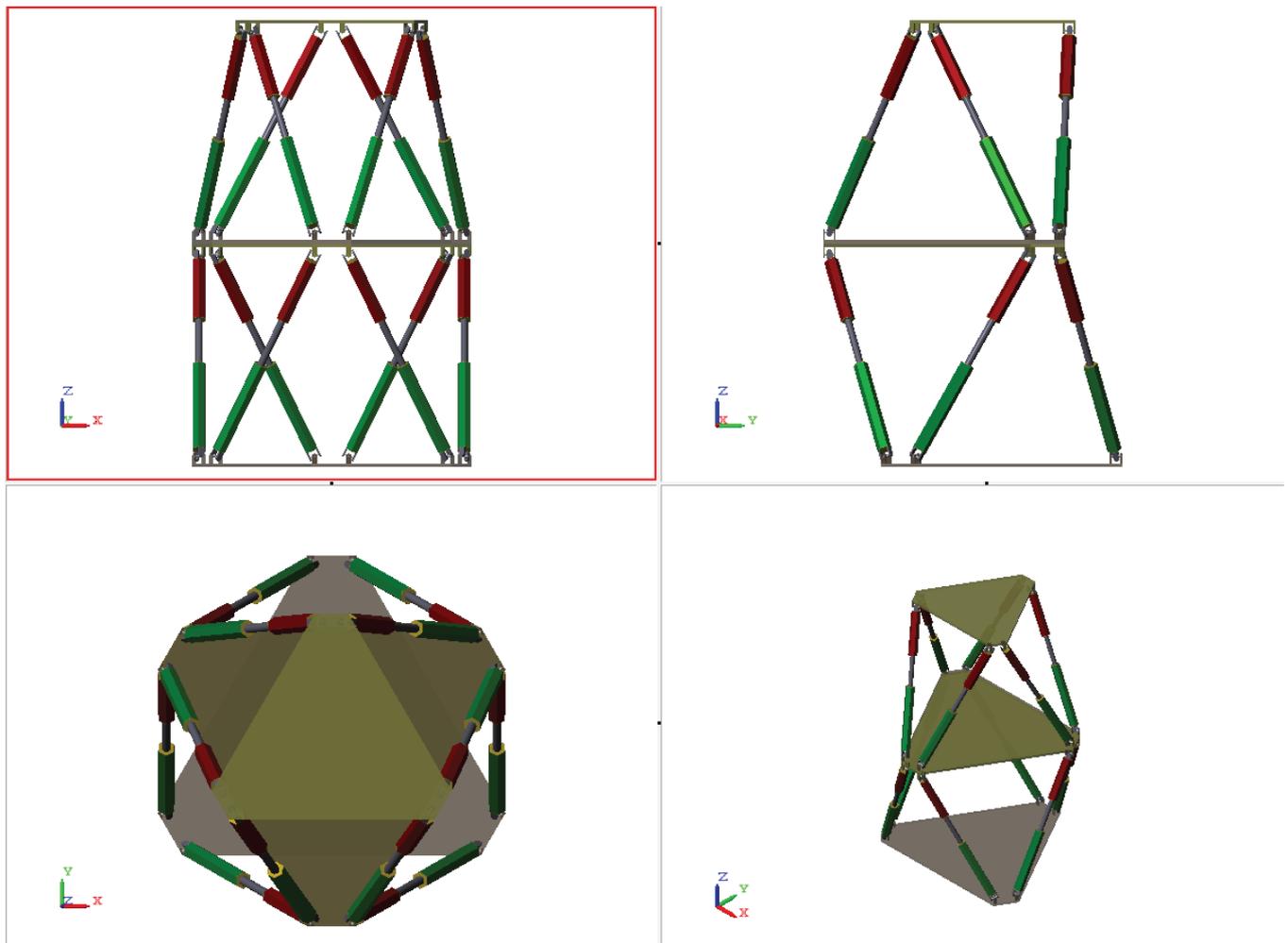


Figura 6.2 – Modelo de animação do sistema completo com os dois MPS.

Conforme já comentado nos capítulos anteriores, a vantagem do uso do ambiente

de simulação Matlab SimMechanics<sup>®</sup> está na facilidade de junção entre dois corpos rígidos possibilitando a modelagem dinâmica de mecanismos complexos. Estes mesmos corpos rígidos são oriundos de sólidos cuja seção transversal é configurável e então extrudada dentro do ambiente de modelagem. A Figura 6.3 mostra no detalhe uma parte do mecanismo simulado, onde observa-se as flanges, as cruzetas e as partes iniciais e finais dos atuadores.

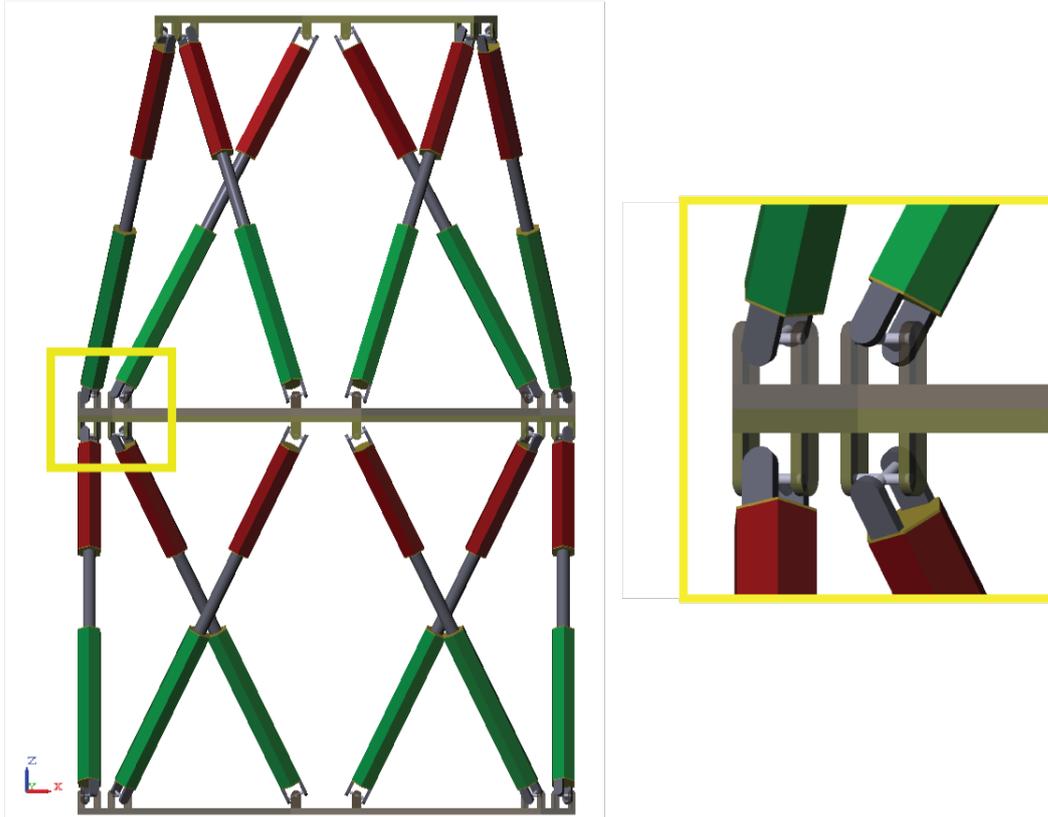


Figura 6.3 – Detalhes da construção mecânica do modelo de simulação.

## 6.2 Implantação do Modelo para Simulação de uma IMU

Esta seção descreve a implantação do modelo de uma IMU na simulação do sistema completo.

### 6.2.1 Implantação a partir de Blocos de Simulação

Inicialmente, utilizou-se um modelo para este tipo de sensor disponível no próprio software de simulação Matlab Simulink<sup>®</sup> no ambiente SimMechanics<sup>®</sup>. Este modelo é denominado de *Transform Sensor* e tem por objetivo mensurar alguma relação espacial

entre dois frames [MathWorks, 2015]. Cada relação de saída configurada é disponibilizada como um sinal físico variante no tempo. Algumas telas de configuração desse bloco são apresentadas no Anexo II.

Cada medição fornece um valor de um parâmetro com respeito ao frame selecionado. Por exemplo, é possível obter como sinal de saída uma aceleração linear de um frame em relação ao sistema global, em relação ao frame com o qual ele está conectado ou ainda em relação ao seu próprio sistema de referência. Algumas medidas, como de ângulos, não são afetadas pela escolha do sistema de referência [MathWorks, 2015].

Para as primeiras simulações, conforme é apresentado neste capítulo, selecionou-se como sinal de saída as translações nos três eixos  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ , e as três rotações expressas por ângulos de Euler  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$ . Como a saída já era fornecida na grandeza de interesse, todas as considerações sobre os erros feitas nas seções anteriores, a respeito das IMU comerciais, não são aplicados. O sinal não possui ruído e pode, portanto, ser aplicado diretamente na estratégia de controle para compensação do movimento.

Em um segundo momento, para simular com maiores detalhes a situação real, optou-se por utilizar, ao invés dos sinais de posição e orientação diretamente, os sinais que seriam provenientes de sensores em uma aplicação real: acelerações lineares (acelerômetros) e velocidades angulares (giroscópios). Assim, houve a necessidade de tratamento destes sinais de forma a se obter as grandezas de interesse: posição e orientação na forma de ângulos de Euler.

Como os sinais são provenientes de componente virtual, a presença dos erros discutidos nas seções anteriores também não é percebida. Conforme será discutido mais adiante, é necessário para o controle além das posições e orientações, as grandezas de velocidade linear e angular. Essa necessidade se dá em virtude da transformação do espaço de trabalho em espaço de juntas do manipulador para consequente determinação da trajetória desejada.

Assim, a partir da aceleração linear e da velocidade angular, os seguintes procedimentos foram realizados para obtenção de cada uma das grandezas necessárias:

- *Posição*: dupla integração dos sinais de aceleração linear provenientes do bloco do sensor.
- *Orientação*: integração simples dos sinais de velocidade angular provenientes do sensor

simulado.

- *Velocidade linear*: integração simples dos sinais de aceleração linear provenientes do bloco do sensor.
- *Aceleração angular*: derivação simples em relação ao tempo do sinal de velocidade angular proveniente do sensor simulado.

É importante salientar que tanto a aceleração linear quanto a velocidade angular foram obtidas com base no sistema de referência inercial.

Além de Woodman, 2007, outra referência importante na área de simulação de sistemas de navegação inercial é o trabalho de Zhang et al., 2012, no qual foi desenvolvido um método para simulação a partir do princípio de funcionamento de cada parte do sistema. Modelos matemáticos foram estabelecidos, testados e validados. Neste trabalho estão disponibilizados os fluxogramas de passos para simulação dos sistemas, além da aplicação em alguns tipos de trajetórias, incluindo, inclusive, dados experimentais.

### 6.2.2 Sistema Comercial para Medição Inercial

No presente estudo foi utilizado, em parte das simulações, os sinais provenientes de uma IMU comercial. O modelo utilizado é o ELLIPSE-A-G4A2-B1 mostrado na Figura 6.4a, da fabricante SBG Systems, possui as seguintes características:

- A: representa o AHRS (*Attitude Heading and Reference System*) - Sistema de referência para atitude ou orientação, que indica o uso de sensores triaxiais.
- G4: representa a especificação do giroscópio. O número 4 indica a faixa de até  $450^\circ/s$ .
- A2: indica que o acelerômetro interno do sensor tem faixa de atuação até  $8g$ .
- B1: indica o encapsulamento e interface de comunicação. Para este código, o encapsulamento é no formato de *caixa* com interface RS-232/422.

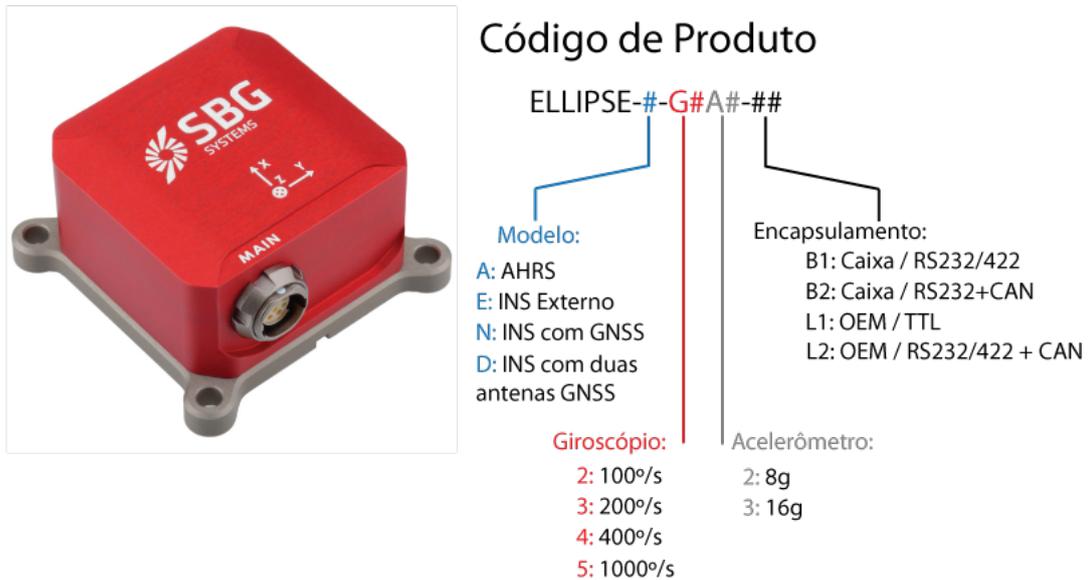


Figura 6.4 – a) Imagem da IMU comercial utilizado nas simulações. b) Opções de configuração de sensor com base no modelo. Adaptado de SBGSystems, 2015.

Demais informações presentes na folha de dados do equipamento tais como precisão, características da interface de comunicação, características dos sensores e características elétricas e mecânicas podem ser visualizadas no Anexo I.

### 6.3 Definição dos Parâmetros de Simulação

Conforme apresentado anteriormente, os parâmetros geométricos utilizados nas simulações são aqueles expressos na Tabela 3.1. Já, os parâmetros hidráulicos utilizados são aqueles apresentados na Tabela 4.1.

Os parâmetros inerciais, por sua vez, foram obtidos com o auxílio do software CAD SolidWorks<sup>®</sup>. Assim, a partir de modelos tridimensionais, foi possível identificar separadamente as massas e momentos de inércia relativo aos principais componentes da montagem. Na Tabela 6.1 são apresentados os valores numéricos utilizados nas simulações para o MPS de Movimento. Já, na Tabela 6.2 são apresentados os valores numéricos utilizados nas simulações para o MPS de Compensação.

A massa da base móvel do MPS de Movimento é considerada maior que a base fixa, pois nela foi considerada massa do MPS de Compensação para aplicação da lei de controle. O mesmo foi efetuado com os momentos de inércia da base móvel. Na Figura 6.5 é apresentado

o modelo CAD completo de ambas as plataformas na sua montagem final já com todo o aparato hidráulico para acionamento.

Tabela 6.1 – Parâmetros inerciais do MPS de Movimento.

MPS de Movimento		
Parâmetro	Valor	Unidade
Massa da Base Móvel	709,27	[kg]
Massa da Base Fixa	254,32	[kg]
Momento de Inércia de Massa $I_x, I_y$ Base Móvel	57,96	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_z$ Base Móvel	117,89	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_x, I_y$ Base Fixa	24,84	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_z$ Base Fixa	49,67	[kgm <sup>2</sup> ]
Massa Inferior Atuador	15,60	[kg]
Momento de Inércia de Massa $I_x, I_y$ Inferior Atuador	0,68	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_z$ Inferior Atuador	0,01	[kgm <sup>2</sup> ]
Massa Superior Atuador	16,05	[kg]
Momento de Inércia de Massa $I_x, I_y$ Superior Atuador	0,70	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_z$ Superior Atuador	0,01	[kgm <sup>2</sup> ]

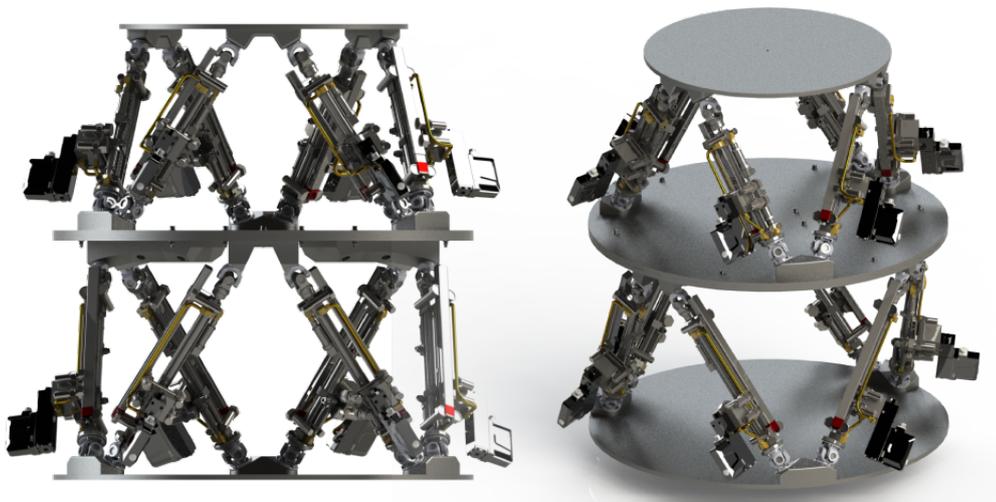


Figura 6.5 – Modelo desenvolvido em ambiente CAD.

Tabela 6.2 – Parâmetros inerciais do MPS de Compensação.

MPS de Compensação		
Parâmetro	Valor	Unidade
Massa da Base Móvel	200,63	[kg]
Massa da Base Fixa	254,32	[kg]
Momento de Inércia de Massa $I_x, I_y$ Base Móvel	9,27	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_z$ Base Móvel	18,54	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_x, I_y$ Base Fixa	24,84	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_z$ Base Fixa	49,67	[kgm <sup>2</sup> ]
Massa Inferior Atuador	15,60	[kg]
Momento de Inércia de Massa $I_x, I_y$ Inferior Atuador	0,68	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_z$ Inferior Atuador	0,01	[kgm <sup>2</sup> ]
Massa Superior Atuador	16,05	[kg]
Momento de Inércia de Massa $I_x, I_y$ Superior Atuador	0,70	[kgm <sup>2</sup> ]
Momento de Inércia de Massa $I_z$ Superior Atuador	0,01	[kgm <sup>2</sup> ]

As matrizes de ganhos dos controladores, tanto para o MPS de Movimento quanto para o MPS de Compensação, foram selecionadas como matrizes identidades de ordem  $6 \times 6$  multiplicadas por valores escalares positivos, os quais são mostrados na Tabela 6.3. Estes ganhos foram selecionados conforme procedimento apresentado na Seção 5.3.

Tabela 6.3 – Parâmetros do controlador utilizados nas simulações.

MPS de Movimento		MPS de Compensação	
Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$\mathbf{K}_d$	200	$\mathbf{K}_d$	200
$\mathbf{K}_t$	0,1	$\mathbf{K}_t$	0,1
$\mathbf{K}_a$	10	$\mathbf{K}_a$	10
$\mathbf{\Lambda}$	200	$\mathbf{\Lambda}$	200

Para todas as simulações o passo de integração utilizado é de 0,001 segundos.

## 6.4 Definição das Trajetórias

Nesta seção, inicialmente, são apresentadas as trajetórias aplicadas ao MPS de Movimento para avaliação do controle do sistema de compensação. Conforme já comentado, foram configuradas três tipos de trajetória: uma trajetória senoidal, uma trajetória semelhante à de um navio e uma trajetória a partir da IMU comercial. Ao final, na Subseção 6.4.4 é feita uma breve discussão das referências utilizadas para o MPS de Compensação. Todas as simulações foram executadas utilizando-se os parâmetros descritos na Seção 6.3.

### 6.4.1 Trajetória Senoidal

A trajetória senoidal é composta por seis sinais de característica senoidal com amplitudes, frequências e fases distintas para cada um dos seis graus de liberdade. A Figura 6.6 apresenta a variação dos sinais aplicados ao longo do tempo tanto em relação às três coordenadas de translação quanto em relação às três coordenadas de rotação. Na Tabela 6.4 são apresentados os parâmetros de amplitude, frequência e fase para cada um dos graus de liberdade.

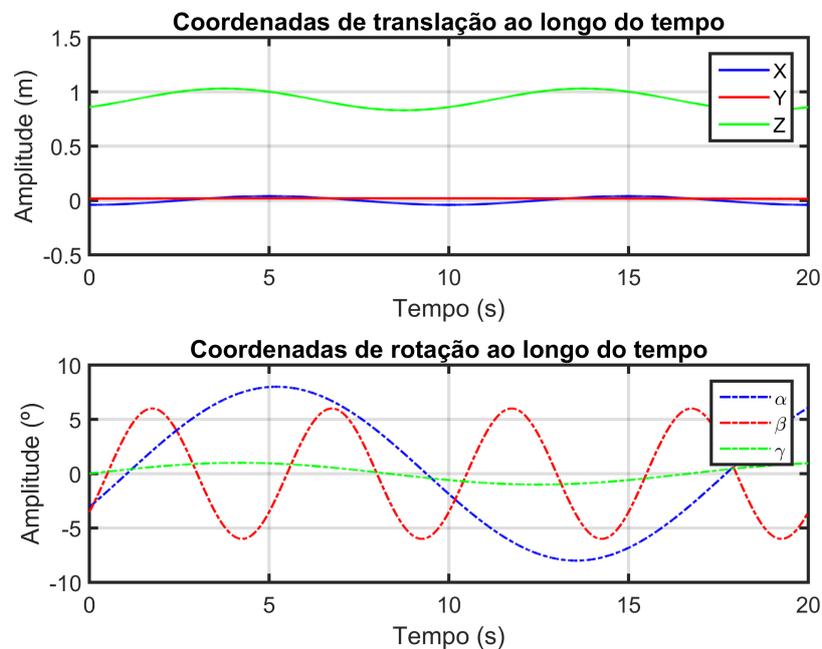


Figura 6.6 – Variação dos sinais aplicados à primeira trajetória ao longo do tempo.

Tabela 6.4 – Parâmetros numéricos da primeira trajetória.

Trajetória Senoidal Arbitrária						
Parâmetro	x	y	z	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
Amplitude	0,04 [m]	0,02 [m]	0,10 [m]	8,00 [°]	6,00 [°]	1,00 [°]
Frequência	0,10 [Hz]	0,01 [Hz]	0,10 [Hz]	0,06 [Hz]	0,20 [Hz]	0,06 [Hz]
Fase	-90,00 [°]	60,00 [°]	-45,00 [°]	-22,50 [°]	-36,00 [°]	0,00 [°]

A Figura 6.7 apresenta a variação do comprimento das *pernas* a partir dos sinais aplicados na trajetória senoidal, ou seja, a trajetória senoidal expressa em coordenadas de junta. É importante destacar que o comprimento das pernas não ultrapassa os seus limites máximo e mínimo configurando, sendo assim, uma trajetória adequada para ser utilizada na análise da compensação.

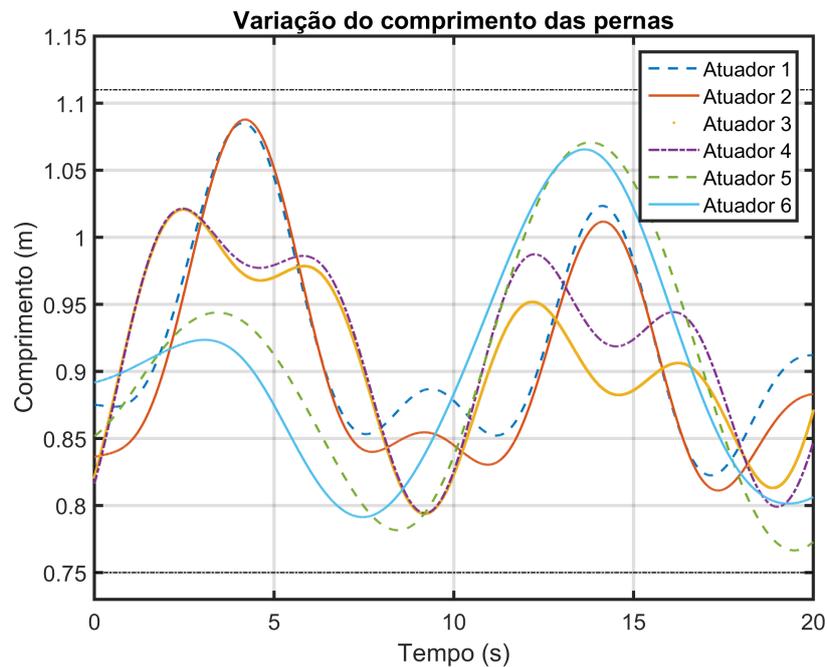


Figura 6.7 – Variação do comprimento das pernas em função do tempo conforme trajetória senoidal aplicada.

As frequências de interesse foram escolhidas com base nos trabalhos de Salzmann, 2004, Mello, 2011 e García, 2015. Salzmann, 2004 estudou as frequências das ondas marítimas

na costa da Holanda, concluindo que os seus valores estavam entre 0,1 Hz e 0,5 Hz. Já, Mello, 2011 mostrou, a partir de dados de medição na costa brasileira, que as frequências das ondas raramente possuem componentes superiores à 0,2 Hz para *sway* e *roll*, e superiores a 0,15 Hz para o movimento de *heave*.

#### 6.4.2 Trajetória de Navio

A trajetória semelhante à de um navio escolhida é aquela aplicada e descrita por García, 2015. O sinal é proveniente de registros de medições feitas no litoral do Rio Grande do Sul e foram aplicados a um software de simulação dedicado. Nesse software é modelada uma embarcação de tamanho real sobre a qual são aplicados os dados de onda obtidos a partir das medições. Assim, o período das ondas utilizado é de 6,4[s] com amplitudes médias de 1,88[m] e ângulo de ataque em relação à embarcação de  $110^\circ$ . Após finalizada a simulação, são extraídos do software os dados de movimento da embarcação em função da excitação das ondas tanto em posição, quanto em velocidades e acelerações. Na Figura 6.8 são apresentados os sinais de posição e orientação ao longo do tempo e na Figura 6.9 são apresentados os sinais de aceleração translacional e rotacional ao longo do tempo.

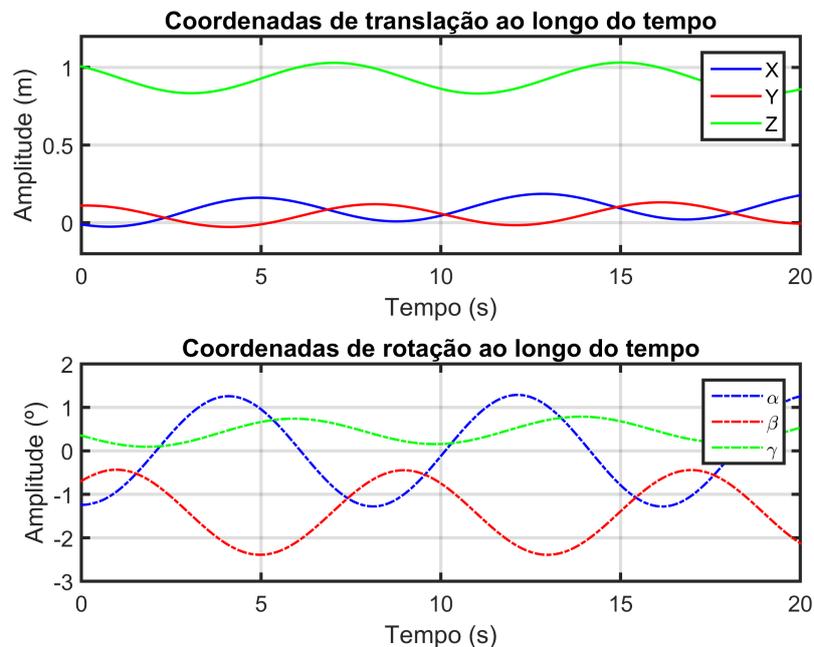


Figura 6.8 – Variação de posição e orientação ao longo do tempo.

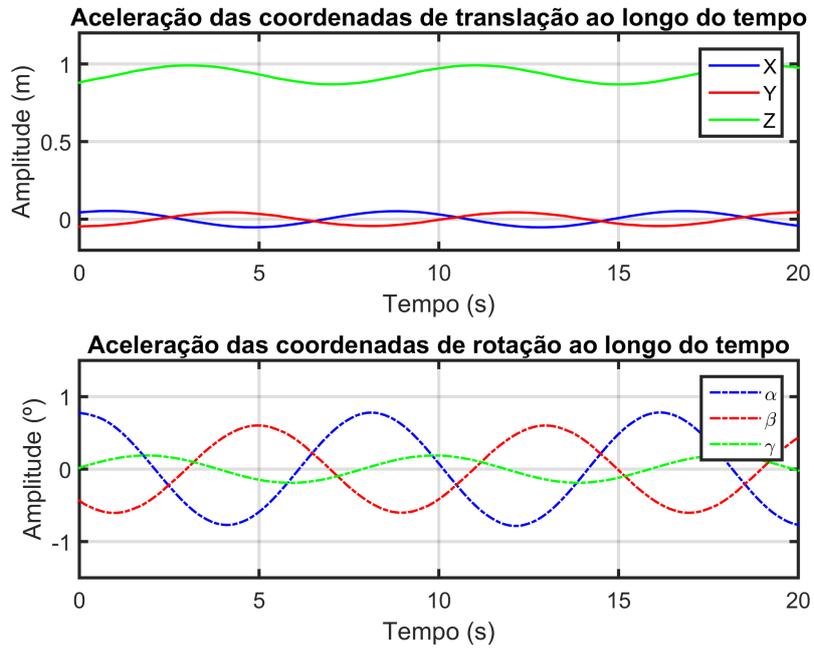


Figura 6.9 – Variação do sinal de aceleração translacional e rotacional para a trajetória.

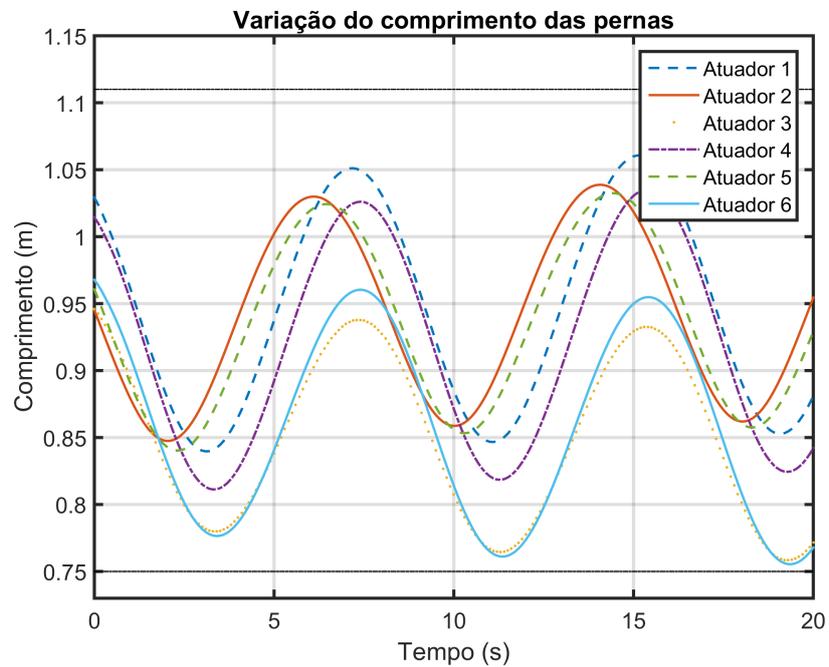


Figura 6.10 – Trajetória de movimento de um navio expressa em coordenadas de junta.

Na Figura 6.10 é apresentada a trajetória aplicada em coordenadas de junta, constatando-

se que em nenhum momento os comprimentos máximos e mínimos dos atuadores são excedidos durante o tempo de simulação que, neste caso, é de 20 segundos.

### 6.4.3 Trajetória Medida por Meio da IMU Comercial

A trajetória proveniente de sinais da IMU foi obtida a partir de um ensaio realizado em laboratório. O sensor foi fixado em um pistão pneumático e o mesmo foi movimentado em uma única direção com amplitude de 0,2 m. A direção de fixação do sensor foi escolhida de forma a que o movimento de afundamento (*heave*) fosse priorizado. Assim, a trajetória final obtida possui apenas movimento neste grau de liberdade. Uma régua potenciométrica e uma placa de aquisição de dados foram utilizadas para obter a trajetória que o IMU deveria executar. Já o sinal da IMU foi lido diretamente num computador pessoal. Um esquema da montagem do experimento para obtenção dos sinais desejados é apresentado na Figura 6.11.

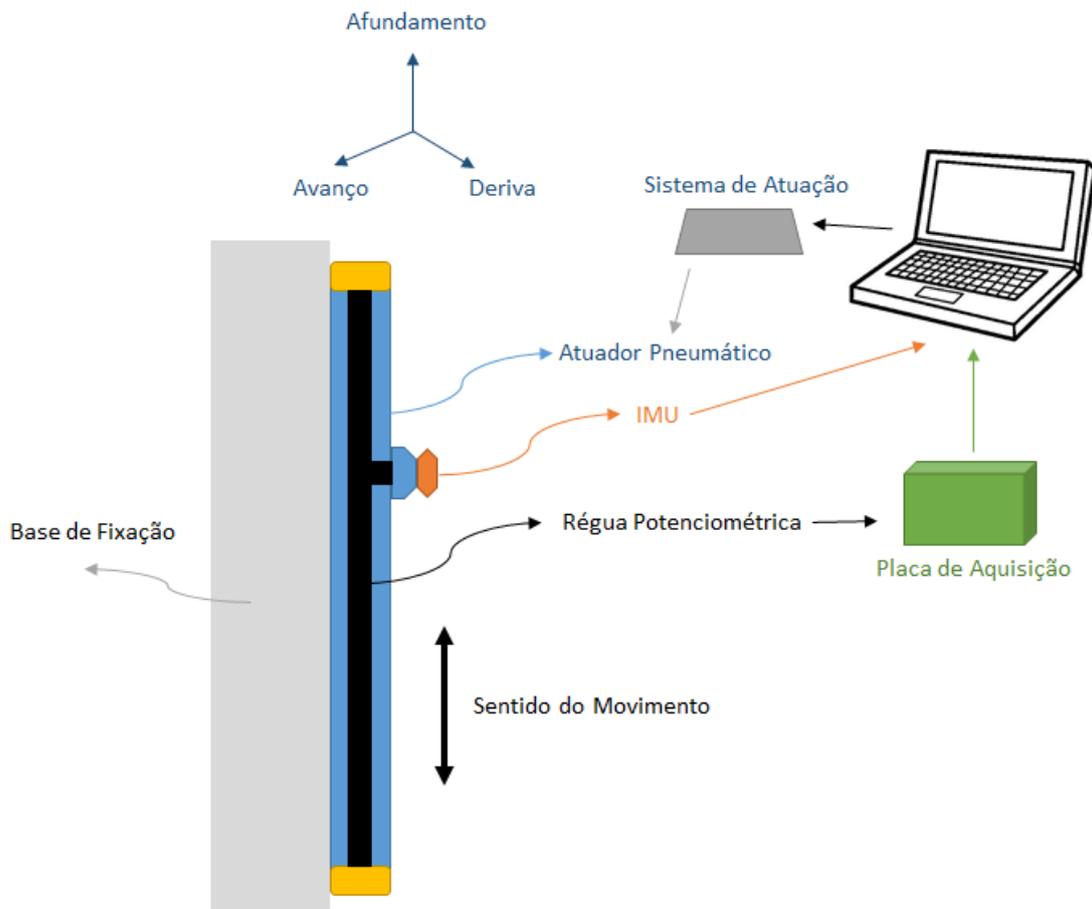


Figura 6.11 – Esquema de montagem do experimento para obtenção dos sinais da IMU.

Desta forma, a trajetória a ser utilizada para o MPS de Movimento foi obtida a partir de uma régua potenciométrica e a trajetória ou referência utilizada pelo MPS de Compensação foi o sinal de saída da IMU para aquela direção de interesse. Ambos os sinais foram filtrados por meio de um filtro tipo *Butterworth, passa-baixas*, com uma frequência de corte de 10 Hz.

A régua potenciométrica utilizada é o modelo MLO-POT-1000-TLF, da fabricante FESTO, que possui curso de 1000mm e sinal de retorno analógico. A resolução desse equipamento é de 0,01mm e a tensão de alimentação de 10V. A IMU utilizada é o modelo ELLIPSE-A-G4A2-B1, descrito na Seção 6.2.2. A placa de aquisição com a qual foi feita a leitura do sinal proveniente da régua potenciométrica é o modelo USB-1208FS, da fabricante Measurement Computing. Essa placa possui capacidade de até 50.000 amostras por segundo com 12-bit de resolução. Tanto os sinais provenientes da régua potenciométrica quanto os sinais lidos da IMU foram adquiridos a uma taxa de 200Hz.

A Figura 6.12 apresenta a trajetória obtida e que foi aplicada no MPS de Movimento. Ela possui apenas movimento no grau de liberdade referente ao movimento de *heave*. Todos os demais são considerados nulos.

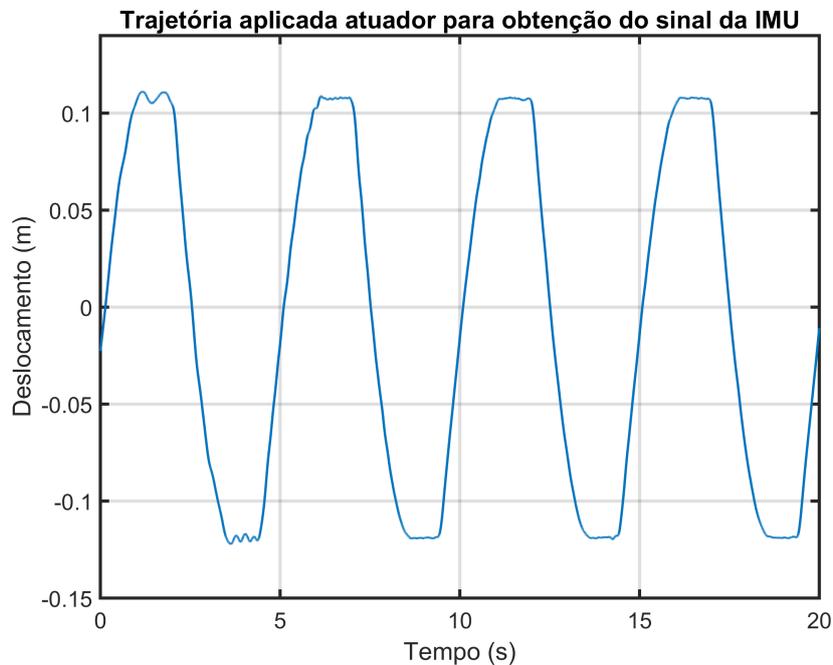


Figura 6.12 – Trajetória proveniente de sensor comercial aplicada ao MPS de Movimento.

Por fim, a Figura 6.13 apresenta a trajetória a ser aplicada ao MPS de Movimento expressa em coordenadas de junta, mostrando que o sinal em questão não ultrapassa os limites de comprimento máximo e mínimo dos atuadores.

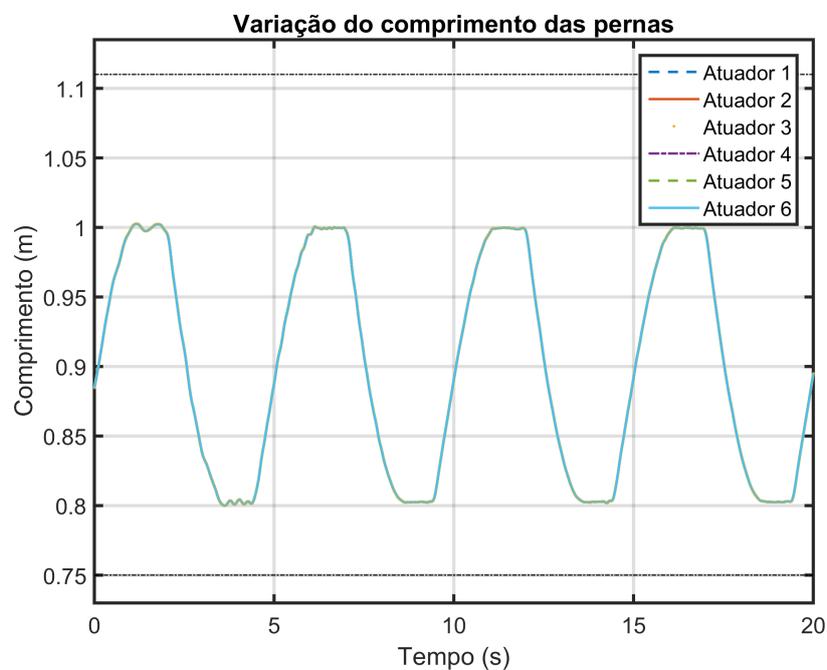


Figura 6.13 – Trajetória aplicada ao MPS de Movimento em espaço de juntas.

#### 6.4.4 Referências para o MPS de Compensação

De acordo com os objetivos do trabalho, optou-se por usar três diferentes estratégias de geração das trajetórias de referência aplicadas ao MPS de Compensação. A primeira é baseada no uso dos sinais de posição do sensor inercial virtual (*Transform Sensor*, descrito na Seção 6.2.1). A segunda utiliza os sinais de aceleração linear e velocidade angular provenientes do mesmo sensor. Finalmente, a terceira utiliza os sinais de posição adquiridos diretamente da IMU comercial.

Conforme já discutido anteriormente, os sinais de posição e orientação do sensor inercial virtual podem ser utilizados diretamente para compor a referência do MPS de Compensação. Para a utilização dos sinais de aceleração linear e velocidade angular, implantou-se o diagrama de blocos apresentado na Figura C.4 (Apêndice B). Trata-se de derivações e integrações que permitem obter o vetor de referência e suas derivadas para então aplicá-los no MPS de Compensação. Esta estratégia ainda inclui a filtragem dos sinais, pois os processos

de integração e derivação podem acarretar no surgimento de ruídos (sinais de alta frequência) indesejáveis. O filtro aplicado é tipo Butterworth *passa-baixas* com frequência de corte em aproximadamente  $\omega_c = 31,41$  [rad/s] (equivalente à frequência de aproximadamente 5 Hz).

A Figura 6.14 apresenta o sinal de referência que deve ser aplicado ao MPS de Compensação para atenuar o movimento do MPS de Movimento quando são utilizados os sinais da IMU comercial. Ela possui apenas o grau de liberdade referente ao movimento de *heave*. Assim, os demais sinais de referência são nulos em todo o tempo de simulação.

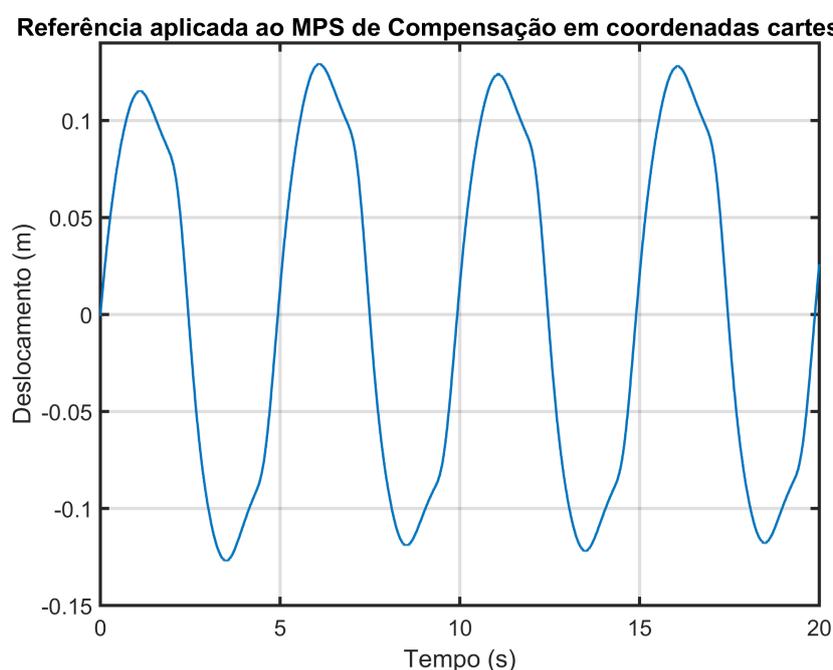


Figura 6.14 – Referência de movimento para o MPS de Compensação de *heave*.

Para os demais ensaios, os sinais são obtidos durante a integração numérica, ao contrário do caso da trajetória a partir dos sinais do sensor comercial, os quais são processados *offline* e posteriormente aplicados ao sistema.

## 6.5 Resultados e Discussões

Nesta seção são apresentadas os resultados das simulações da estratégia de compensação de movimento utilizando-se um MPS hidráulico. Em cada simulação é utilizada uma das trajetórias desenvolvidas na Seção 6.4. Para estes casos, os parâmetros de simulação, isto é, massas, momentos de inércia, ganhos do controlador e parâmetros hidráulicos foram

mantidos constantes. As grandezas avaliadas são o erro de seguimento em coordenadas cartesianas e coordenadas de junta, as forças hidráulicas e torques nos atuadores, o erro de torque calculado pela lei de controle e, em alguns casos, as diferenças entre a curva desejada e a curva executada para cada grau de liberdade do MPS.

A Tabela 6.5 apresenta uma visão geral das simulações realizadas no âmbito deste trabalho. São basicamente 5 simulações no total, por meio das quais avalia-se a combinação das trajetórias senoidais e de movimento de navio com as realimentações através do sinal de posição e dos sinais de aceleração linear e velocidade angular.

Tabela 6.5 – Simulações executadas.

		MPS de Movimento		
		Trajectoria Senoidal	Trajectoria de Navio	Trajectoria IMU
MPS de Compensação	Realimentação por Posição	Simulação I	Simulação II	
	Realimentação por Aceleração e Velocidade	Simulação III	Simulação IV	
	Realimentação por Referência de IMU em Posição			Simulação V

Ao final na Seção 6.5.7, é feita uma breve comparação entre o resultado para algumas variáveis nas trajetórias considerando outros valores de ganho no controlador.

### 6.5.1 Simulação I

Esta trajetória visa verificar o desempenho do sistema de compensação quando a perturbação tem a forma de um movimento senoidal conforme discutido na Seção 6.4.1. O sinal de referência aplicado ao MPS de Compensação é baseado na realimentação da posição através do sensor inercial virtual. A Figura 6.15 apresenta os erros de seguimento de trajetória no espaço cartesiano. Observa-se um erro maior no início do movimento o qual pode ser decorrente do ponto de início da trajetória não coincidente com a configuração do

MPS. A partir do instante  $t = 1$  segundo, a oscilação é reduzida.

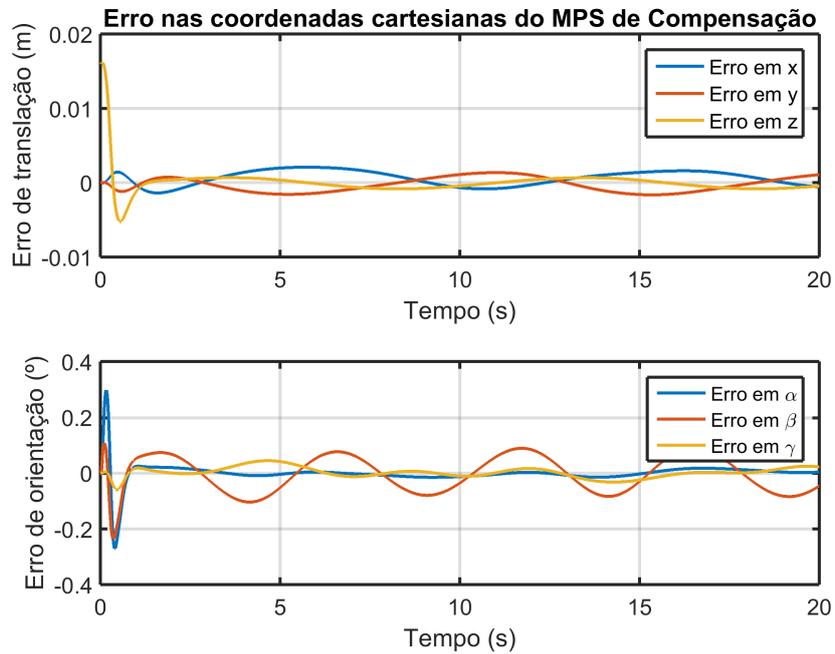


Figura 6.15 – Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço cartesiano.

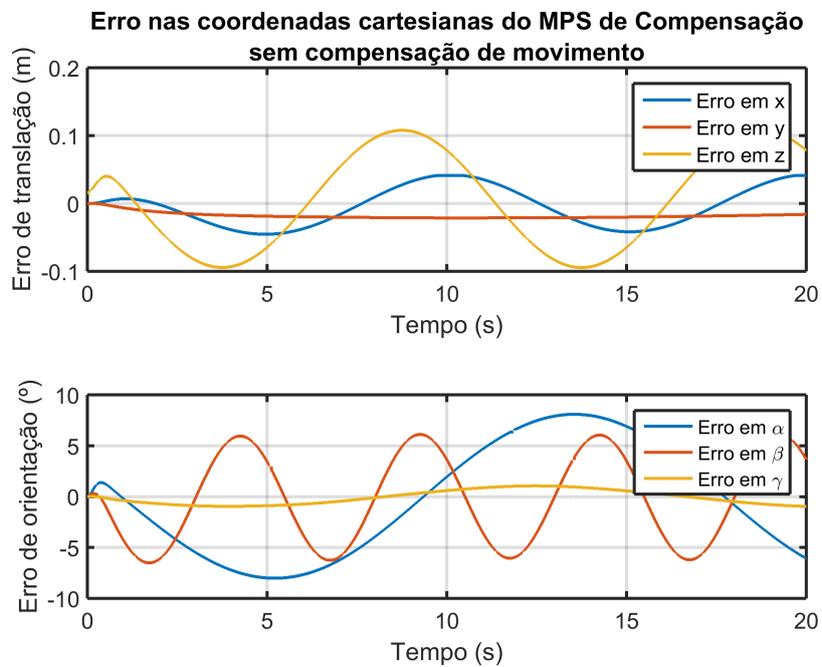


Figura 6.16 – Erro em coordenadas Cartesianas para a trajetória senoidal quando sem compensação de movimento.

Para efeitos de comparação, a Figura 6.16 mostra, para a mesma trajetória, qual seria o movimento da base móvel do MPS de Compensação caso o sistema de controle não estivesse agindo de forma a compensar os movimentos oriundos da base. Observa-se que os erros em relação à posição desejada são da ordem de aproximadamente  $\pm 0,1[m]$  e  $\pm 8[^\circ]$  para os GLD translacionais e rotacionais, respectivamente.

A Figura 6.17 apresenta o erro de seguimento considerando, agora, o espaço de juntas do MPS.

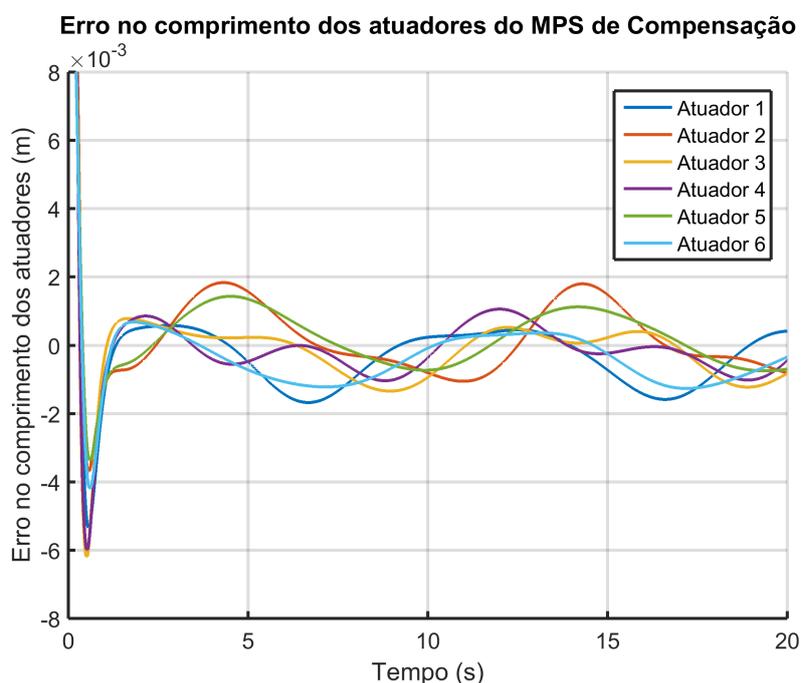


Figura 6.17 – Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço de juntas.

As curvas de erro no espaço das juntas apresentam comportamento semelhante ao anterior. Pode-se considerar que, em estado estacionário, os erros oscilam dentro do limite de aproximadamente  $\pm 2,0 \times 10^{-3}[m]$ .

A Figura 6.18 apresenta as forças hidráulicas exercidas pelos atuadores. Na Figura 6.19, são apresentadas as tensões de controle aplicadas às válvulas dos atuadores. Para esta trajetória, os valores variam entre aproximadamente  $-3,5[V]$  e  $2,1[V]$ .

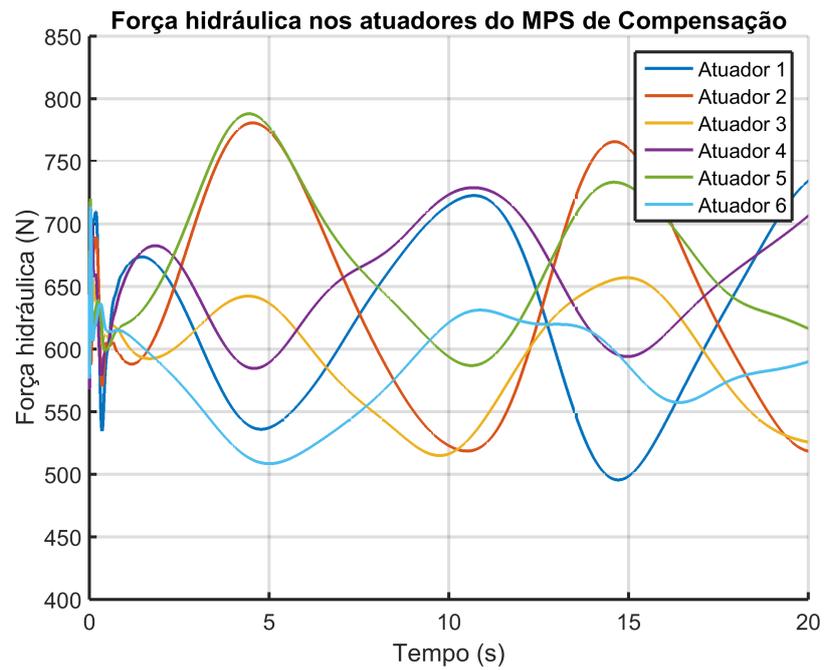


Figura 6.18 – Forças hidráulicas exercidas pelos atuadores para a trajetória senoidal.

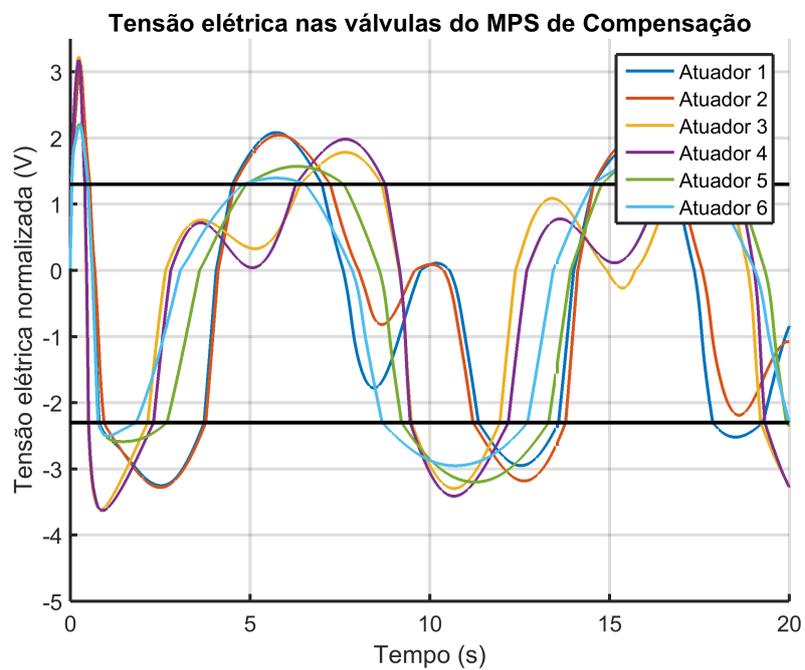


Figura 6.19 – Tensões de controle aplicadas em cada uma das válvulas e a indicação da zona morta.

Nas figura 6.20 a 6.22 são apresentadas a diferenças entre a trajetória desejada e a trajetória executada pelo MPS para cada um dos seis graus de liberdade. Em praticamente todos os gráficos ambas as trajetórias coincidem. As discrepâncias mais evidentes estão presentes no grau de liberdade referente ao *sway*, que é a movimentação na direção *y*. Esse fato se dá, provavelmente, devido à frequência elevada do movimento ( $f_{sway} = 0,2$  Hz).

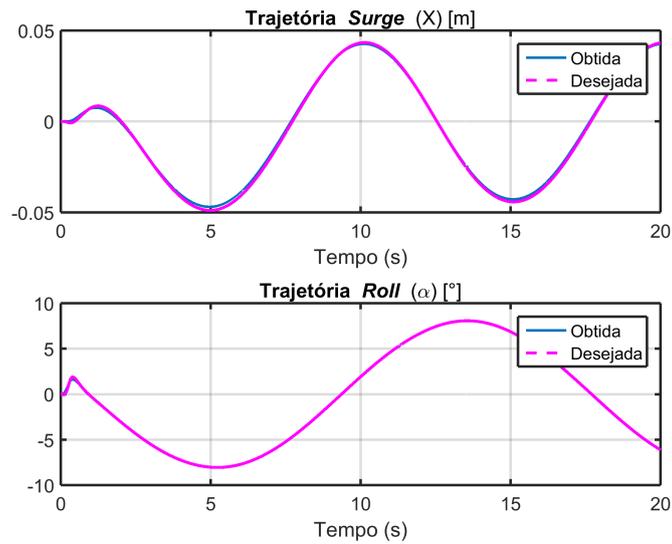


Figura 6.20 – Trajetória desejada e trajetória executada os movimentos de *surge* e *roll*.

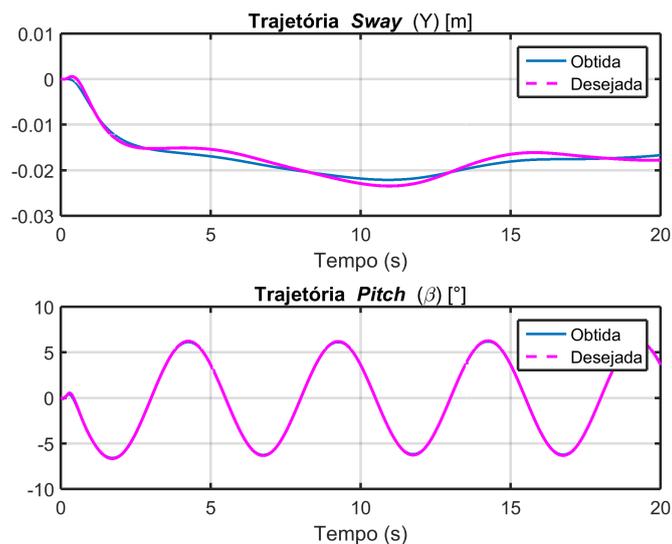


Figura 6.21 – Trajetória desejada e trajetória executada os movimentos de *sway* e *pitch*.

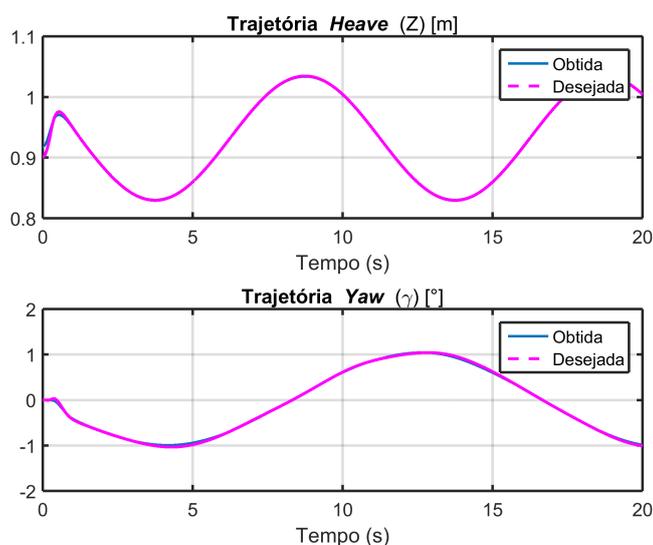


Figura 6.22 – Trajetória desejada e trajetória executada os movimentos de *heave* e *yaw*.

Pelos resultados das simulações, é possível afirmar que o MPS é capaz de compensar movimentos senoidais compostos com frequência máxima de 0,2 Hz de forma satisfatória.

### 6.5.2 Simulação II

Na simulação a seguir, a trajetória visa verificar o desempenho do sistema de compensação quando a perturbação tem a forma da movimentação de um navio, conforme descrito na Seção 6.4.2. O sinal de referência aplicado ao MPS de Compensação é baseado na realimentação da posição através do sensor inercial virtual.

A Figura 6.23 apresenta os erros de seguimento de trajetória no espaço cartesiano. Já, a Figura 6.24 apresenta os erros de seguimento dessa mesma trajetória no espaço juntas, os quais oscilam dentro de um limite de aproximadamente  $\pm 0,01[m]$ . Ainda, é possível verificar que a trajetória em espaço cartesiano apresenta um erro de aproximadamente 8% para translação enquanto que, para rotação, o erro se aproxima de 10% da amplitude da trajetória desejada. Para o seguimento em espaço de juntas, no entanto, este erro é reduzido para em torno de 3% do comprimento desejado.

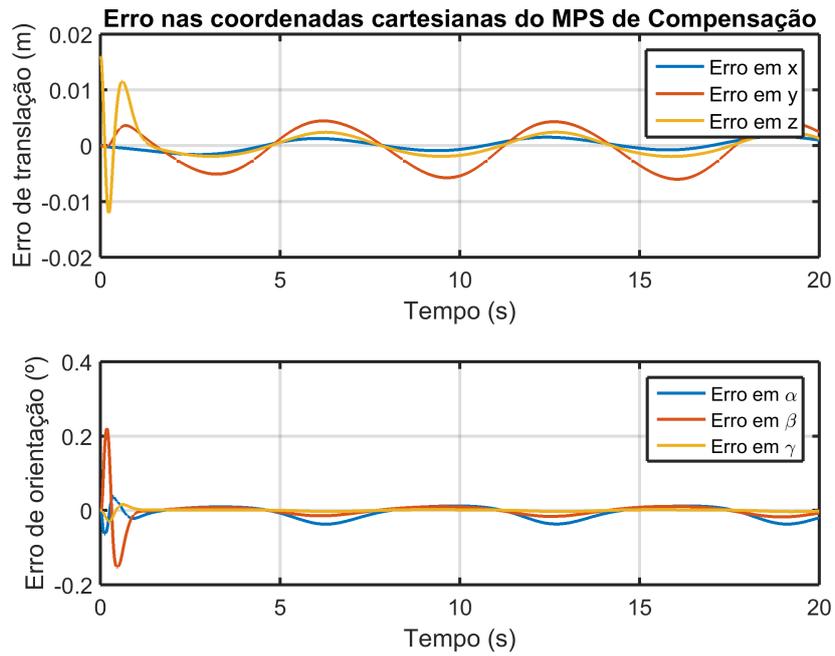


Figura 6.23 – Erros de seguimento de trajetória no espaço cartesiano.

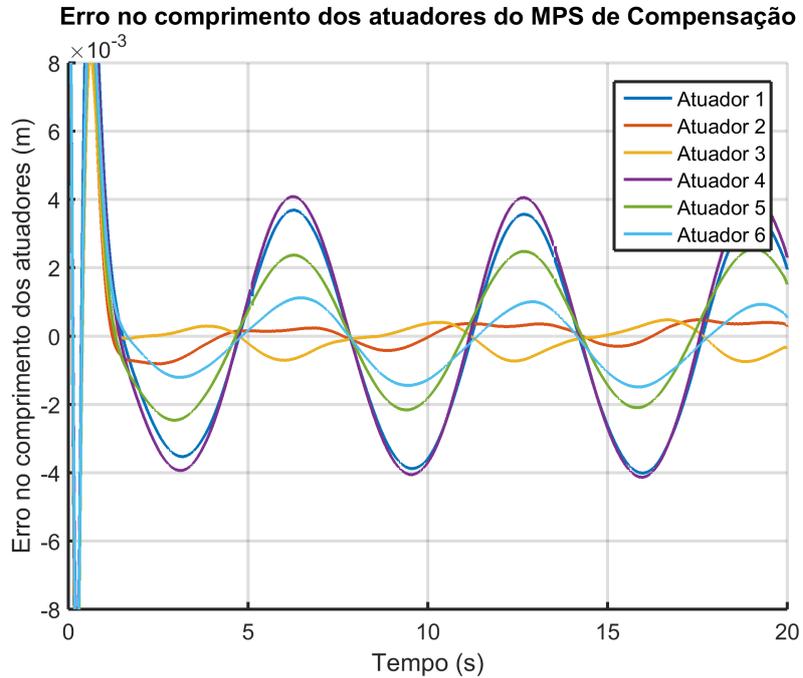


Figura 6.24 – Erros de seguimento de trajetória no espaço de juntas.

Com relação às forças hidráulicas exercidas pelos atuadores, na Figura 6.25 pode-se

observar a evolução para cada um dos atuadores ao longo do tempo.

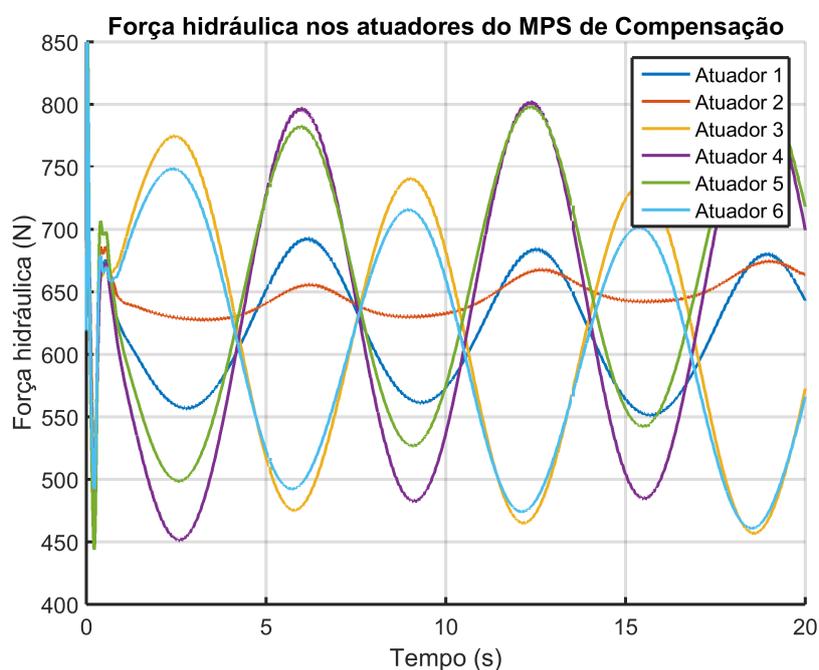


Figura 6.25 – Forças hidráulicas exercidas pelos atuadores para compensação do movimento.

As tensões de controle aplicadas às válvulas são apresentadas na Figura 6.26 cujos os valores variam entre aproximadamente  $-4,2[V]$  e  $2,5[V]$ . Nas figuras 6.27 a 6.29 estão apresentadas as trajetórias desejadas e as executadas pelo MPS para cada um dos seis graus de liberdade, considerando a trajetória da Simulação II.

Por meio dos resultados desta simulação, conclui-se que o MPS em estudo é capaz de compensar adequadamente o movimento avaliado, que se aproxima de um movimento típico realizado por navios, fazendo uso da estratégia de controle mencionada anteriormente.

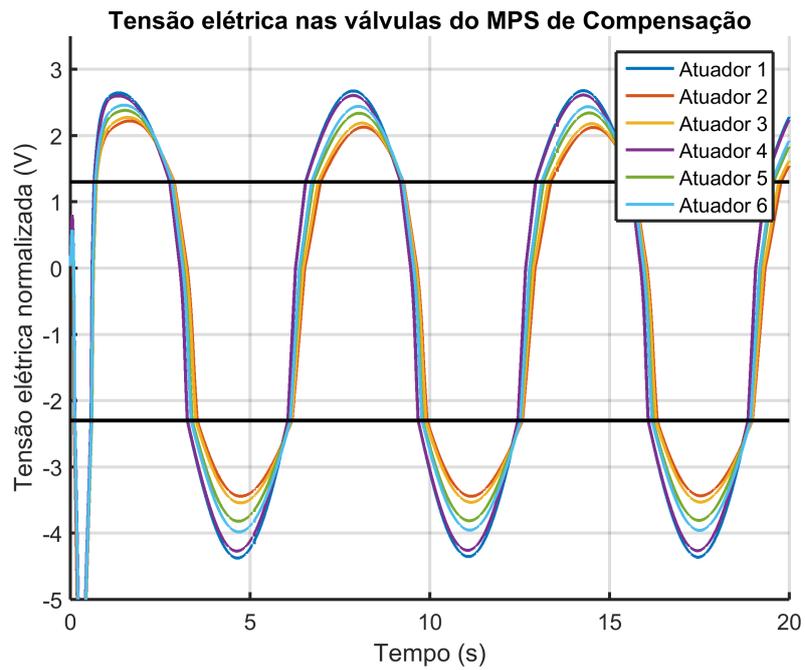


Figura 6.26 – Tensões de controle aplicadas em cada uma das válvulas e a indicação da zona morta.

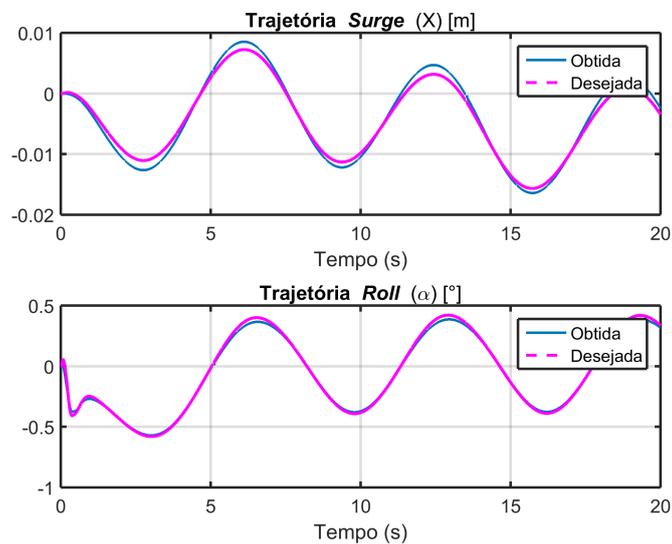


Figura 6.27 – Trajetória desejada e trajetória executada os movimentos de surge e roll.

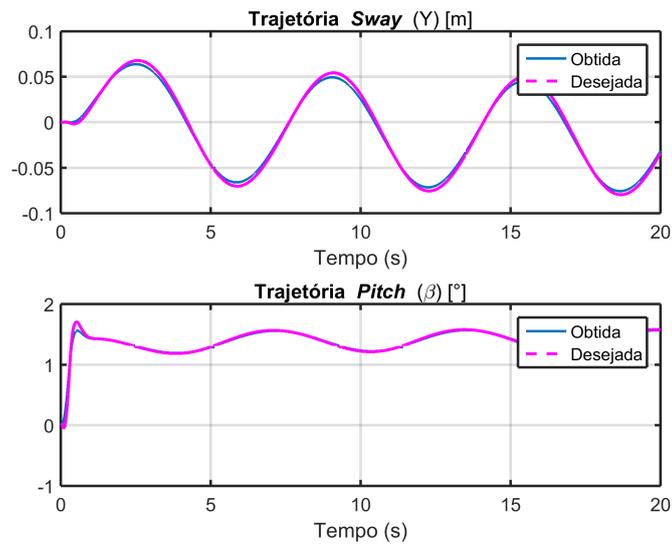


Figura 6.28 – Trajetória desejada e trajetória executada os movimentos de *sway* e *pitch*.

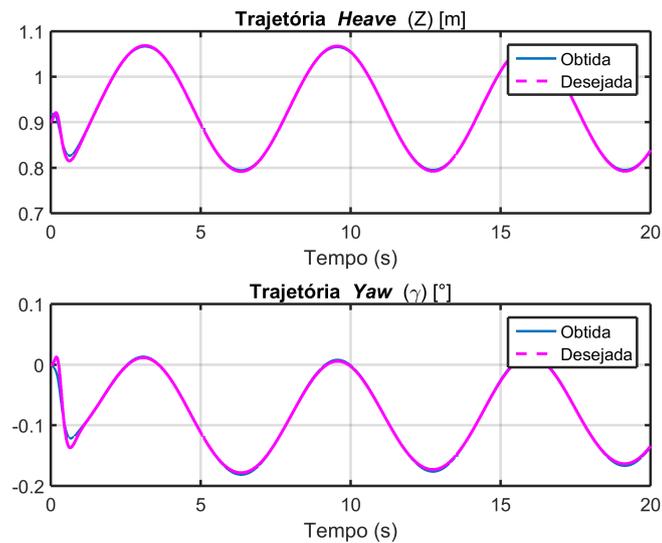


Figura 6.29 – Trajetória desejada e trajetória executada os movimentos de *heave* e *yaw*.

### 6.5.3 Simulação III

Esta trajetória visa a verificar o desempenho do sistema de compensação quando a perturbação tem a forma de um movimento senoidal arbitrário, conforme apresentado na Seção 6.4.1. O sinal de referência aplicado ao MPS de Compensação é baseado na realimentação da aceleração linear e da velocidade angular provenientes do sensor inercial virtual.

A Figura 6.30 apresenta os erros de seguimento de trajetória no espaço cartesiano, enquanto que a Figura 6.31 apresenta os erros de seguimento de trajetória no espaço de juntas do manipulador.

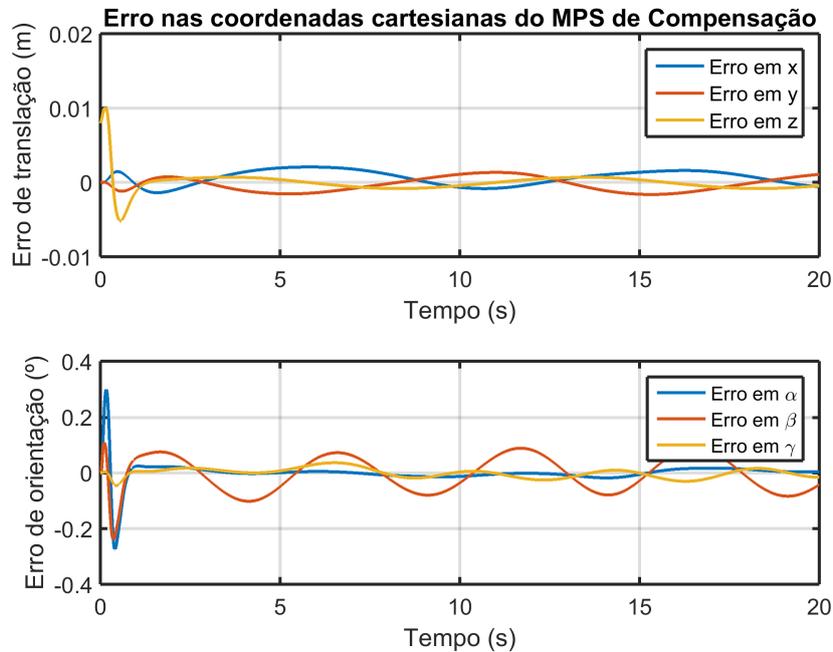


Figura 6.30 – Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço cartesiano.

Verifica-se que o comportamento é semelhante ao encontrado nos resultados da Trajetória I, apresentando erros com amplitude de aproximadamente  $\pm 0,002$  m para as coordenadas de translação e de aproximadamente  $\pm 0,1^\circ$  para as coordenadas de rotação. Já, os erros de seguimento de trajetória em espaço de juntas são inferiores a aproximadamente  $0,002$  m.

A Figura 6.32 apresenta as forças hidráulicas exercidas pelos atuadores, enquanto que na Figura 6.33, são apresentadas as tensões de controle aplicadas às válvulas dos atuadores. Verifica-se que as forças hidráulicas exercidas variam entre aproximadamente 800 N e 500 N. Para esta trajetória, os valores de tensão de controle variam entre aproximadamente  $-3,5[V]$  e  $2,2[V]$ .

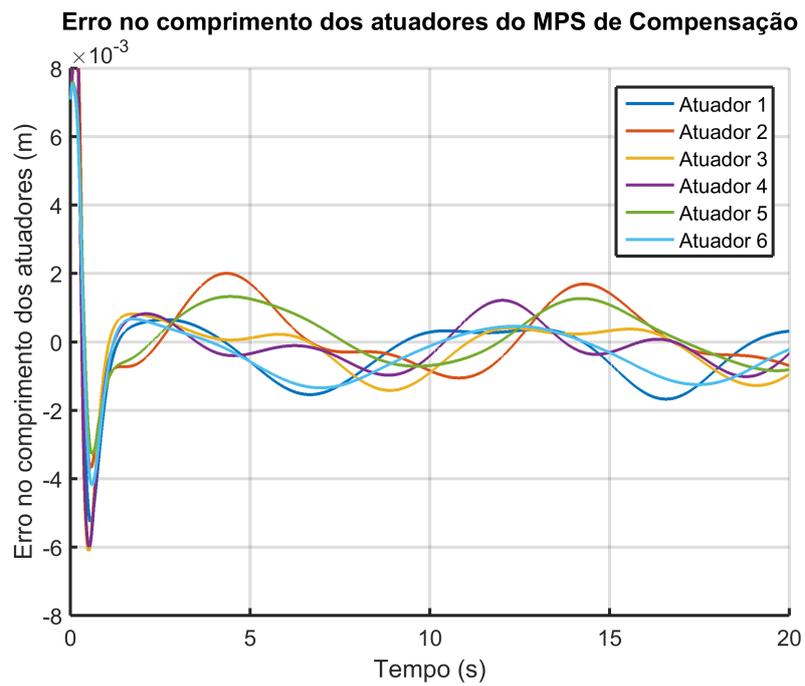


Figura 6.31 – Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço de juntas.

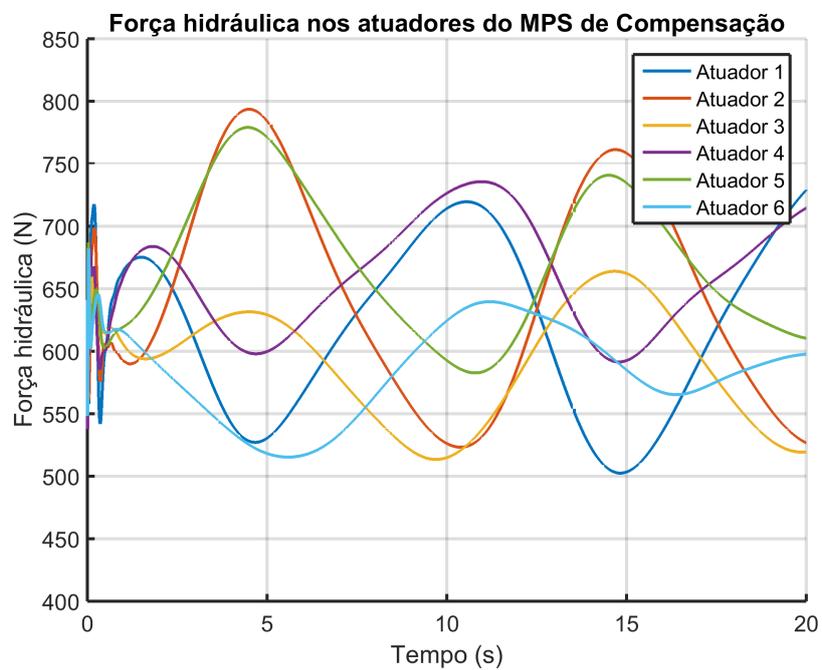


Figura 6.32 – Forças hidráulicas exercidas pelos atuadores para compensação da trajetória senoidal através do sinal de acelerações e velocidade.

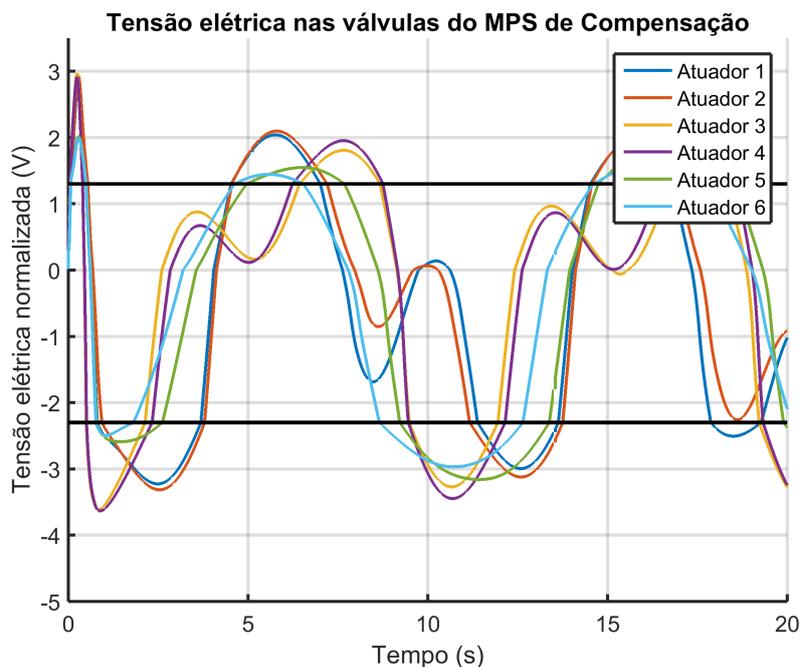


Figura 6.33 – Sinais de tensão de controle aplicados às válvulas hidráulica.

#### 6.5.4 Simulação IV

Esta trajetória visa verificar o desempenho do sistema de compensação quando a perturbação tem a forma da movimentação de um navio, conforme descrito na Seção 6.4.2. O sinal de referência aplicado ao MPS de Compensação é baseado na realimentação aceleração linear e da velocidade angular provenientes do sensor inercial virtual.

A Figura 6.34 apresenta os erros de seguimento de trajetória no espaço cartesiano. Já a Figura 6.35 apresenta os erros de seguimento de trajetória no espaço de juntas do manipulador. O comportamento mostra-se semelhante ao encontrado nos resultados da Trajetória II, apresentando erros com amplitude de aproximadamente de  $\pm 0,002$  m para as coordenadas de translação e de aproximadamente  $\pm 0,15^\circ$  para as coordenadas de rotação. Já, os erros de seguimento de trajetória em espaço de juntas resultam inferiores a aproximadamente  $\pm 0,005$  m.

A Figura 6.36 apresenta as forças hidráulicas exercidas pelos atuadores, enquanto que na Figura 6.37, são apresentadas as tensões de controle aplicadas às válvulas dos atuadores. Para esta trajetória, os valores variam entre aproximadamente  $-4,5[V]$  e  $2,6[V]$ . Já, as forças hidráulicas exercidas variam entre aproximadamente 810 N e 450 N.

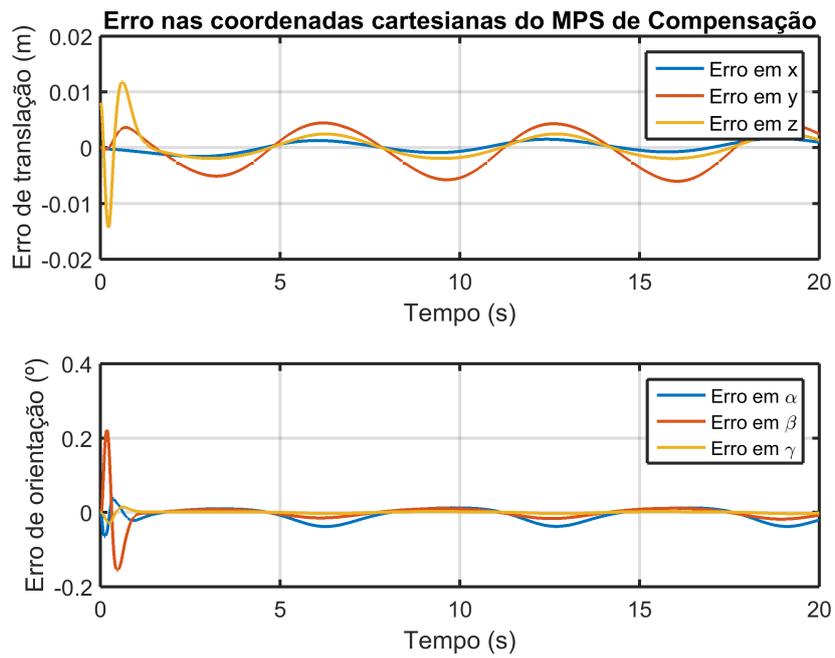


Figura 6.34 – Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço cartesiano.

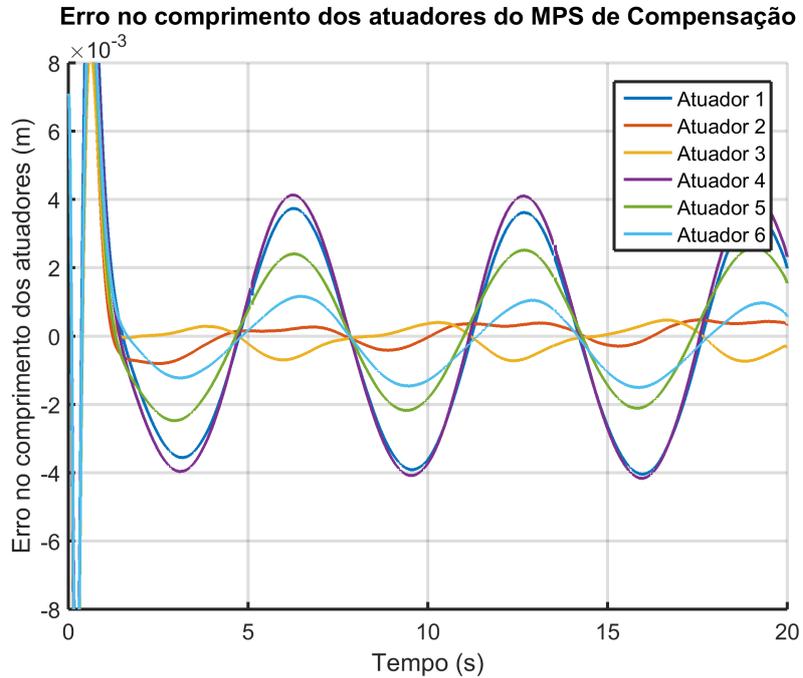


Figura 6.35 – Erros de seguimento da trajetória senoidal no espaço de juntas.

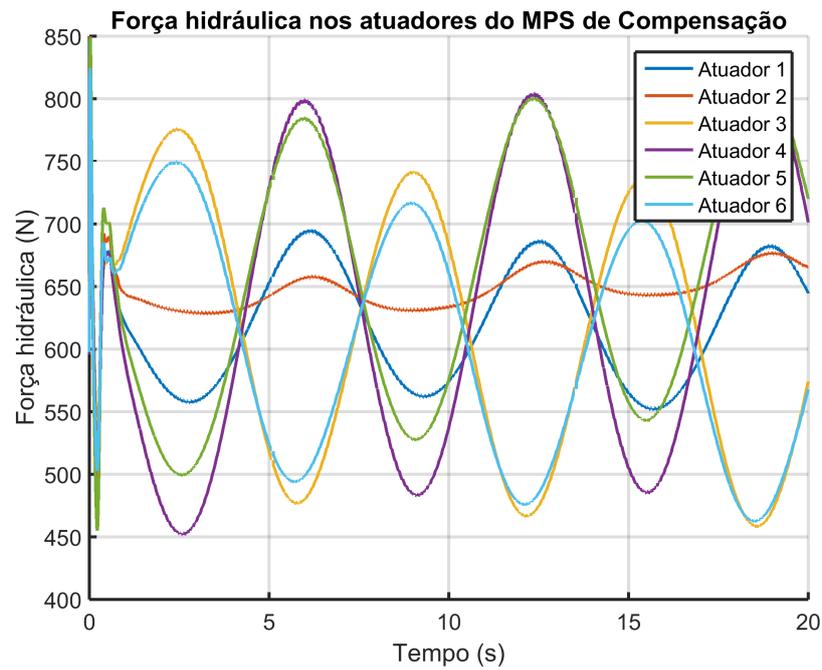


Figura 6.36 – Forças hidráulicas exercidas pelos atuadores para compensação da trajetória senoidal através do sinal de acelerações e velocidade.

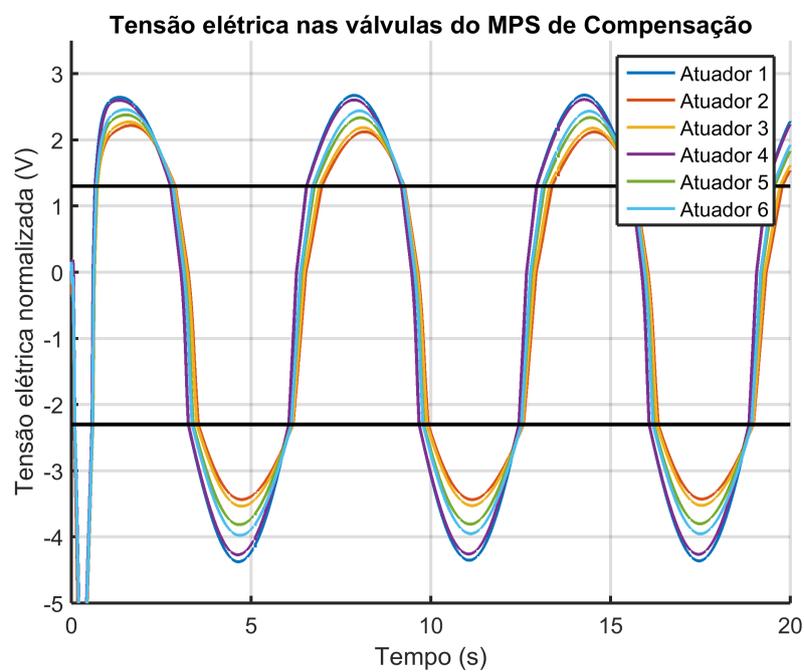


Figura 6.37 – Sinais de tensão de controle aplicados às válvulas hidráulica.

Considerando dimensionamento preliminar do tamanho, curso, pressão de trabalho e ângulo de inclinação dos pistões das plataformas de dimensões reduzidas (Anexo IV), pode-se afirmar que as forças hidráulicas obtidas nesta simulação estão dentro da capacidade estimada inicialmente para o modelo de atuador a ser utilizado.

### 6.5.5 Simulação V

Esta trajetória visa a verificar o desempenho do sistema de compensação quando a perturbação tem a forma de um sinal real. A trajetória aqui aplicada ao MPS de Movimento é oriunda do sinal obtido através de sensor de posição tipo régua potenciométrica. Já o sinal de referência aplicado ao MPS de Compensação tem origem no sinal obtido da IMU comercial fixada no atuador em movimento quando da execução deste ensaio, conforme descrito na Seção 6.4.3. São analisadas as mesmas variáveis consideradas nas demais simulações.

A Figura 6.38 apresenta os erros de seguimento de trajetória no espaço cartesiano. Já, a Figura 6.39 apresenta os erros de seguimento de trajetória no espaço de juntas do manipulador.

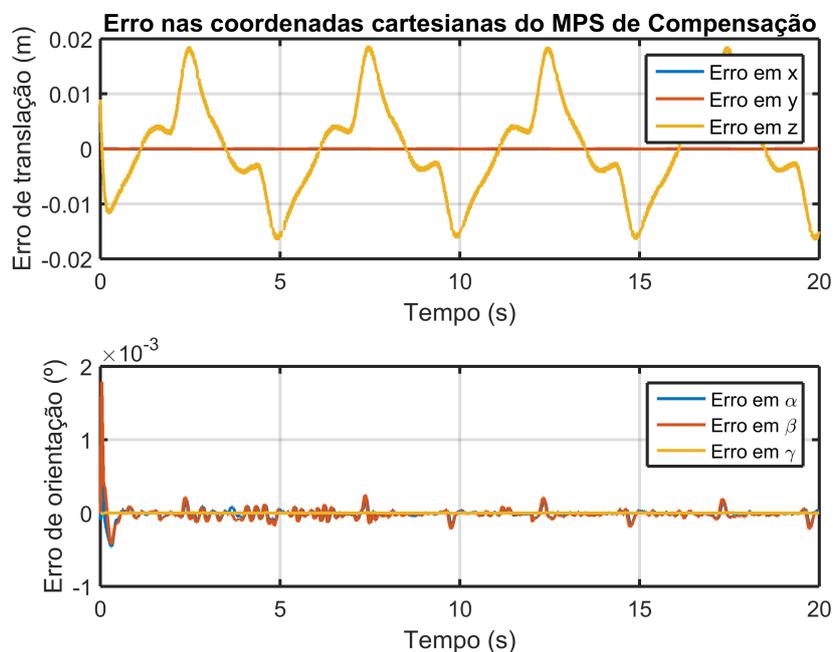


Figura 6.38 – Erros de seguimento da trajetória da IMU no espaço cartesiano.

A resposta em posição no espaço cartesiano apresenta erros com amplitude de apro-

ximadamente de  $\pm 0,02$  m para as coordenadas de translação e de aproximadamente  $\pm 0,005^\circ$  para as coordenadas de rotação, enquanto que os erros de seguimento de trajetória em espaço de juntas, após atingir o estado estacionário, são inferiores a aproximadamente  $0,02$  m.

A Figura 6.40 apresenta as forças hidráulicas exercidas pelos atuadores, enquanto que, na Figura 6.41, são apresentadas as tensões de controle aplicadas às válvulas dos atuadores. Para esta trajetória, os valores variam entre aproximadamente  $-5,5[V]$  e  $4,0[V]$ . Já, as forças hidráulicas exercidas variam entre aproximadamente  $760$  N e  $500$  N. Devido à natureza do movimento, as forças hidráulica ficam sobrepostas para os seis atuadores.

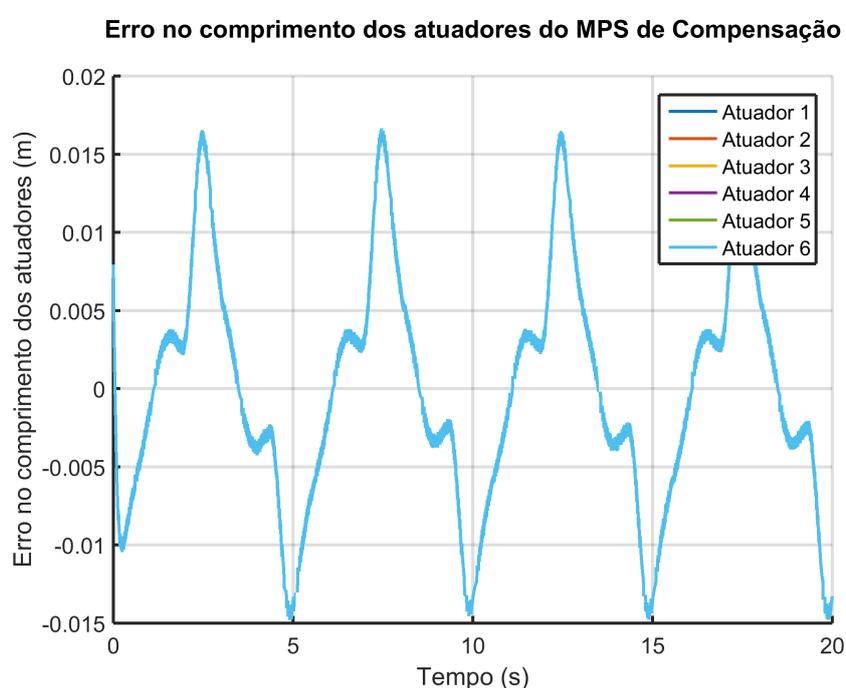


Figura 6.39 – Erros de seguimento da trajetória da IMU no espaço de juntas.

Os erros, tanto nas coordenadas Cartesianas como no comprimento dos atuadores, são devido principalmente ao tipo de movimento executado pelo pistão pneumático. Como é apresentado na Figura 6.12, dada a característica de “adere-desliza” do pistão, existe um momento onde a trajetória fica estabilizada em um patamar. Nesse momento, o sistema de controle interno ao IMU passa a atuar, identificando uma possível inversão de movimento, fazendo com que exista uma desaceleração no sinal e sua consequente inversão de sentido. Esses efeitos somados são responsáveis pela aparente falta de sincronia no movimento, e consequentemente, aos erros apresentados na compensação. Ambos sinais são graficados na

Figura 6.42.

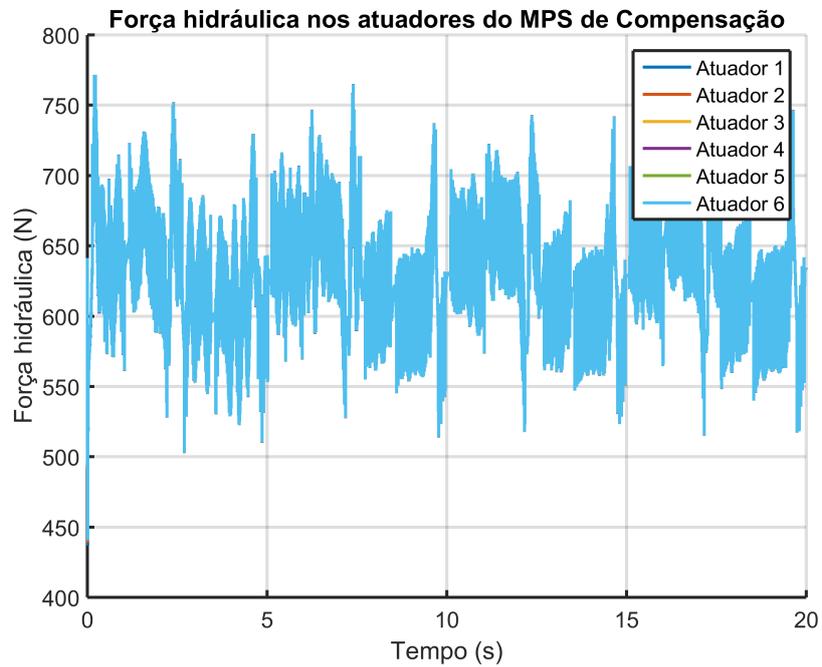


Figura 6.40 – Forças hidráulicas para trajetória proveniente do IMU comercial.

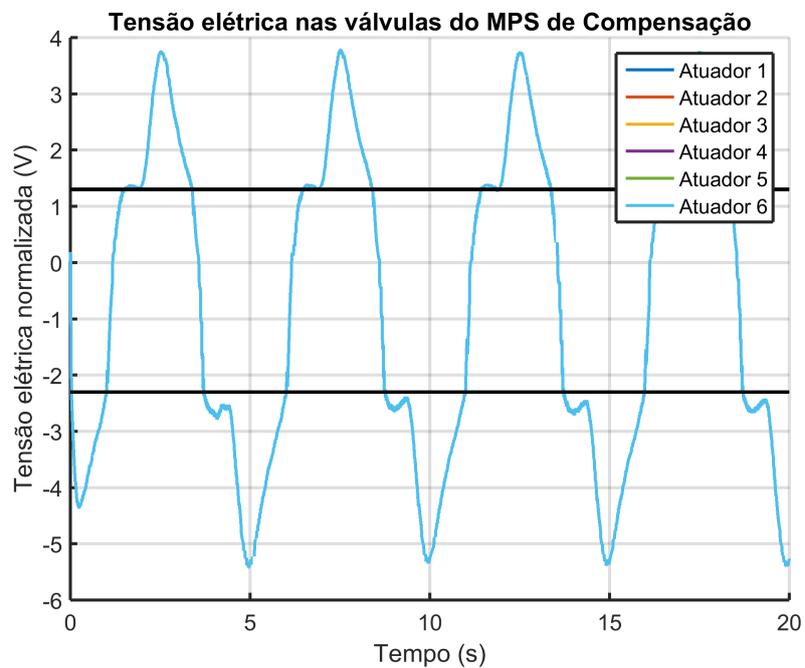


Figura 6.41 – Sinais de tensão de controle aplicados às válvulas hidráulica.

Dado que a válvula da plataforma de dimensões reduzidas em construção possui faixa de tensão de entrada de 0..10 V e considerando que ponto de 5,0 V como posição neutra da válvula, pode-se considerar que, para a trajetória da Simulação V, a tensão necessária para o movimento seria maior que aquela disponível. Assim, para este caso, considera-se que houve saturação do sinal de controle.

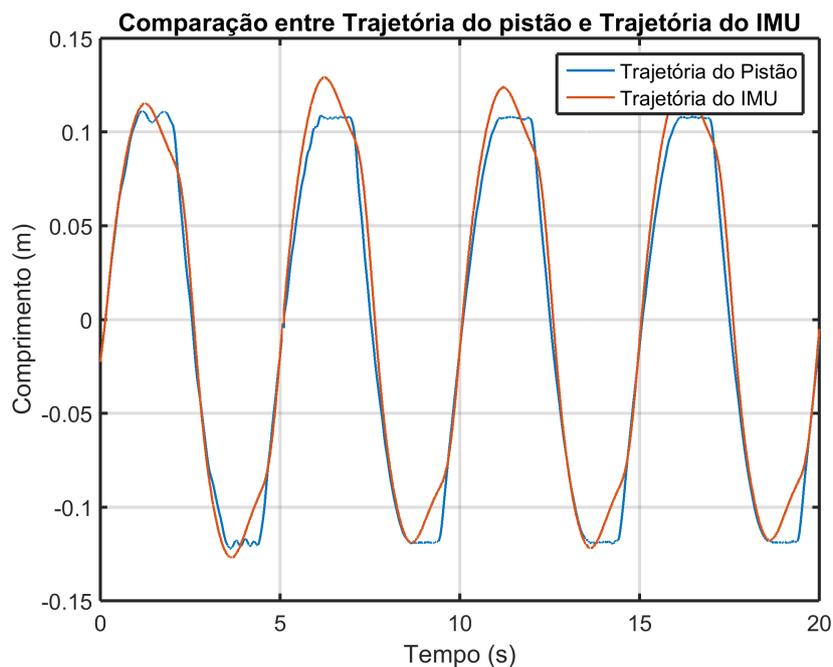


Figura 6.42 – Trajetórias do pistão pneumático e da IMU.

### 6.5.6 Resumo dos Resultados

Na tabelas (6.6) e (6.7) são apresentados resumos dos resultados obtidos nas cinco simulações efetuadas. É considerado, para efeitos de comparação, os erros em espaço cartesiano para translação e rotação, os erros em espaço de juntas, a faixa de valores para as forças hidráulicas envolvidas e a faixa de valores para as tensões de controle.

Percebe-se que, com exceção da Simulação V, os erros de translação e rotação possuem amplitudes relativamente baixas. A Simulação V apresentou um erro de translação aproximadamente 100 vezes maior que as demais. No entanto, seu erro de rotação foi, aproximadamente, 100 vezes menor. Isto pode ser explicado pelo fato de a Simulação V apresentar apenas movimentos no grau de liberdade relacionado ao afundamento. Os erros de comprimento dos atuadores permaneceram na ordem de milímetros até 1,6 centímetros, dentro de

um comprimento total do movimento em torno de 20 centímetros.

A força hidráulica necessária nas cinco simulações ficaram restritas a uma faixa de 450 N até 800 N sendo consideradas, portanto, dentro da força possível de ser efetuada para o atuador com as características estudadas.

Tabela 6.6 – Resumo dos resultados das simulações para erros de translação, rotação e no espaço de juntas.

	Erros de Translação	Erros de Rotação	Erros no Espaço de Juntas
<b>Simulação I</b>	$\pm 2,5 \times 10^{-3} [m]$	$\pm 0,1 [^\circ]$	$\pm 2,0 \times 10^{-3} [m]$
<b>Simulação II</b>	$\pm 5,0 \times 10^{-3} [m]$	$\pm 0,03 [^\circ]$	$\pm 4,0 \times 10^{-3} [m]$
<b>Simulação III</b>	$\pm 2,5 \times 10^{-3} [m]$	$\pm 0,1 [^\circ]$	$\pm 2,0 \times 10^{-3} [m]$
<b>Simulação IV</b>	$\pm 5,0 \times 10^{-3} [m]$	$\pm 0,04 [^\circ]$	$\pm 4,5 \times 10^{-3} [m]$
<b>Simulação V</b>	$\pm 0,2 [m]$	$\pm 3,0 \times 10^{-4} [^\circ]$	$\pm 1,6 \times 10^{-2} [m]$

Tabela 6.7 – Resumo dos resultados das simulações das forças hidráulicas e tensão de controle.

	Força Hidráulica	Tensão de Controle
<b>Simulação I</b>	780/500 [N]	-3,5/2,1 [V]
<b>Simulação II</b>	800/450 [N]	-4,2/2,5 [V]
<b>Simulação III</b>	800/500 [N]	-3,5/2,2 [V]
<b>Simulação IV</b>	800/450 [N]	-4,5/2,6 [V]
<b>Simulação V</b>	760/520 [N]	-5,5/3,8 [V]

### 6.5.7 Dimensionamento de Potência Hidráulica Por Meio de Simulação

Nesta seção apresenta-se uma estimativa, por meio de simulação, da potência hidráulica necessária de forma a tornar possível os movimentos dos atuadores considerando a trajetória senoidal e a trajetória semelhante ao movimento de navio. A estimativa foi obtida utilizando-se as forças hidráulicas de cada atuador, em cada instante de tempo, multiplica-

das pelo módulo da velocidade do mesmo atuador no mesmo instante de tempo. A soma do resultado das multiplicações dos seis atuadores pode ser considerada como uma potência instantânea necessária desconsiderando as perdas no sistema como, por exemplo, aquelas por efeito Joule na válvula. É necessário salientar, ainda, que os parâmetros utilizados para o atuador são aqueles descritos na Tabela 4.1. A informação aqui obtida pode ser útil no dimensionamento da unidade de potência hidráulica do sistema de dimensões reduzidas físico experimental.

A Figura 6.43 apresenta a potência instantânea necessária para o sistema desconsiderando as perdas por efeito Joule. O valor máximo atingido foi de, aproximadamente,  $Pot_W = 508$  W. As principais razões para a obtenção deste valor são a baixa velocidade máxima dos atuadores ( $v_{max} = 0,168$  m/s, aproximadamente), sendo que esta velocidade não foi atingida por todos atuadores ao mesmo tempo. Outro fator responsável pela baixa potência necessária é o movimento de referência. A trajetória senoidal foi definida conforme Tabela 6.4 e não possui frequência de oscilação superior à 0,2 Hz. Além disso, a defasagem dos atuadores atenua ainda mais este efeito.

Considerando uma eficiência teórica do motor elétrico que movimenta a bomba de  $\eta_{motor} = 95\%$  e ainda perdas por efeito Joule na ordem de  $\eta_{joule} = 40\%$ , obtém-se uma potência necessária de, aproximadamente 891 W ( $Pot_W = 508 / (0,95 \times (1 - 0,40))$ ). Ou seja, a potência necessária para a unidade hidráulica seria de 1,19 HP. Este valor está dentro do esperado, considerando as amplitudes das grandezas envolvidas, conforme exposto no Anexo IV.

O gráfico da Figura 6.44 apresenta a potência instantânea necessária para a trajetória semelhante ao movimento de um navio. Inicialmente, são desconsideradas as perdas por efeito Joule. O valor máximo de potência atingido foi de, aproximadamente, 1120 W. As principais razões para a obtenção deste valor são as velocidades máximas dos atuadores ( $v_{max} = 0,33$  m/s, aproximadamente). A trajetória de navio foi definida conforme Seção 6.4.2 e, apesar de não possuir frequências superiores à 0,156 Hz, possui movimentos em conjunto de todos os atuadores. Fazendo as mesmas considerações de eficiência do motor e de perdas por efeito Joule na válvula, chega-se ao valor de potência necessária de, aproximadamente 1964 W ( $Pot_W = 1120 / (0,95 \times (1 - 0,40))$ ) que é, aproximadamente,  $Pot_{HP} = 2,63$  HP.

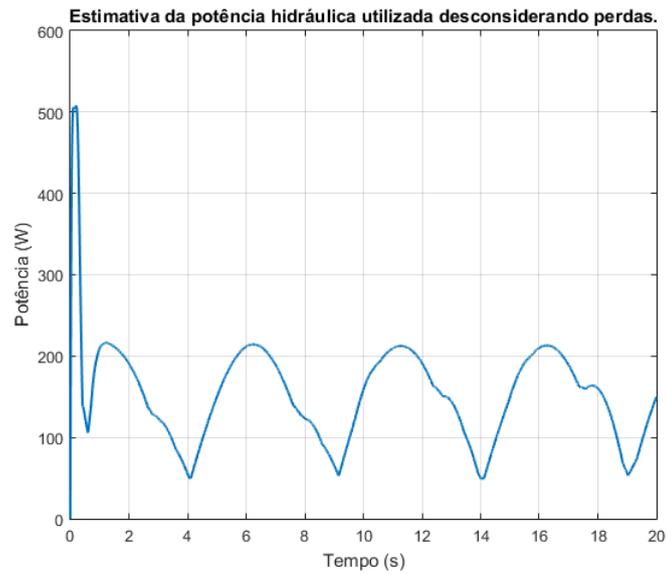


Figura 6.43 – Estimativa de potência hidráulica necessária desconsiderando perdas para trajetória senoidal.

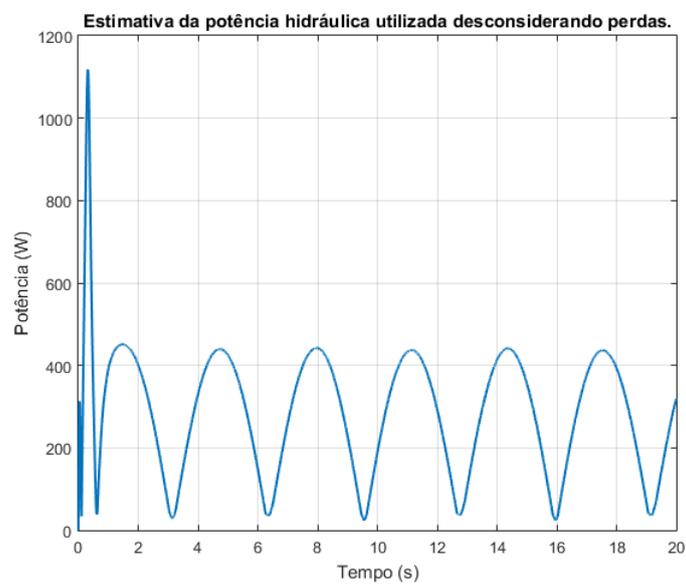


Figura 6.44 – Estimativa de potência hidráulica necessária desconsiderando perdas para trajetória de navio.

## 7. CONCLUSÕES

No presente trabalho foi proposto um sistema de compensação de movimentos da maré, para ser utilizado sobre o convés de navios, com base no mecanismo conhecido como plataforma de Stewart. A estratégia de controle aplicada ao sistema de compensação de movimentos através de um MPS acionado por atuadores hidráulicos baseada na Lei do Torque Calculado forneceu resultados que permitem afirmar que os objetivos do trabalho de compensar movimentos provenientes da base, foram atingidos.

A implantação do modelo do manipulador no ambiente de desenvolvimento (Matlab Simulink<sup>®</sup> com SimScape SimMechanics<sup>®</sup>) permite considerar efeitos que seriam altamente complexos se fossem traduzidos em equações matemáticas. Ainda assim, foram feitas simplificações para que as simulações pudessem ser realizadas. Logo, pode-se considerar esta ferramenta como adequada para a simulação de comportamento de sistemas mecânicos. A implantação do modelo hidráulico foi feita através do ambiente Matlab Simulink<sup>®</sup> apenas onde foram desenvolvidas suas equações. A visualização em formato gráfico proporcionada pelo ambiente também ajuda no desenvolvimento e na análise dos resultados.

Apesar de o modelo matemático utilizado pela lei de controle e o modelo da dinâmica direta construído no ambiente em questão serem distintos, as simulações das trajetórias consideradas mostraram que, de forma geral, o erro tende a um valor menor que 2% da amplitude da trajetória. Também foi possível observar que as tensões de controle aplicadas às válvulas direcionais não saturaram nos testes efetuados, o que permite que o sistema experimental em construção deverá provavelmente operar adequadamente quanto a este quesito. Isto indica, também, que os ganhos do controlador poderiam ser mais agressivos com o objetivo de corrigir ou atenuar algum movimento não desejado. Baseado nos resultados obtidos quanto aos erros referentes às simulações I e II, pode-se concluir, ainda, que a estratégia de controle utilizada é robusta o suficiente para não ser influenciada pelas diferenças nos modelos. Além disso, considerando a proposta inicial do projeto, verificou-se que o sistema é capaz de compensar movimentos dentro das frequências de interesse e apontadas pela literatura como aquelas presentes no movimento das marés. Por fim, o uso de diferentes trajetórias de referência indicou que o sistema tende a se comportar da forma esperada, considerando a arquitetura utilizada, em distintas situações.

O estudo do sistema de medição inercial, mostrou que os sinais dos sensores, não são utilizados diretamente sendo sempre consideradas técnicas como o filtro de Kalman para obtenção de sinais com menor nível de ruído. Verificou-se também, a partir da revisão bibliográfica, que a combinação de diversos sensores, técnica conhecida como fusão de sensores, vem sendo utilizada para proporcionar maior estabilidade e precisão dos sinais medidos. O uso de sistemas inerciais virtuais se mostrou um caminho adequado para o teste das estratégias de controle e para o conhecimento do funcionamento deste tipo de equipamento.

Considerando as simulações executadas, pode-se afirmar que os erros de translação e rotação permaneceram abaixo de  $5mm$  e  $0,2^\circ$ , respectivamente, enquanto que, quando o sistema de compensação é desligado, os erros atingem valores próximos a  $100mm$  e  $8^\circ$ , respectivamente. Além disso, as forças hidráulicas envolvidas não superaram a força máxima estimada para o atuador considerado no projeto de construção do protótipo experimental. Além disso, a tensão de controle apresentou uma pequena saturação na Simulação V, principalmente devido ao tipo de movimento aplicado. Em alguns casos, foi observado um comportamento transiente com amplitudes elevadas em relação ao restante da trajetória, o qual, provavelmente, está relacionado com a configuração inicial do MPS, a qual difere-se da configuração exigida pela trajetória aplicada.

Com relação à potência necessária estimada para as trajetórias estudadas, verifica-se que o fator preponderante no valor da potência obtida é o comportamento transiente do movimento. Considerando-se uma potência para essa situação (apresentada na Seção 6.5.7) e outra para a situação de regime, pode-se afirmar que em regime a potência necessária poderia ser reduzida para menos de 50% do valor obtido para o transiente.

## 7.1 Trabalhos Futuros

Com base nos resultados encontrados neste trabalho e também nas dificuldades que se apresentaram durante seu desenvolvimento, os seguintes estudos são sugeridos:

- Modelagem do MPS completa (com as duas plataformas) no ambiente de simulação em consonância com o modelo matemático utilizado para implantação da lei de controle.
- Estudo mais aprofundado do sistema de medição inercial, incluindo seu modelo matemático na lei de controle, de forma a compensar efeitos não desejados.

- Consideração, no modelo matemático, do efeito de fim de curso dos atuadores, de forma a se avaliar os efeitos relacionados quando o comprimento dos atuadores atinge seus valores máximo e mínimo.
- Avaliar experimentalmente os resultados obtidos a partir das simulações aqui apresentadas por meio da construção de um protótipo em escala reduzida.
- Desenvolver, dentro da lei de controle, uma estratégia que leve os atuadores sempre à metade do seu curso máximo, de forma a que o mesmo possua sempre a maior excursão possível qualquer que seja o movimento ao qual ele é submetido.
- Avaliar, por meio de simulações, a aplicação do sistema de compensação em uma plataforma de tamanho comercial.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ay, S.; Hacıoglu, A.; Vatandas, E. The effect of radius of joint location on workspace analysis of the 6-6 Stewart platform mechanism, **Recent Advances in Space Technologies, 2009. RAST '09. 4th International Conference on**, pages 728–731, 2009.

Ay, S.; Hacıoglu, A.; Vatandas, E. A novel geometrical approach to determining the workspace of 6-3 Stewart platform mechanism, **Recent Advances in Space Technologies (RAST), 2011 5th International Conference on**, pages 95–100, 2011.

Barrett, J. M. **Analyzing and modeling low-cost MEMs IMUs for use in an inertial navigation system**. Degree of Master of Science - Worcester Polytechnic Institute, 2014.

Bessala, J.; Bidaud, P.; Ben Oueddou, F. Analytical study of Stewart platforms workspace, **International Conference on Robotics and Automation**, vol. 4, p. 3179–3184, 1996.

Bestard, G. A.; Alfaro, S. C. A. Sensor fusion: theory review and applications, **23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering**, 2015.

Bingul, Z.; Karahan, O. **Dynamic modeling and simulation of Stewart Platform**. Intechopen, 2012.

Bobrow, J.; Lum, K. Adaptive, high bandwidth control of a hydraulic actuator, **American Control Conference, Proceedings of the 1995**, vol. 1, p. 71–75, 1995.

Bobrow, J.; McDonell, B. Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated, force controllable robot, **Robotics and Automation, IEEE Transactions on**, vol. 14, p. 732–742, 1998.

Campos, A.; Quintero, J.; Saltaren, R.; Ferre, M. An Active helideck testbed for floating structures based on a Stewart-Gough platform, **International Conference on Intelligent Robots and Systems**, pages 3705–3710, 2008.

Chen, R. **Applied robotics and parallel kinematics - modeling and development of a Stewart-Gough platform**, 2010.

Cheng, Y.; Ren, G.; Dai, S. Vibration control of Gough-Stewart platform on flexible suspension, **Transactions on Robotics and Automation**, vol. 19, p. 489–493, 2003.

Chu, Y.; Sanfilippo, F.; Asoy, V.; Zhang, H. An effective heave compensation and anti-sway control approach for offshore hydraulic crane operations, **Mechatronics and Automation (ICMA), 2014 IEEE International Conference on**, pages 1282–1287, 2014.

Ciprian, L.; Vistrieanu, M.; Olimpiu, H. Workspace analysis and design of a 6-DOF parallel robot, **WSEAS International Conference on Signal Processing, Robotics and Automation**, vol. 8, p. 337–340, 2014.

Clavel, R. **Conception d'un robot parallele rapide a 4 degres de liberte**. These n° 925, 1991.

Costa, M. S. M.; Meggiolaro, M. A.; Neto, M. S.; de Albuquerque, A. N.; Assad, M. M. Performance evaluation of a sensor fusion algorithm for attitude estimation using commercial IMU and scale Stewart Platform, **23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering**, 2015.

Craig, J. J. **Introduction to Robotics: Mechanics and Control**. Pearson, 2004.

Cunha, M. A. **Controle em cascata de um atuador hidráulico: contribuições teóricas e experimentais**. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

Dabing, Z.; Jianzhong, W.; Xin, L. Ship-mounted Crane's Heave Compensation System Based On Hydrostatic Secondary Control, **International Conference on Mechatronic Science, Electric Engineering and Computer**, pages 1626–1628, 2011.

Dasgupta, B.; Mruthyunjaya, T. Closed-Form Dynamic Equations of the General Stewart Platform through the Newton–Euler Approach, **Mechanisms and Machine Theory**, vol. 33, p. 993–1012, 1998a.

Dasgupta, B.; Mruthyunjaya, T. Singularity-free path planning for the Stewart platform manipulator, **Mechanisms and Machine Theory**, vol. 33, p. 711–725, 1998b.

Dasgupta, B.; Mruthyunjaya, T. The Stewart platform manipulator: a review, **Mechanisms and Machine Theory**, vol. 35, p. 15–40, 2000.

Davliakos, I.; Papadopoulos, E. Model-based control of a 6-dof electrohydraulic Stewart–Gough platform, **Mechanism and Machine Theory**, vol. 43, p. 1385–1400, 2008.

De Negri, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle – Parte III**. Disciplina de curso de Pós-Graduação - Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

Fearnley-Sander, D. **Hermann Grassmann and the Creation of Algebra**, 1979.

Fichter, E. F. A Stewart platform based manipulator: general theory and practical construction, **The International Journal of Robotics Research**, vol. 5, p. 157–182, 1986.

Fijany, A.; Fried, G. Novel algorithms for computation of inverse kinematics and inverse dynamics of Gough-Stewart platform, **Intelligent Robots and Systems (IROS), 2012 IEEE/RSJ International Conference on**, pages 1573–1580, 2012.

Franco, A. L. D. **Controle avançado de atuadores hidráulicos: aspectos teóricos e experimentais e aplicações em robótica**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

Furst, F. L. **Sistemização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

Gallardo, J.; Rico, J.; Frisoli, A.; Checcacci, D.; Bergamasco, M. Dynamics of parallel manipulators by means of screw theory, **Mechanism and Machine Theory**, vol. 38, p. 1113–1131, 2003.

García, R. M. L. **Controle de um manipulador Plataforma de Stewart com atuadores hidráulicos como simulador de movimento de navios**. Dissertação de Mestrado - PROMEC - UFRGS, 2015.

Gong, Y. **Design analysis of a Stewart platform for vehicle emulator systems**. Master of Science, 1992.

Gonzalez, H. A. **Projeto Mecatrônico de uma Plataforma Stewart para Simulação do Movimentos nos Navios**, 2009.

Gonzalez Acuña, H.; Lengerke, P. O.; Dutra, M. S. Direct and inverse kinematics of Stewart platform applied to offshore cargo transfer simulation, **World Congress in Mechanism and Machine Science**, vol. 13, p. 19–25, 2011.

Gosselin, C. **Kinematic analysis, optimization and programming of parallel robotic manipulators**. PhD Thesis, 1985.

Gosselin, C.; Angeles, J. Singularity analysis of closed-loop kinematic chains, **Robotics and Automation, IEEE Transactions on**, vol. 6, p. 281–290, 1990.

Gosselin, C. M.; Wang, J. Static balancing of spatial six-degree-of-freedom parallel mechanisms with revolute actuators, **Journal of Robotic Systems**, vol. 17, p. 159–170, 2000.

Graf, R.; Dillmann, R. Active Acceleration Compensation Using a Stewart-Platform on a mobile robot, **Advanced Mobile Robots, 1997. Proceedings., Second EUROMICRO workshop on**, pages 59–64, 1997.

Guo, H. B.; Li, H. R. Dynamic analysis and simulation of a six degree of freedom Stewart platform manipulator, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, vol. 220, p. 61–72, 2006.

Guo, X.; Ke, G.; Zheng, F.; Zhang, L. Forward kinematics analysis of the Stewart parallel platform based on the Elman recurrent network, **Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics (IHMSC), 2013 5th International Conference on**, vol. 2, p. 175–177, 2013.

Hatleskog, J.; Dunnigan, M. Heave Compensation Simulation for Non-Contact Operations in Deep Water, **OCEANS 2006**, pages 1–6, 2006.

Hatleskog, J.; Dunnigan, M. Active Heave Crown Compensation Sub-System, **OCEANS 2007 - Europe**, pages 1–6, 2007.

Hinueber, E. v. **Precision in Inertial Navigation, Guidance, Surveying and Control**. <http://www.imar-navigation.de/index.php/en/company>, 2015.

Hu, S.; Cao, Y.; Zhou, H.; Li, B. A new method for the property identification of the position singularity loci of the Stewart parallel manipulator, **Computer Application and System Modeling (ICCASM), 2010 International Conference on**, vol. 3, p. 151–155, 2010.

Huang, C.-I.; Chang, C.-F.; Yu, M.-Y.; Fu, L.-C. Sliding-mode tracking control of the Stewart platform, **Robotics and Automation, 1998. Proceedings. 1998 IEEE International Conference on**, vol. 1, p. 562–569, 2004.

Isidori, A. **Nonlinear Control Systems**. Springer-Verlag London, 1995.

Ismail, A. N. **The design and construction of a six-DOF parallel link platform type manipulator**, 1988.

Ismail, R.; Ha, Q. P. Trajectory Tracking and Anti-sway Control of Three-dimensional Offshore Boom Cranes Using Second-order Sliding Modes, **International Conference on Automation Science and Engineering**, pages 996–1001, 2013.

Janota, A.; Simak, V.; Nemc, D.; Hrbcek, J. Improving the precision and speed of Euler angles computation from low-cost rotation sensor data, **Sensors**, vol. 15, p. 7016–7039, 2015.

Jiang, H.; He, J.; Tong, Z. Modal Space Control for a Hydraulically Driven Stewart Platform, **Journal of Control Engineering and Technology (JCET)**, vol. 2, p. 106–115, 2012.

Kang, J.-Y.; Kim, D.; Lee, K.-I. Robust tracking control of Stewart platform, **Decision and Control, 1996., Proceedings of the 35th IEEE Conference on**, vol. 3, p. 3014–3019, 1996.

Karl, W. C.; Verghese, G. C.; Lang, J. H. Control of vibrational systems, **IEEE Transactions on Automatic Control**, vol. 39, p. 222–226, 1994.

Khalil, W.; Ibrahim, O. General Solution for the Dynamic Modeling of Parallel Robots, **Journal of Intelligent and Robotic Systems**, vol. 49, p. 19–37, 2007.

Kim, D.; Chung, W.; Youm, Y. Geometrical approach for the workspace of 6-DOF parallel manipulators, **Robotics and Automation, 1997. Proceedings., 1997 IEEE International Conference on**, vol. 4, p. 2986–2991, 1997.

Kim, D. H.; Kang, J.-Y.; Lee, K.-I. Robust tracking control design for a 6 DOF parallel manipulator, **Journal of Robotic Systems**, vol. 17, p. 527–547, 2000.

Kim, N.-I.; Lee, C.-W. High speed tracking control of Stewart platform manipulator via enhanced sliding mode control, **Robotics and Automation, 1998. Proceedings. 1998 IEEE International Conference on**, vol. 3, p. 2716–2721, 1998.

Lara M., F. A. **Ambiente de simulação de manipuladores paralelos: modelagem, simulação e controle de uma Plataforma de Stewart**. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, 2008.

Lebret, G.; Liu, K.; Lewis, F. L. Dynamic analysis and control of a Stewart Platform manipulator, **Journal of Robotic Systems**, vol. 10, p. 629–655, 1993.

Lee, M.-H.; Chen, Y.-J.; Li, T.-H. Sensor fusion design for navigation and control of an autonomous vehicle, **Systems, Man, and Cybernetics (SMC), 2011 IEEE International Conference on**, pages 2209–2214, 2011.

Lee, S.-H.; Song, J.-B.; Choi, W.-C.; Hong, D. Position control of a Stewart platform using inverse dynamics control with approximate dynamics, **Mechatronics**, vol. 13, p. 605–619, 2003.

Lewis, F. **Robot Manipulator Control**. Prentice Hall, 2004.

Li, B.; Cao, Y.; Zhang, Q.; Zhou, H. Singularity elimination of Stewart platform using redundant actuation, **Journal of Robotic Systems**, vol. 10, p. 156–159, 2010.

Li, D. **Modeling, simulation and control of a Stewart platform**. Thesis - Master of Applied Science - University of British Columbia, 1996.

Li, D.; Salcudean, S. Modeling, simulation, and control of a hydraulic Stewart platform, **Robotics and Automation, 1997. Proceedings., 1997 IEEE International Conference on**, vol. 4, p. 3360–3366, 1997.

Li, L.; Liu, S. Modeling and Simulation of Active-Controlled Heave Compensation System of Deep-sea Mining based on Dynamic Vibration Absorber, **International Conference on Mechatronics and Automation**, pages 1337–1341, 2009.

Lin, F.; Zhengrong, W.; Yong, D.; Xingquan, Z. A Study of Side-by-side Mooring Movement Simulation and Heave Compensation Control Strategy, **International Conference on Mechatronics and Automation**, pages 2467–2471, 2012.

Lin, J.; Chen, C.-W. Computer-aided-symbolic dynamic modeling for Stewart-platform manipulator, **Robotica**, vol. 27, p. 331–341, 2008.

Linsingen, I. v. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. Ed. da UFSC, 2008.

Liu, M.-J.; Li, C.-X.; Li, C.-N. Dynamics analysis of the Gough-Stewart platform manipulator, **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, vol. 16, p. 94–98, 2000.

Lou, L.; Xu, X.; Cao, J.; Chen, Z. Sensor fusion-based attitude estimation using low-cost MEMS-IMU for mobile robot navigation, **Information Technology and Artificial Intelligence Conference (ITAIC), 2011 6th IEEE Joint International**, vol. 2, p. 465–468, 2011.

Madgwick, S. O. **An efficient orientation filter for inertial and inertial/magnetic sensor arrays**. Report, 2010.

Malyavej, V.; Kumkeaw, W.; Aorpimai, M. Indoor robot localization by RSSI/IMU sensor fusion, **Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON), 2013 10th International Conference on**, pages 1–6, 2013.

Mamoon, M. Inverse kinematics and path planning of Stewart platform using crank arm actuation system, **International Bhurban Conference on Applied Sciences and Technology**, pages 175–181, 2014.

MathWorks. **SimMechanics**. <http://www.mathworks.com/products/simmechanics/>, 2015.

Mello, C. B. **Controle de trajetória de uma Plataforma de Stewart para simulação de transferência de carga fora de porto**. Dissertação de Mestrado - COPPE - UFRJ, 2011.

Merlet, J.-P. **Parallel manipulators Part 2: Theory - Singular configurations and Grassmann geometry**. Research Report, 1988.

Merlet, J.-P. Determination of 6D-workspace of Gough-type parallel manipulator and comparison between different geometries, **The International Journal of Robotics Research**, vol. 18, p. 902–916, 1999.

Merlet, J.-P. Solving the Forward Kinematics of a Gough-Type parallel manipulator with interval analysis, **The International Journal of Robotics Research**, vol. 23, p. 221–235, 2004.

Merlet, J.-P. **Parallel Robots**. Springer, 2006.

Merlet, J.-P.; Gosselin, C. M.; Mouly, N. Workspaces of planar parallel manipulators, **Mechanisms and Machine Theory**, vol. 33, p. 7–20, 1998.

Merritt, H. E. **Hydraulic control systems**. Wiley, 1967.

Minhui, T.; Yuemin, W.; Huiqing, Q. Research on Dynamic Heave Compensation on Large Floating Crane in Deep Sea, **Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation**, vol. 5, p. 898–901, 2013.

Neupert, J.; Mahl, T.; Haessig, B.; Sawodny, O.; Schneider, K. A heave compensation approach for offshore cranes, **American Control Conference**, pages 538–543, 2008.

Ngo, Q. H.; Hong, G.; Hong, K.-S. Sway suppression of an offshore container crane, **International Symposium on System Integration**, pages 1388–1393, 2011.

Nguyen, C.; Zhou, Z.-L.; Antrazi, S.; Campbell, C.E., J. Efficient computation of forward kinematics and Jacobian matrix of a Stewart platform-based manipulator, **Southeastcon '91., IEEE Proceedings of**, vol. 2, p. 869–874, 1991.

Odams, R. **Siemens News Release**. Website. <http://www.siemens.co.uk/> acessado em 20/12/2015, 2012.

Ogbobe, P.; Zhengmao, Y.; Hongzhou, J.; Yang, C. Modal space decoupled controller for hydraulically driven six degree of freedom parallel robot, **Mechanical and Electronics Engineering (ICMEE), 2010 2nd International Conference on**, vol. 1, p. 280–284, 2010.

Peiqing, Y.; Qian, Z.; Guanghong, D.; Gexue, R. Manipulator Design and Operation of a Six-Degree-of-Freedom Handheld Tremor-Canceling Microsurgical Instrument, **Robotics, Automation and Mechatronics, 2004 IEEE Conference on**, vol. 1, p. 248–252, 2004.

Pereira, P. I. **Análise Teórico-Experimental de Controladores para Sistemas Hidráulicos**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

Perondi, E. A. **Controle Não-Linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação de Atrito**. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

Romano, V. F. **Robótica Industrial: Aplicação na Indústria de Manufatura e de Processos**. Edgard Blucher, 2002.

Sabatelli, S.; Galgani, M.; Fanucci, L.; Rocchi, A. A double stage Kalman filter for sensor fusion and orientation tracking in 9D IMU, **Sensors Applications Symposium (SAS), 2012 IEEE**, pages 1–5, 2012.

Salzmann, D. C. **Development of the Access System for Offshore Wind Turbines**. PhD Thesis, 2004.

Sang, L. H.; Han, M.-C. The estimation for forward kinematic solution of Stewart platform using the neural network, **Intelligent Robots and Systems, 1999. IROS '99. Proceedings. 1999 IEEE/RSJ International Conference on**, vol. 1, p. 501–506, 1999.

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 - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2014.

SBGSystems. **Ellipse Series Datasheet**. Datasheet, 2015.

Seifert, K.; Camacho, O. **Implementing positioning algorithms using accelerometers**. Freescale Semiconductor Application Note AN3397, 2007.

Serridge, M.; Licht, T. R. **Piezoelectric Accelerometer and Vibration Preamplifier Handbook**. Brüel Kjaer, 1987.

Siciliano, B.; Sciavicco, L.; Villani, L.; Oriolo, G. **Robotics: Modelling, Planning and Control**. Springer, 2009.

Simaan, N.; Shoham, M. Geometric Interpretation of the Derivatives of Parallel Robots Jacobian Matrix with Application to Stiffness Control, **Journal of Mechanical Design**, vol. 125, p. 33–42, 2003.

Sirouspour, M.; Salcudean, S. Nonlinear control of hydraulic robots, **Robotics and Automation, IEEE Transactions on**, vol. 43, p. 173–182, 2001.

Slotine, J.-J. Putting physics in control-the example of robotics, **Control Systems Magazine, IEEE**, vol. 8, p. 12–18, 1988.

Slotine, J.-J.; Li, W. **Applied Nonlinear Control**. Prentice Hall, 1991.

Slotine, J.-J. E.; Li, W. On the Adaptive Control of Robot Manipulators, **The International Journal of Robotics Research**, vol. 6, p. 49–59, 1987.

Sohl, G.; Bobrow, J. Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem, **Control Systems Technology, IEEE Transactions on**, vol. 7, p. 238–247, 1995.

Spong, M. W.; Vidyasagar, M. **Robot Dynamics and Control**. Wiley, 1989.

Stewart, D. A Platform with Six Degrees of Freedom, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, vol. 180, p. 371–386, 1965.

Su, Y.; Zheng, C.; Duan, B. Singularity analysis of a 6 DOF Stewart platform using genetic algorithm, **Systems, Man and Cybernetics, 2002 IEEE International Conference on**, vol. 7, 2002.

Tarokh, M. Real Time Forward Kinematics Solutions for General Stewart Platforms, **Robotics and Automation, 2007 IEEE International Conference on**, pages 901–906, 2007.

Tobergte, A.; Frohlich, F.; Pomarlan, M.; Hirzinger, G. Towards accurate motion compensation in surgical robotics, **Robotics and Automation (ICRA), 2010 IEEE International Conference on**, pages 4566–4572, 2010.

Tsai, L.-W. **Mechanism Design: Enumeration of Kinematic Structures According to Function**. CRC Press, 2000.

Valdiero, A. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito**. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Santa Catarina, 2005.

Valente, V. T.; Lebron, R. M.; Perondi, E. A. Dynamic model of an electrohydraulic Stewart platform manipulator in joint space, **23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering**, 2015.

Virvalo, T. PI and PID-controllers in a hydraulic position servo system - what it is all about, **Proceedings of the 5th International Conference on Fluid Power Transmission and Control**, 2001.

Waldron, K. J.; Hunt, K. H. Series-Parallel Dualities in Actively Coordinated Mechanisms, **The International Journal of Robotics Research**, vol. 10, p. 473–480, 1991.

Wang, L.; Hao, Y.; Qiao, H.; Wang, F. Evaluation of high performance and compensation method for low cost micro electro-mechanical system based inertial measurement unit, **Computer Science and Network Technology (ICCSNT), 2012 2nd International Conference on**, pages 1199–1203, 2012.

Wenlin, Y.; Zhuying, Z.; Aiqun, Z. Research on an Active Heave Compensation System for Remotely Operated Vehicle, **The International Journal of Robotics Research**, vol. 2, p. 407–410, 2008.

Woodman, O. J. **An introduction to inertial navigation**. Technical Report Number 696 - University of Cambridge, 2007.

Yang, C.; He, J.; Jiang, H.; Han, J. Modeling and Simulation of 6-DOF Parallel Manipulator Based on PID Control with Gravity Compensation in Simulink/ADAMS, **2008 International Workshop on Modelling, Simulation and Optimization**, pages 391–395, 2008.

Yang, C.; Zheng, S.; Jin, J.; Zhu, S.; Han, J. Research on an Active Heave Compensation System for Remotely Operated Vehicle, **Journal of Central South University of Technology**, vol. 17, p. 1264–1270, 2010.

Yang, C.; Zheng, S.; Lan, X.; Han, J. Adaptive robust control for spatial hydraulic parallel industrial robot, **Procedia Engineering**, vol. 15, p. 331–335, 2011.

Yang, S.; MacLachlan, R.; Riviere, C. Manipulator Design and Operation of a Six-Degree-of-Freedom Handheld Tremor-Canceling Microsurgical Instrument, **Journal of Central South University of Technology**, vol. 20, p. 761–772, 2015.

Yang, S.; Wells, T.; MacLachlan, R.; Riviere, C. Performance of a 6-degree-of-freedom active microsurgical manipulator in handheld tasks, **Robotics, Automation and Mechatronics, 2004 IEEE Conference on**, pages 5670–5673, 2013.

Zhang, W.; Ghogho, M.; Yuan, B. Mathematical Model and Matlab Simulation of Strapdown Inertial Navigation System, **Modelling and Simulation in Engineering**, vol. 2012, p. 25p, 2012.

Zheng, Z.; Xiaopeng Zhang, J. Z.; Chang, Z. **A Stable Platform to Compensate Motion of Ship Based on Stewart Mechanism**. ICIRA 2015 - Springer International Publishing Switzerland 2015, 2015.

Zul Azfar, A.; Hazry, D. A simple approach on implementing IMU sensor fusion in PID controller for stabilizing quadrotor flight control, **Signal Processing and its Applications (CSPA), 2011 IEEE 7th International Colloquium on**, pages 28–32, 2011.

## APÊNDICE A

### Implantação do Modelo para Simulação

A implantação do modelo mecânico do MPS para permitir a realização de simulação numérica foi toda realizada no ambiente virtual Matlab Simulink<sup>®</sup>. Fez-se uso do *Toolbox* chamado SimScape SimMechanics<sup>®</sup>, o qual oferece um ambiente de desenvolvimento para sistemas mecânicos tridimensionais. Os blocos utilizados neste ambiente são prioritariamente corpos rígidos, juntas, restrições e elementos de força. Os modelos de corpo rígido podem ser importados a partir de outro software ou ainda desenvolvidos internamente no ambiente do próprio software [MathWorks, 2015]. Cada uma das principais partes do modelo é descrita a seguir.

Ao se executar a simulação, a parte gráfica do ambiente de desenvolvimento é mostrada (Figura A.1). Pode-se observar na imagem todas os componentes que serão descritos a seguir. A imagem contém duas vistas laterais, uma de topo e uma isométrica.

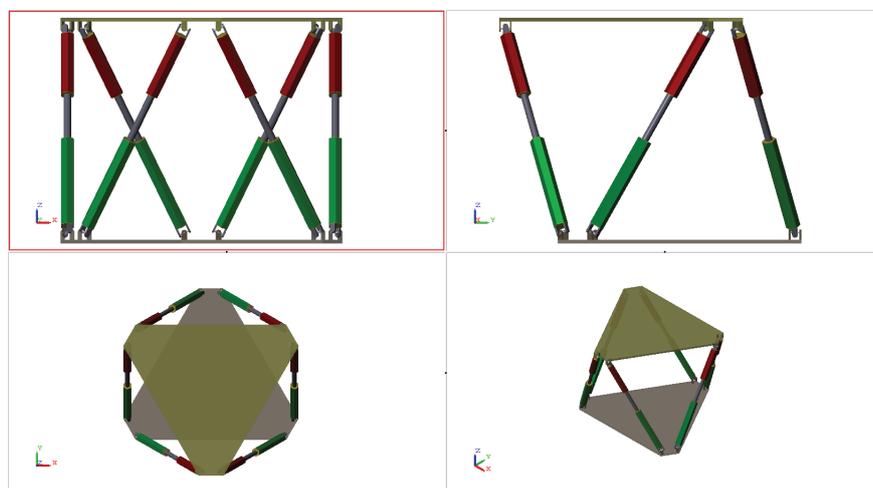


Figura A.1 – Quatro vistas do modelo de um MPS em simulação.

A Figura A.2 apresenta uma visão geral do modelo mecânico do MPS dividido nos seus principais componentes, identificado por números e cores:

- 1) Variáveis de entrada, representando as forças aplicadas nas juntas prismáticas (em ver-

melho).

- 2) Variáveis de saída, representando a posição e velocidade das juntas prismáticas (em vermelho).
- 3) Base móvel do MPS (em azul).
- 4) Base fixa do MPS (em rosa).
- 5) Os seis atuadores que conectam a base fixa à base móvel (em verde).
- 6) Blocos de configuração do solver e conexão externa (em preto).
- 7) Blocos de configuração do ambiente, referência inercial e conexão externa (em preto).

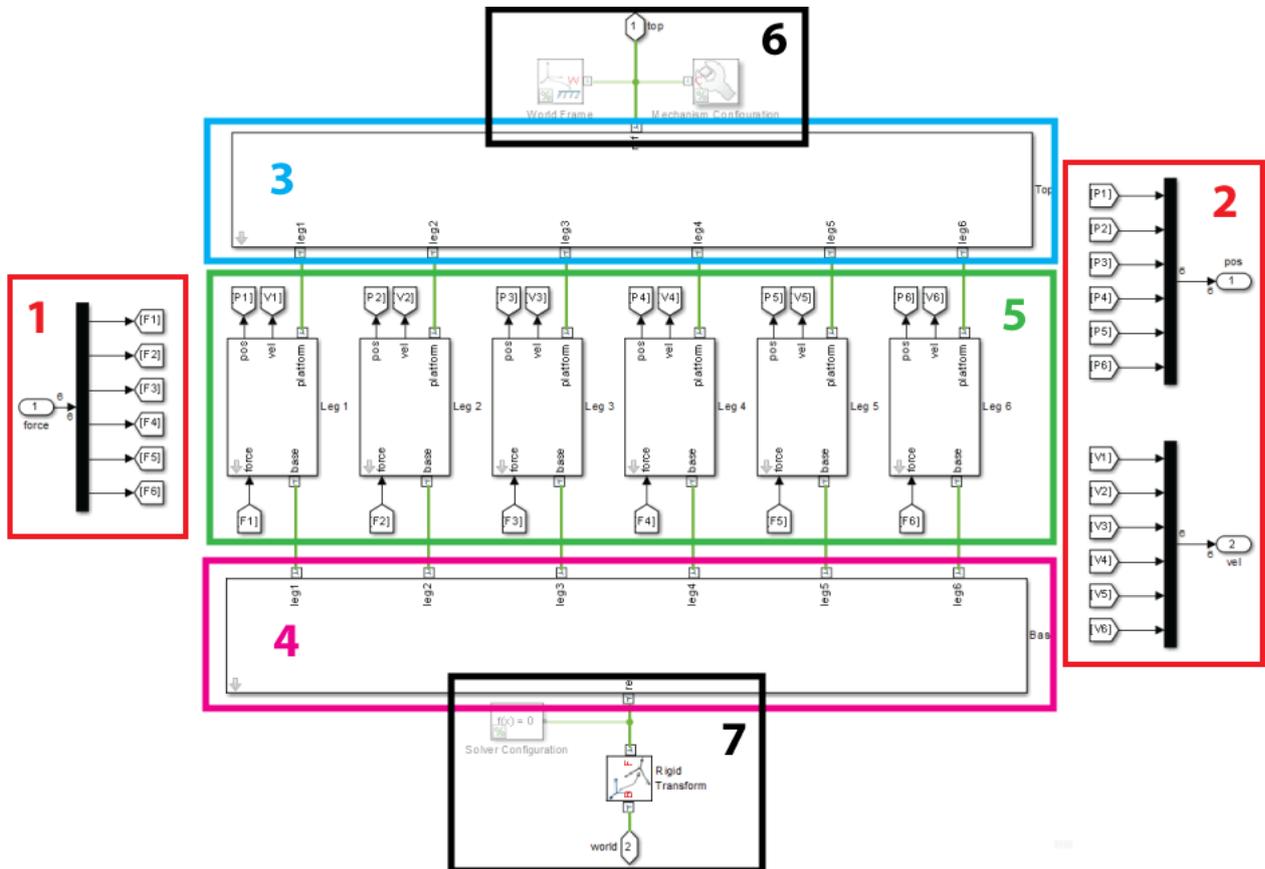


Figura A.2 – Visão geral do modelo implantado em Matlab Simulink<sup>®</sup>.

A força representa os esforços exercidos na junta prismática do atuador proveniente do cálculo efetuado no modelo do atuador hidráulico; a velocidade e a posição do atuador são as resultantes na junta prismática por ação da força aplicada.

Os blocos das bases são iguais, com exceção a menos dos parâmetros de cada um dos hexágonos. Como, no caso deste trabalho, os raios, a espessura e os ângulos entre pontos de apoio são idênticos para a base móvel e a base fixa, a diferença entre os blocos 3 e 4 são apenas da função exercida no sistema. Internamente, ambos os blocos são descritos conforme a Figura A.3. Um hexágono (cujo raio é parametrizado) e seis acoplamentos entre o hexágono e as flanges.

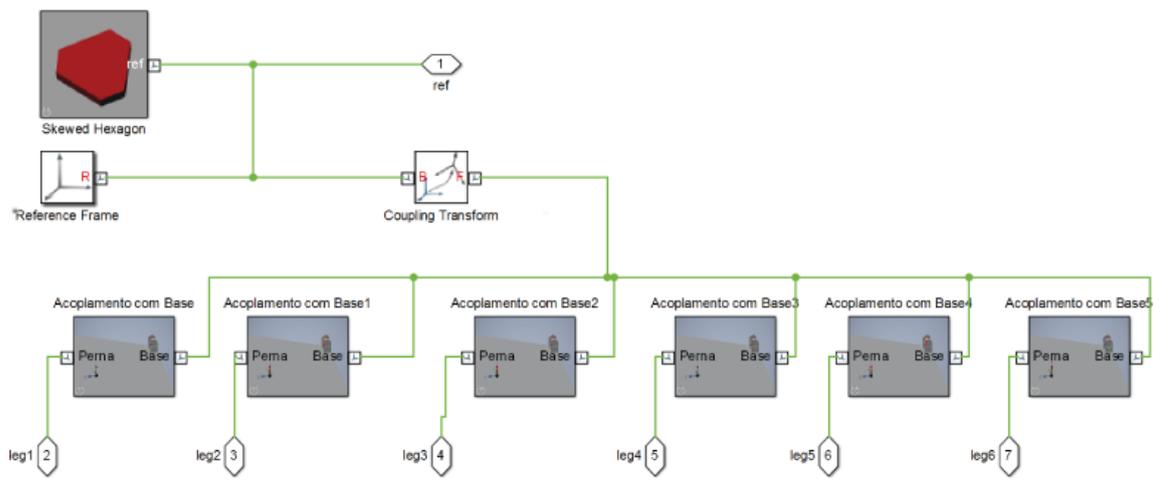


Figura A.3 – Visão interna dos blocos 3 e 4.

Internamente ao bloco de nome “Acoplamento com base” tem-se o modelo mostrado na Figura A.4. São duas transformações (translação e rotação) seguidas pelo bloco associado a ambas as flanges.

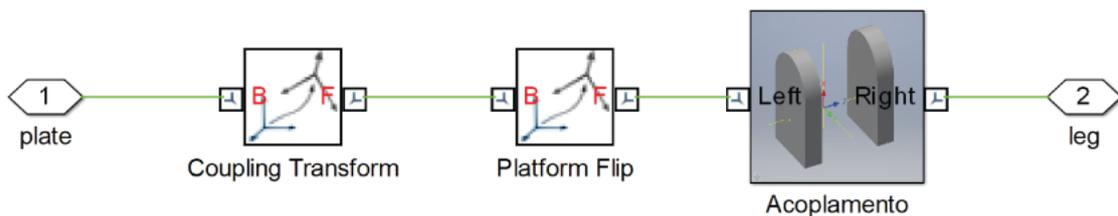


Figura A.4 – Visão interna do bloco “Acoplamento com base”.

Na Figura A.2, o retângulo de número 5 identifica seis blocos que representam os atuadores. Os blocos, em sua estrutura interna, são praticamente idênticos, diferindo-se

apenas na identificação e, conseqüentemente, na localização espacial na montagem do MPS. O bloco do atuador é composto por duas cruzetas, uma representando a perna superior e outro representando a perna inferior. Entre elas está disposta a junta prismática que representa o movimento no atuador. A estrutura geral do bloco do atuador é apresentada na Figura A.5.

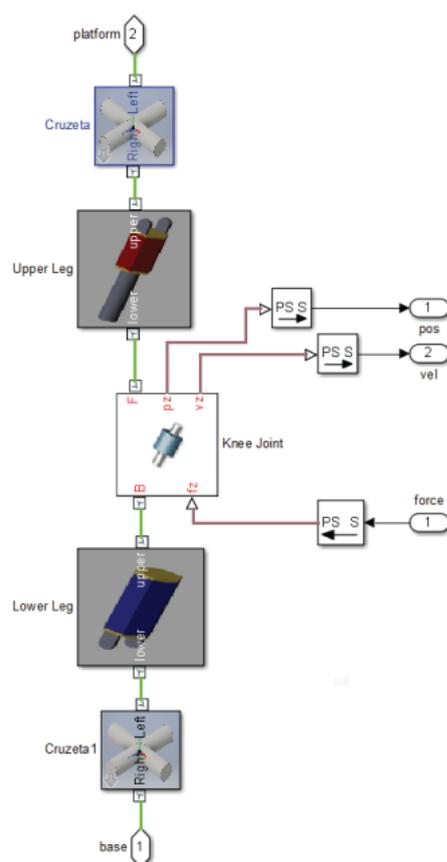


Figura A.5 – Estrutura interna dos blocos de número 5.

Os blocos “Perna Superior” e “Perna Inferior” são os blocos que criam a estrutura física da parte superior e inferior, respectivamente, de cada um dos atuadores. Na Figura A.6 (na parte esquerda) observa-se a estrutura interna do bloco “Perna Superior”. Ele é composto basicamente de transformações de posição e orientação, um cilindro de base hexagonal, uma haste e um acoplamento na forma de duas flanges. Já, na parte direita da imagem, é apresentada a estrutura interna do bloco “Perna Inferior” na qual observa-se um cilindro de base hexagonal e as suas transformações de posição e orientação.

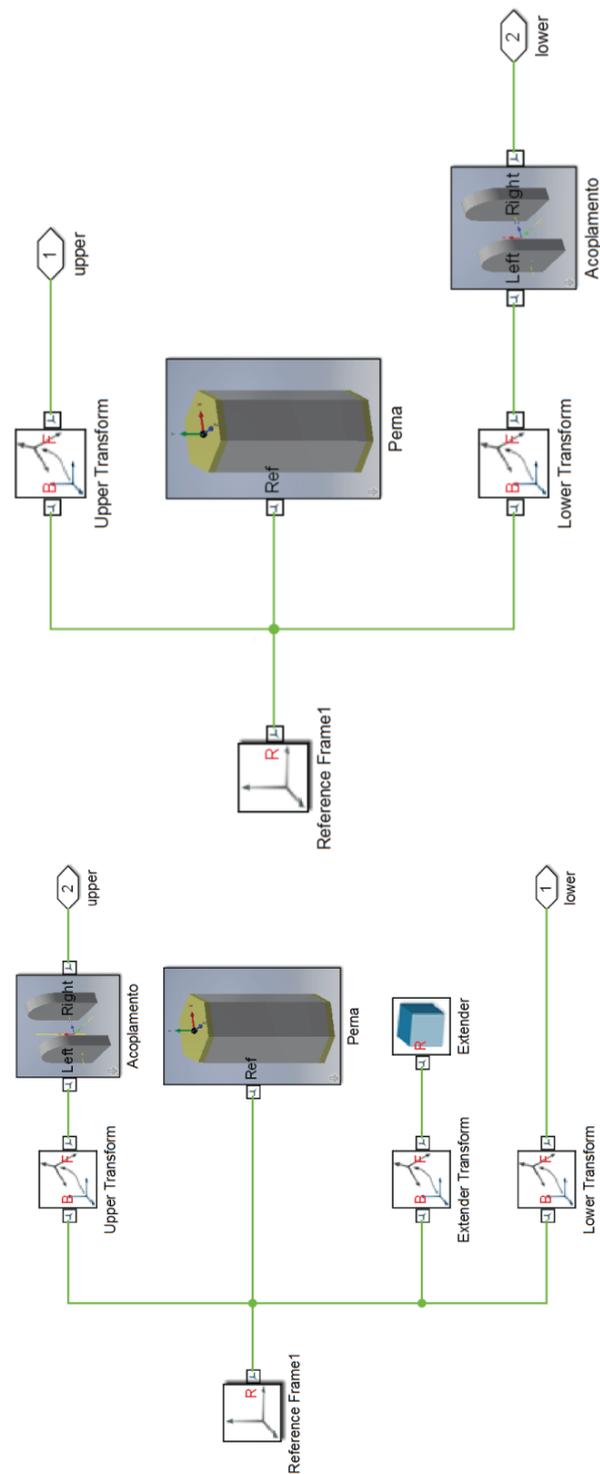


Figura A.6 – Estrutura das pernas. a) Estrutura interna da “Perna Superior”. b) Estrutura da “Perna Inferior”.

Este conjunto representa um MPS. A simulação do mecanismo completo compreende dois manipuladores conectados por uma junta rígida.

## APÊNDICE B

### Propriedades dos Coeficientes da Equação de Modelo Dinâmico

Neste apêndice são apresentadas as propriedades antissimetria relacionadas aos coeficientes da equação do modelo dinâmico do MPS. O método é baseada na abordagem apresentada por Lewis, 2004. Como já mencionado, uma matriz  $S \in n \times n$  é dita antissimétrica se e somente se a seguinte relação é verificada:

$$S^T + S = 0 \quad (\text{B.1})$$

Se um vetor  $\boldsymbol{\omega} = (\omega_x, \omega_y, \omega_z)^T$  é um vetor de três elementos, então pode-se definir a matriz antissimétrica  $S(\boldsymbol{\omega})$  como:

$$S(\boldsymbol{\omega}) = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.2})$$

Reescrevendo-se a Equação (3.44) como Equação (3.44):

$$\mathbf{M}(\mathbf{X})\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{V}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}})\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{G}(\mathbf{X}) = \mathbf{J}^T(\mathbf{X})\boldsymbol{\tau}, \quad (\text{B.3})$$

Sabendo ainda que a expressão de  $\mathbf{V}$  é:

$$\mathbf{V}(\mathbf{X}, \dot{\mathbf{X}}) = \frac{1}{2}[\dot{\mathbf{M}}(\mathbf{X}) + \mathbf{H}_{\mathbf{M}}^T - \mathbf{H}_{\mathbf{M}}], \quad (\text{B.4})$$

onde a matriz  $\mathbf{H}_{\mathbf{M}}^T$  é uma matriz derivada de  $\mathbf{M}(\mathbf{X})$  e  $\dot{\mathbf{q}}$ , conforme apresentado em Lebet et al., 1993. Lewis, 2004 destaca a seguinte propriedade de coeficientes:

- A matriz  $(\mathbf{M} - 2\mathbf{V})$  é antissimétrica se a matriz  $\mathbf{V}$  é escolhida segundo a forma da Equação (B.4).

Assim, para um vetor qualquer  $\boldsymbol{\omega} \in \mathbb{R}^n$ :

$$\boldsymbol{\omega}^T(\dot{\mathbf{M}} - 2\mathbf{V})\boldsymbol{\omega} = 0 \quad (\text{B.5})$$

Substituindo-se a Equação (B.4) na Equação (B.5), resulta:

$$\boldsymbol{\omega}^T(\mathbf{H}_M^T - \mathbf{H}_M)\boldsymbol{\omega} = 0 \quad (\text{B.6})$$

$$\boldsymbol{\omega}^T \mathbf{H}_M^T \boldsymbol{\omega} - \boldsymbol{\omega}^T \mathbf{H}_M \boldsymbol{\omega} = 0 \quad (\text{B.7})$$

que pela propriedade comutativa do produto escalar, resulta:

$$\boldsymbol{\omega}^T(\mathbf{H}_M \boldsymbol{\omega}) - \boldsymbol{\omega}^T(\mathbf{H}_M \boldsymbol{\omega}) = 0 \quad (\text{B.8})$$

Utilizando-se agora o modelo dinâmico do MPS em espaço de juntas, e reescrevendo a Equação (5.8) como Equação (B.9)

$$\bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} + \bar{\mathbf{V}}\dot{\mathbf{q}} + \bar{\mathbf{G}} + \mathbf{F}_{\text{fr}} = \mathbf{F}_H, \quad (\text{B.9})$$

onde

$$\bar{\mathbf{M}} = \mathbf{J}^{-T} \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} + \mathbf{M}_h, \quad (\text{B.10})$$

$$\bar{\mathbf{V}} = \mathbf{J}^{-T}(\mathbf{V} - \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{J}}) \mathbf{J}^{-1}, \quad (\text{B.11})$$

Então, obtém-se:

$$\dot{\bar{\mathbf{M}}} - 2\bar{\mathbf{V}} = \frac{d}{dt}(\mathbf{J}^{-T} \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} + \mathbf{M}_h) - 2\mathbf{V}, \quad (\text{B.12})$$

$$\dot{\bar{\mathbf{M}}} - 2\bar{\mathbf{V}} = \frac{d}{dt}(\mathbf{J}^{-T}) \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} + \mathbf{J}^{-T} \dot{\mathbf{M}} \mathbf{J}^{-1} + \mathbf{J}^{-T} \mathbf{M} \frac{d}{dt}(\mathbf{J}^{-1}) - 2\mathbf{V}, \quad (\text{B.13})$$

$$\dot{\bar{\mathbf{M}}} - 2\bar{\mathbf{V}} = -\mathbf{J}^{-T} \dot{\mathbf{J}}^T \mathbf{J}^{-T} \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} - \mathbf{J}^{-T} \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{J}} \mathbf{J}^{-1} + 2\mathbf{J}^{-T} \mathbf{M} \mathbf{J}^{-1} \dot{\mathbf{J}} \mathbf{J}^{-1} + \mathbf{J}^{-T}(\dot{\mathbf{M}} - 2\mathbf{V}) \mathbf{J}^{-1}, \quad (\text{B.14})$$

e, finalmente:

$$\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\bar{\mathbf{V}} = \mathbf{J}^{-\mathbf{T}}(\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\mathbf{V} + [\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}} - (\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}})^{\mathbf{T}}])\mathbf{J}^{-1}, \quad (\text{B.15})$$

A propriedade de antissimetria é, então, comprovada utilizando-se um vetor qualquer  $\boldsymbol{\omega}$  na Equação B.15:

$$\boldsymbol{\omega}^{\mathbf{T}}(\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\bar{\mathbf{V}})\boldsymbol{\omega} = \boldsymbol{\omega}^{\mathbf{T}}\mathbf{J}^{-\mathbf{T}}(\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\mathbf{V} + [\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}} - (\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}})^{\mathbf{T}}])\mathbf{J}^{-1}\boldsymbol{\omega}, \quad (\text{B.16})$$

$$\boldsymbol{\omega}^{\mathbf{T}}(\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\bar{\mathbf{V}})\boldsymbol{\omega} = (\mathbf{J}^{-1}\boldsymbol{\omega})^{\mathbf{T}}(\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\mathbf{V} + [\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}} - (\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}})^{\mathbf{T}}])(\mathbf{J}^{-1}\boldsymbol{\omega}), \quad (\text{B.17})$$

$$(\mathbf{J}^{-1}\boldsymbol{\omega})^{\mathbf{T}}(\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\mathbf{V})(\mathbf{J}^{-1}\boldsymbol{\omega}) + (\mathbf{J}^{-1}\boldsymbol{\omega})^{\mathbf{T}}[\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}} - (\mathbf{M}\mathbf{J}^{-1}\dot{\mathbf{J}})^{\mathbf{T}}](\mathbf{J}^{-1}\boldsymbol{\omega}) = 0, \quad (\text{B.18})$$

Como a expressão  $(\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\mathbf{V})$  é uma matriz antissimétrica, então a parcela  $\boldsymbol{\omega}^{\mathbf{T}}(\dot{\mathbf{M}} - \mathbf{2}\bar{\mathbf{V}})\boldsymbol{\omega} = 0$ , anulando o primeiro termo da Equação (B.18). Ainda, verifica-se que o segundo termo também é nulo, pois os termos internos possuem o formato da Equação (B.6).

## APÊNDICE C

### Diagramas de Blocos do Modelo Completo

Descreve-se a seguir com mais detalhes cada um dos blocos mostrados na Figura 6.1 e identificados com os números 1, 2, 3 e 4.

O bloco de número 1, mostrado na Figura C.1 no Anexo I, é o bloco que contém a referência aplicada ao MPS de Compensação. Este bloco é responsável por calcular as referências de deslocamento, velocidade e aceleração em coordenadas cartesianas e informá-las para o algoritmo de controle de modo a fazer com que o MPS compense o movimento. Os sinais provenientes deste bloco são basicamente os sinais obtidos da IMU com uma mudança de referência.

Os blocos de número 2 e 3 são semelhantes e estão apresentados na Figura C.2, Apêndice C. Estes blocos são compostos por seis subsistemas, a saber: a transformação de coordenadas cartesianas para coordenadas de junta; o subsistema da lei de controle mecânica; o subsistema da lei de controle hidráulica; o modelo dos atuadores hidráulicos; a conversão da diferença de pressão dos cilindros em força e; o modelo “físico”, ou seja, a dinâmica direta do mecanismo. Nesse bloco, está montado um sistema como apresentado na Figura A.2, no Apêndice A, com acréscimo do sensor descrito na Seção 6.2.

Já, no bloco de número 4, apresentado na Figura C.3 no Anexo I, tem-se as referências aplicadas ao MPS de Movimento. Como já discutido, são três as trajetórias estudadas: um movimento senoidal em todos graus de liberdade, uma trajetória de navio e um movimento proveniente de um teste com a IMU comercial. Os valores numéricos praticados em cada trajetória são apresentados na Seção 6.3.

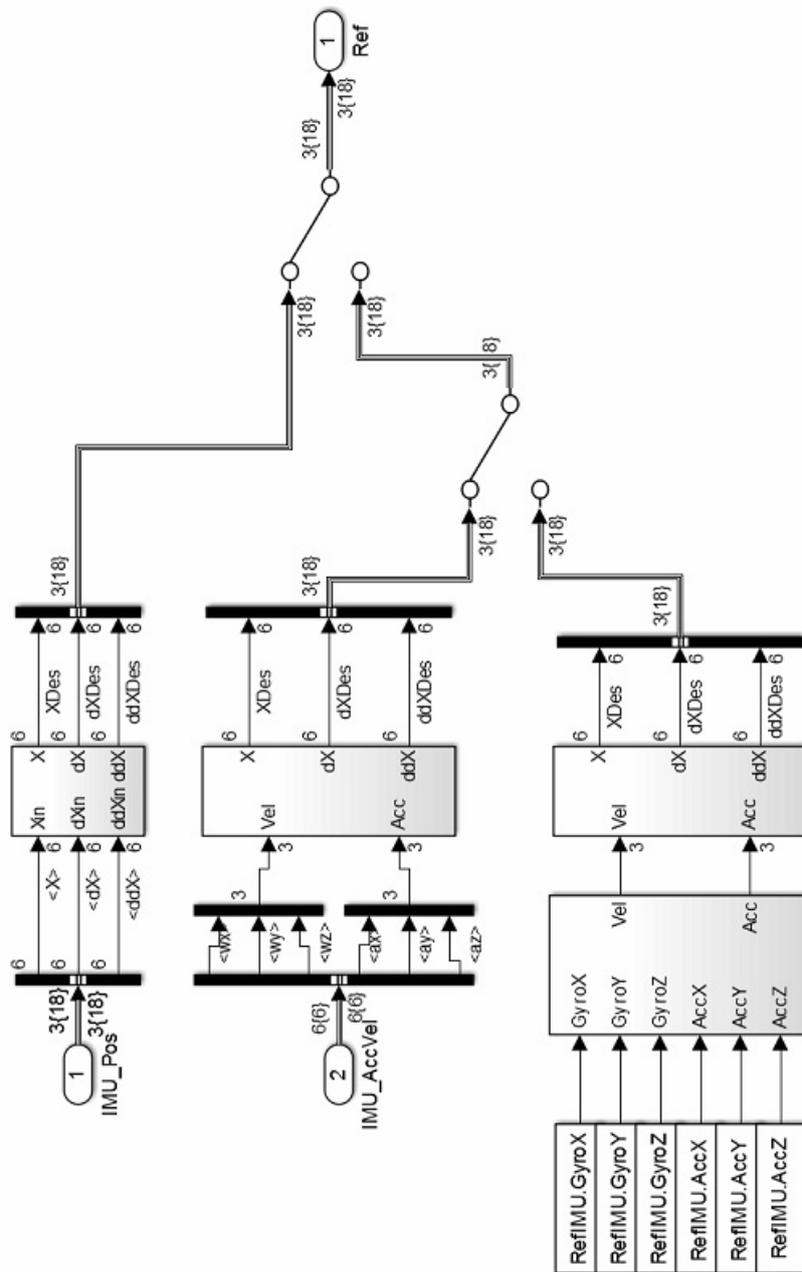


Figura C.1 – Detalhes internos ao bloco número 1.

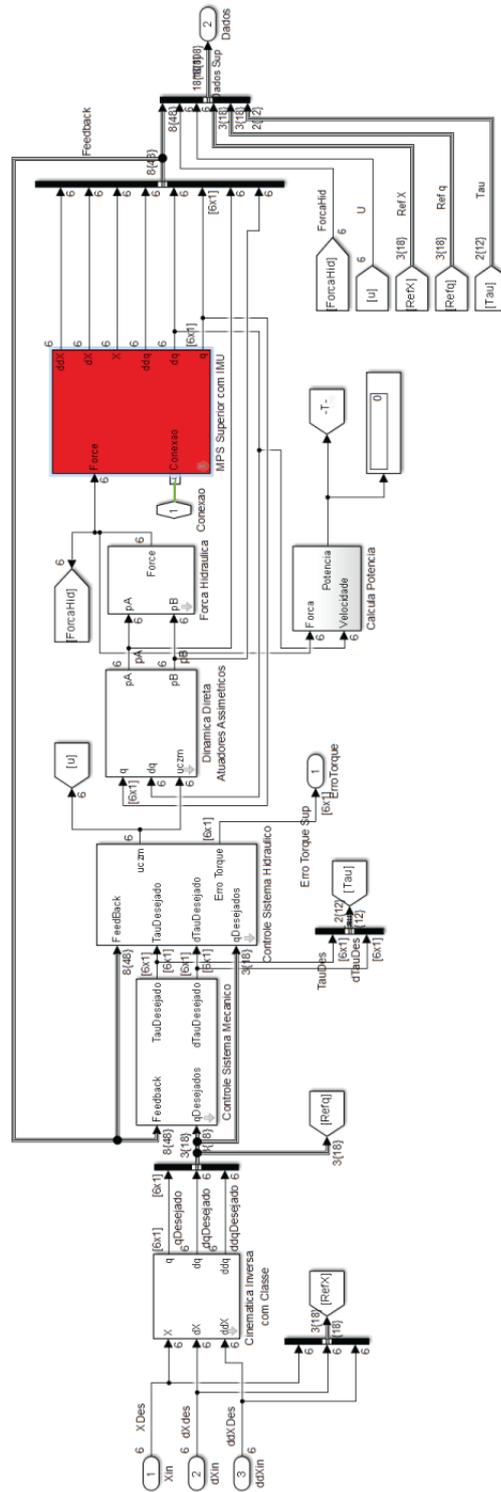


Figura C.2 – Detalhes internos aos blocos 2 e 3.

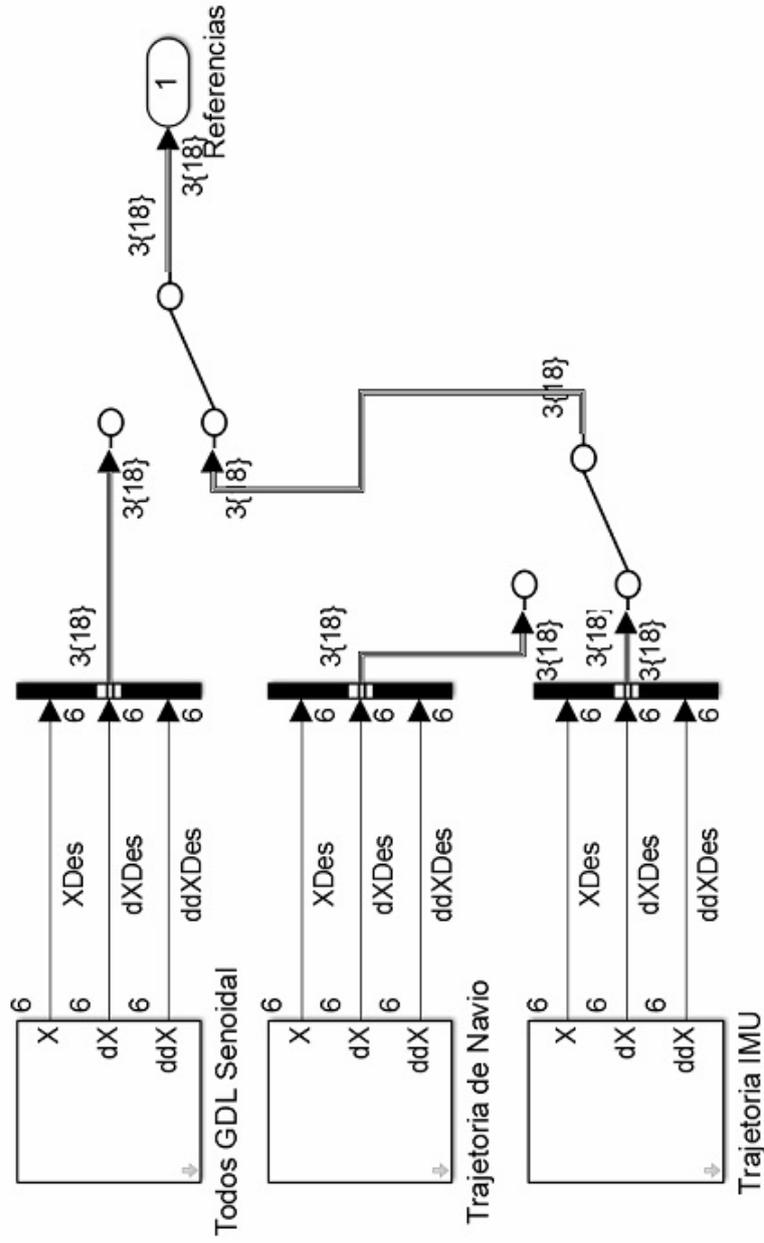


Figura C.3 – Detalhes internos ao bloco 4.

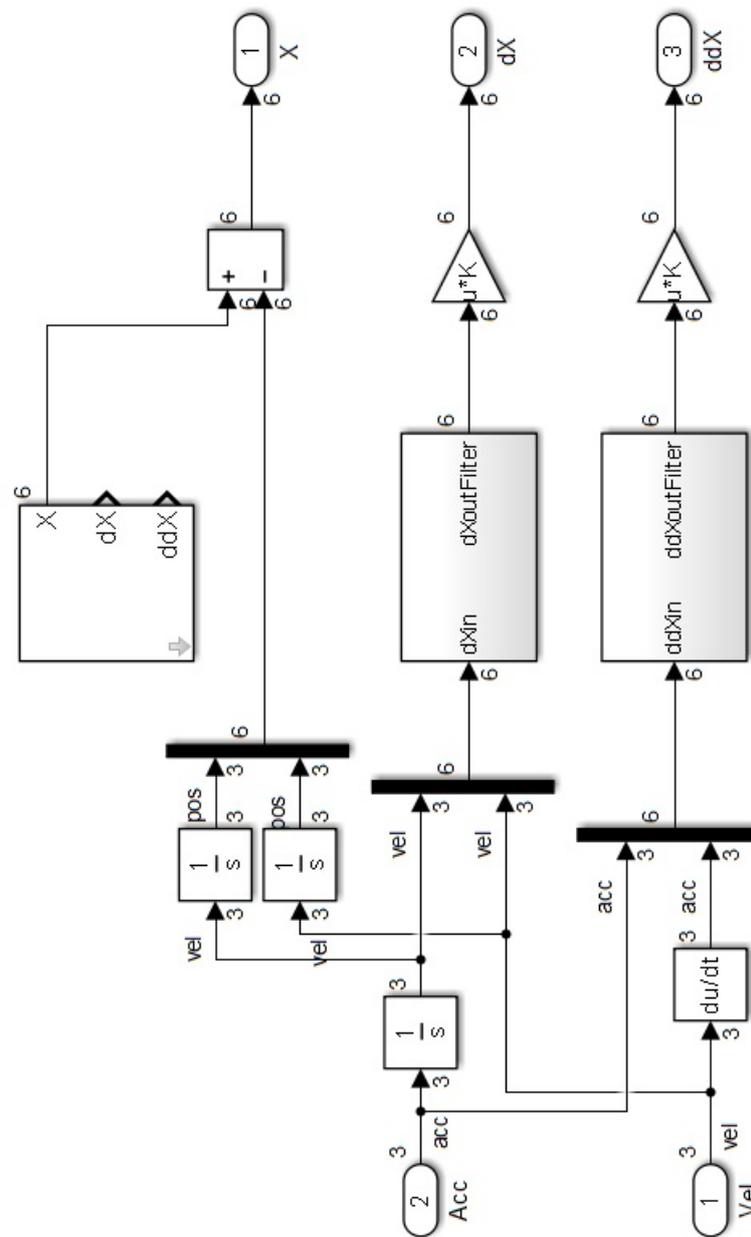


Figura C.4 – Bloco que transforma as acelerações lineares e velocidades angulares em referências para o MPS de Compensação.

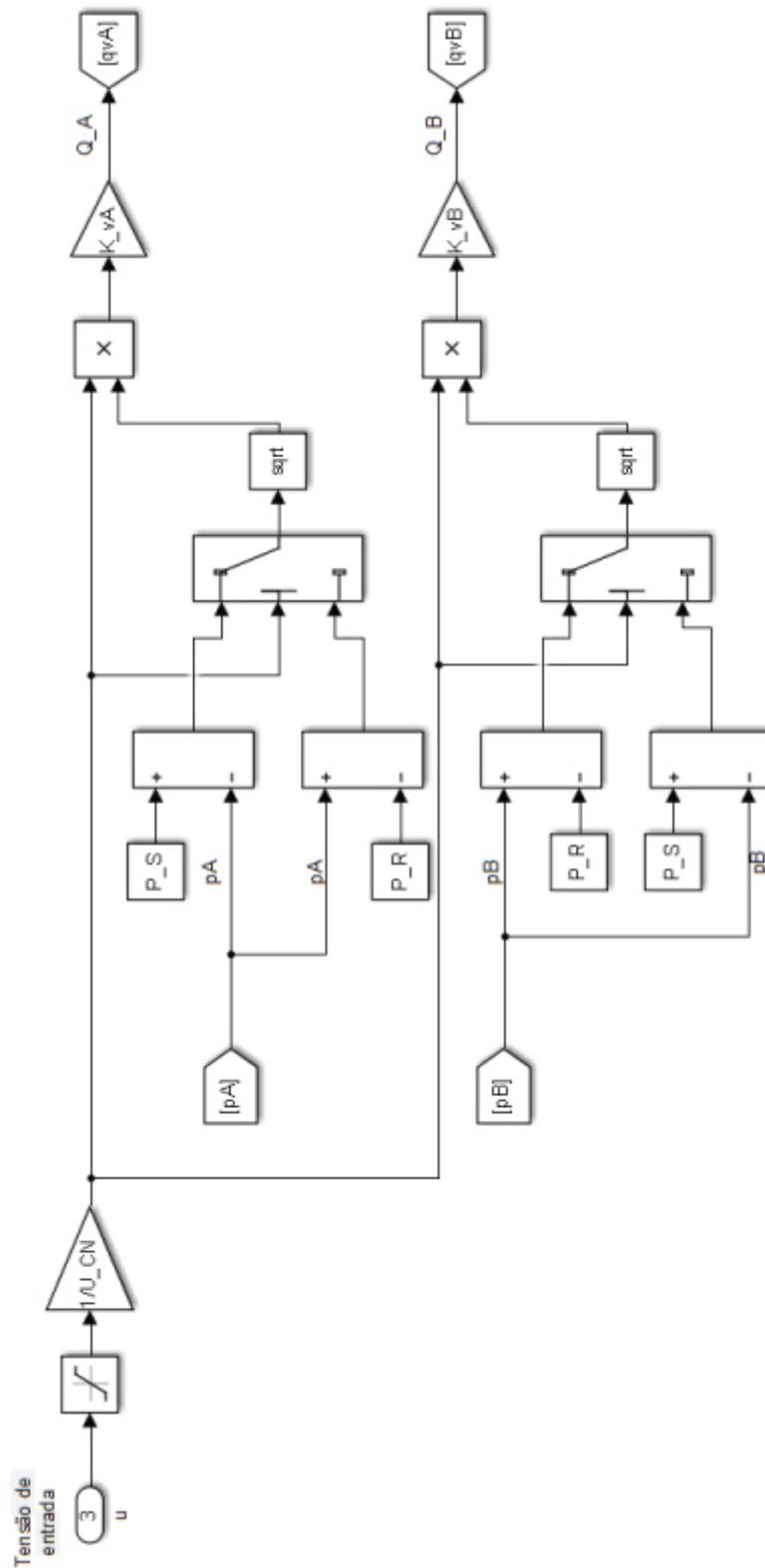


Figura C.5 – Esquema de implantação da primeira parte das equações referentes ao cálculo das vazões A e B.

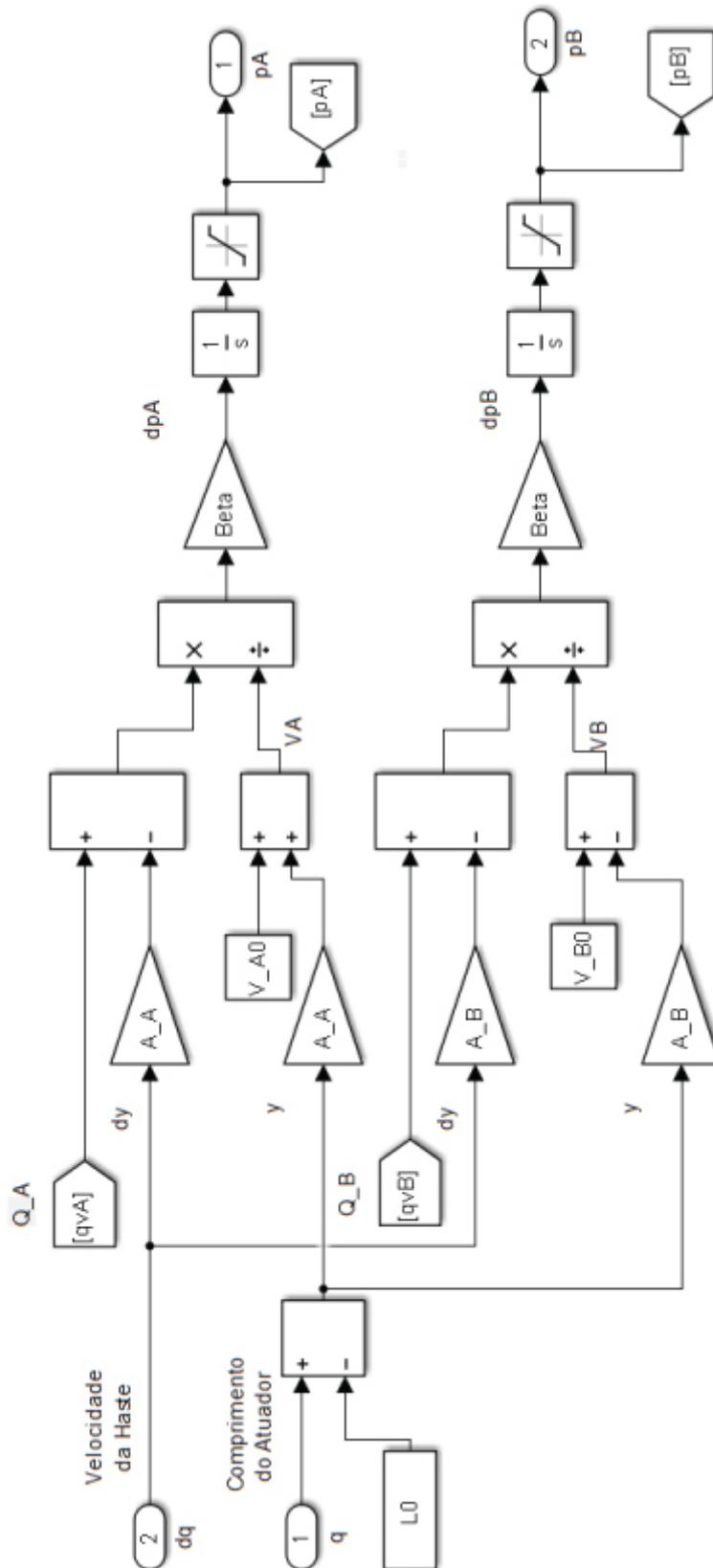


Figura C.6 – Esquema de implantação da segunda parte das equações referentes à dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro.

## APÊNDICE D

### Movimentos Sequenciais para cada Trajetória

Neste apêndice são apresentados os resultados das simulações para cada trajetória em termos de frames de movimento.

#### Trajetória Senoidal

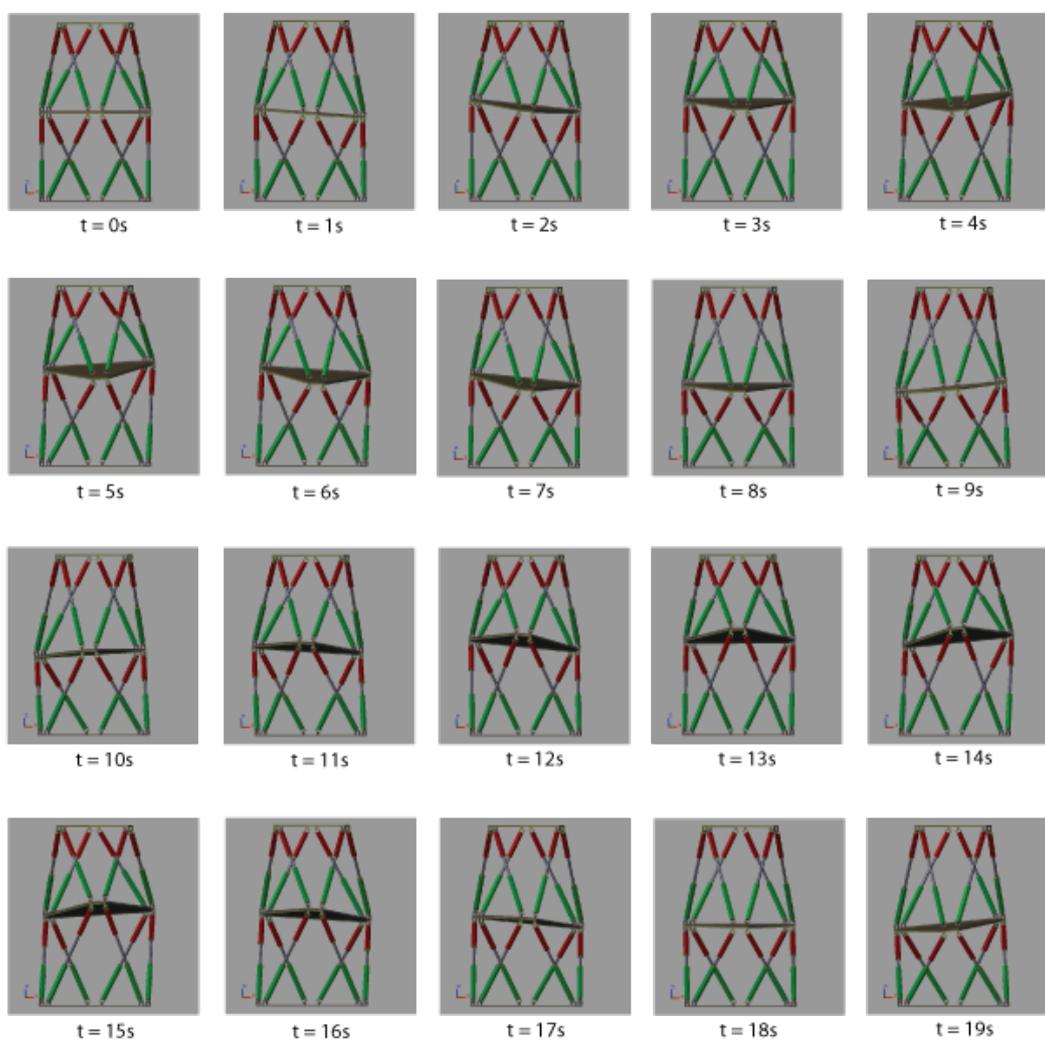


Figura D.1 – Trajetória senoidal e resposta do sistema de compensação em frames.

## Trajetória de Navio

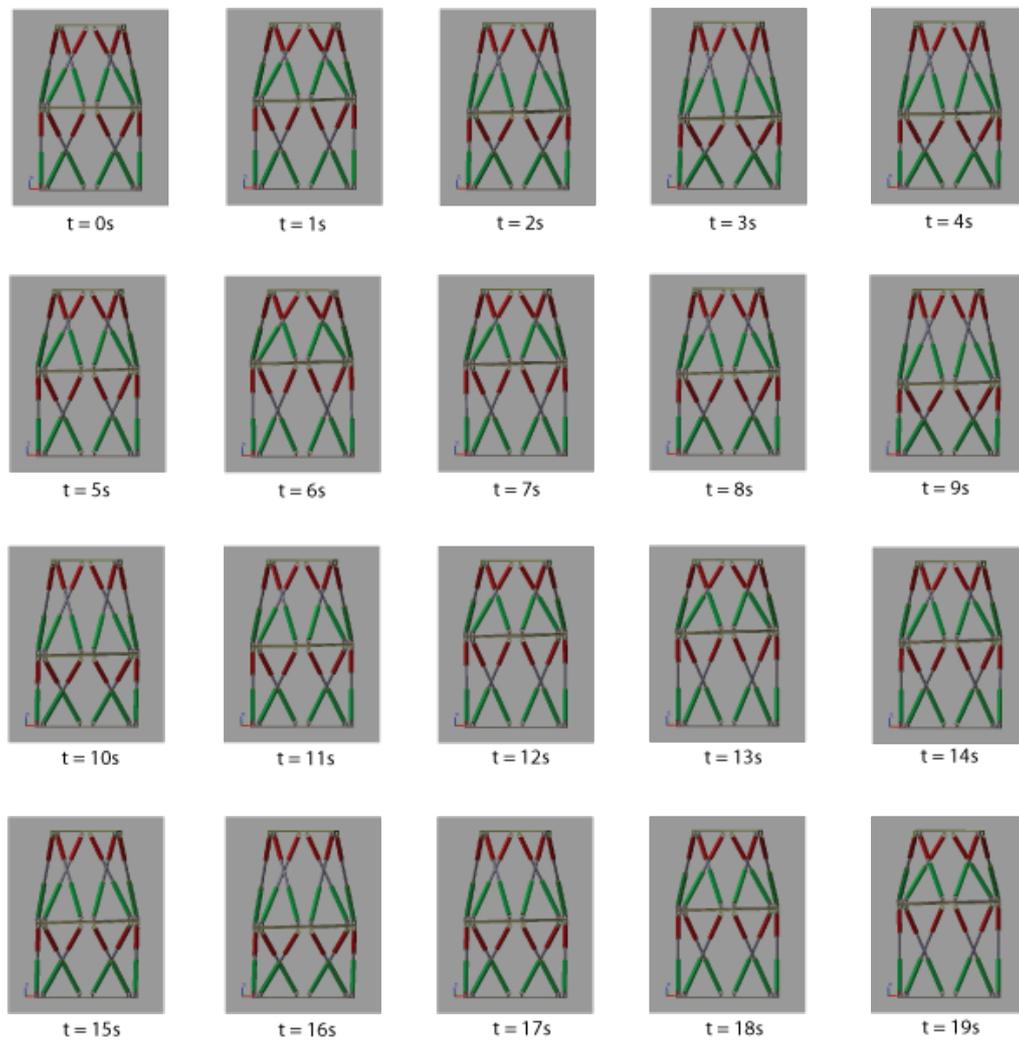


Figura D.2 – Trajetória de navio e resposta do sistema de compensação em frames.

## Trajetória da IMU

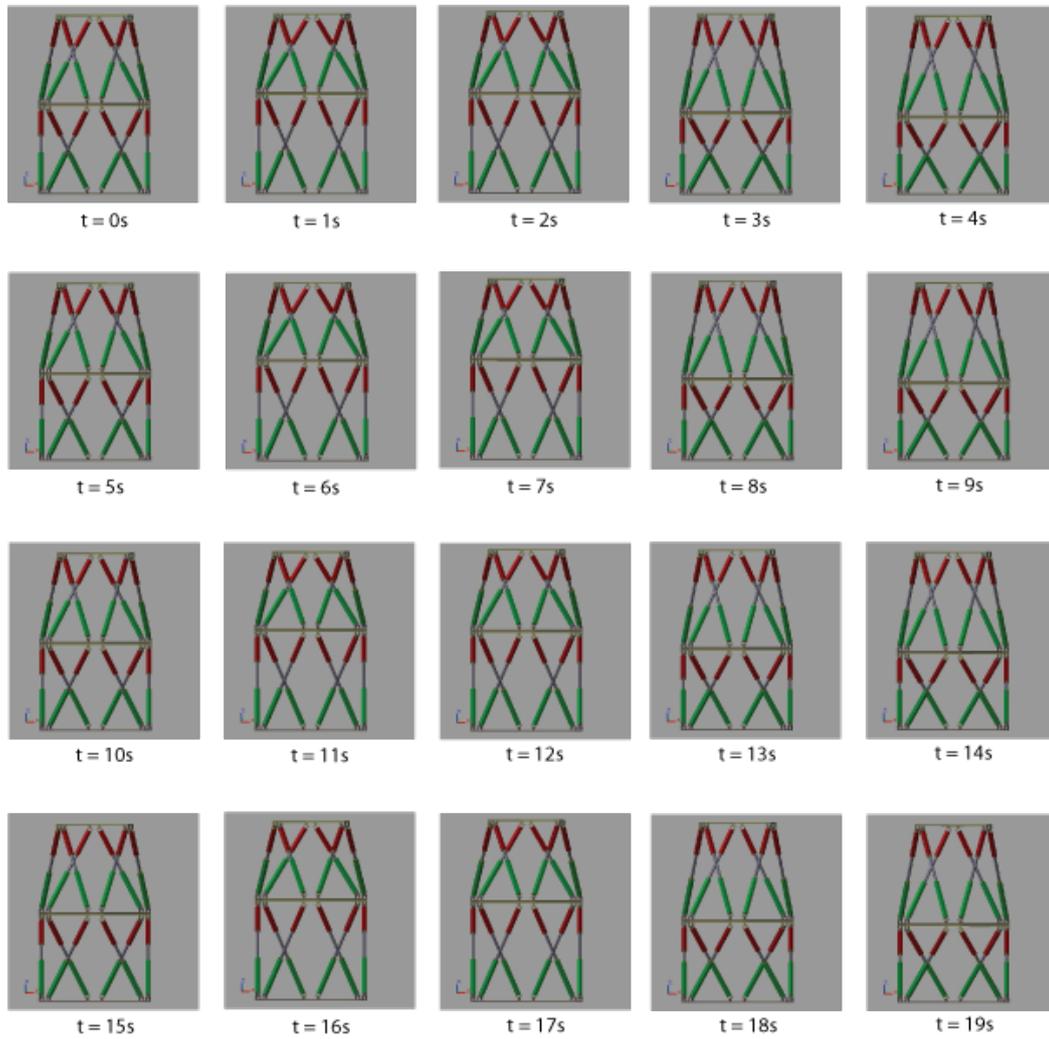


Figura D.3 – Trajetória da IMU e resposta do sistema de compensação em frames.

ANEXO I

Folha de Dados da IMU Comercial

ACCURACY (RMS)

360 ° sensing in all axes, no mounting limitation

Model	A	E/N	D
Roll / Pitch	0.2 °	0.2 °	0.1 ° / 0.05 ° (PPK)
Heading	0.8 °	< 0.5 ° GPS**	< 0.2 ° Dual GPS*** (> 1 m baseline)
Velocity***	-	0.1 m/s	0.03 m/s
Position***	-	2 m	Single point L1/L2: 1.2 m SBAS: 0.6 m DGPS: 0.4 m RTK: 2 cm + 2 ppm (option) PPK: 1 cm (option)

Heave accuracy	10 cm or 10%
Heave period	Up to 15 s Automatically adjusts to the wave period

\*Under homogenous magnetic field  
 \*\* Under regular acceleration, or automotive motion  
 \*\*\* Under good GNSS availability  
 PPK = Post-processing Kinematic, Post-processing with Inertial Explorer®.

INTERFACES

Available data	Euler angles, quaternion, velocity, position, heave, calibrated sensor data, delta angles & velocity, barometric data, status, GPS data, UTC time, GPS raw data (Post-processing), etc.
Aiding sensors	GNSS, Odometer (DMI), RTCM
Output rate	Up to 200 Hz
Main Serial Interface	RS-232, RS-422, USB - up to 921,600 bps
Serial protocols	Binary eCom protocol, NMEA, ASCII, TSS
CAN Interface	CAN 2.0A/B - up to 1 Mbit/s
Pulses	Inputs: Events, PPS, DMI (Direction or quadrature) Outputs: Synchronization (PPS), Virtual DMI Model A & N: 2 Inputs / 1 output Model E: 4 inputs / 2 outputs Model D: 3 inputs / 2 outputs

INTERNAL GNSS

Engine, update rate	Model N: 72-channel, 10 Hz, L1 C/A GPS, GLONASS, QZSS, BeiDou, SBAS Model D: 120-channel, 5 Hz STD: GPS L1/L2/L2C, SBAS, QZSS Option: GLONASS, Galileo, BeiDou
Cold start / Hot start	Model N: 26 s / < 1 s Model D: < 50 s / < 35 s

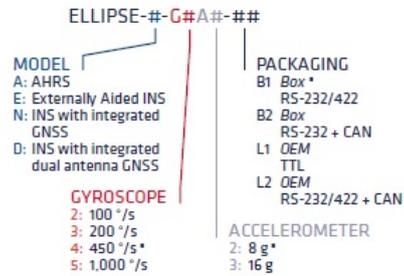
MECHANICAL

	Box	OEM model
Size	models A/E/N: 46 x 45 x 24 mm 1.8 x 1.77 x 0.9 "	34 x 34 x 13 mm 1.34 x 1.34 x 0.51 "
	model D: 87 x 67 x 31.5 mm 3.43 x 2.64 x 1.24 "	-
Weight	A: 45 g / 0.1 lb N: 47 g / 0.1 lb E: 49 g / 0.1 lb D: 180 g / 0.4 lb	12 g / 0.02 lb 12 g / 0.02 lb 12 g / 0.02 lb -
IP Rating	IP68	-

All parameters apply to full specified temperature range, unless otherwise stated. Full specifications can be found in the Ellipse User Manual available upon request.

PRODUCT CODE

\* standard product options



SENSORS

	Accelerometers	Gyroscopes	Magnetometers
Range	± 8 g	± 450 °/s	± 8 Gauss
Gain stability	< 0.1 %	< 0.05 %	< 0.5 %
Non-linearity	< 0.2 % FS	< 0.05 % FS	< 0.1 % FS
Bias stability	± 5 mg	± 0.2 °/s	± 0.5 mGauss
Random walk/ Noise density	100 µg/√Hz (XY) 150 µg/√Hz (Z)	0.18 °/√hr	200 µg/√Hz
Bias In-run Instability*	20 µg	8 °/h	-
VRE	7 mg/g² RMS	0.001 °/s/g² RMS	-
Alignment error	< 0.05 °	< 0.05 °	< 0.1 °
Bandwidth	250 Hz	133 Hz	110 Hz

\* Allan Variance, @ 25 °C

PRESSURE SENSOR (models N & E)

Resolution	1.2 Pa / 10 cm / 0.3 ft
Pressure accuracy	± 50 Pa / ± 200 Pa Relative / Absolute

ELECTRICAL & ENVIRONMENTAL

Input voltage	Model A/E/N: 5 - 36 V Model D: 9 - 36 V
Power consumption	Model A/E: < 460 mW Model N: < 650 mW Model D: < 2,500 mW
Specified temperature	Model A/E/N: -40 to 85 °C, -40 to 185 °F Model D: -40 to 75 °C, -40 to 167 °F
Shock limit	2,000 g
Operating vibration	3 g RMS (20 Hz to 2 k Hz per MIL-STD 810G)
MTBF	50,000 hours

Figura E.1 – Informações da IMU comercial [SBGSystems, 2015].

## ANEXO II

## Telas de Configuração da IMU

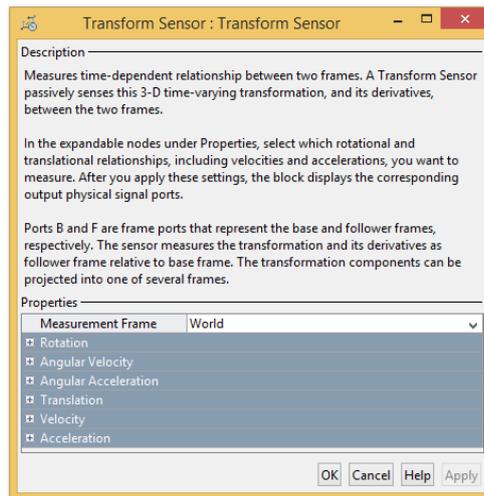


Figura F.1 – Tela de configuração do sensor inercial inicialmente utilizado na simulação.

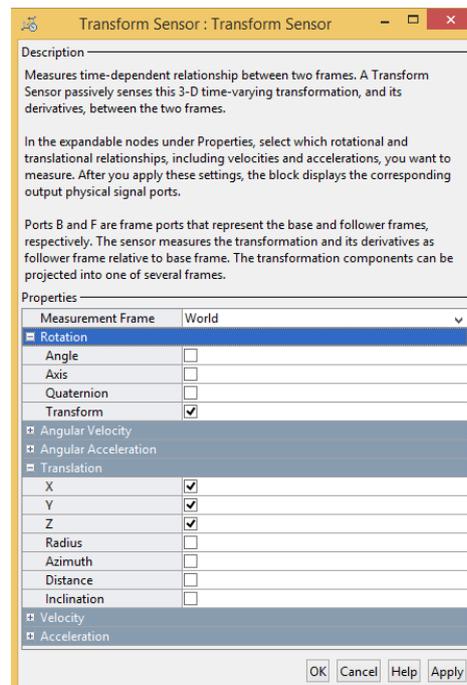


Figura F.2 – Exemplo de seleção de sinais de saída do sensor.

## ANEXO III

### Características da Plataforma de Dimensões Reduzidas

Segundo dimensionamento realizado no âmbito do projeto no qual este trabalho faz parte, são apresentados dados obtidos através de simulações que representam os valores reais estimados para a força total disponível nos atuadores, velocidade máxima de deslocamento e potência hidráulica necessária. O dimensionamento dos pistões levou em consideração:

- Amplitude de movimento de 0,4 m;
- Frequência máxima de movimento de 0,3 Hz;
- Capacidade de carga de 1200 kg por atuador;
- Diâmetro da camisa de 0,025 m;
- Ângulo máximo do atuador de 40°;
- Rendimento do motor de 0,83;
- Pressão de trabalho de 110 bar;
- Tensão das válvulas de 0..10 V.

A partir destes dados, calculou-se as seguintes características obtendo-se os resultados respectivos, aproximados:

- Máxima velocidade dos atuadores: 0,37 m/s;
- Máxima aceleração dos atuadores: 0,71 m/s<sup>2</sup>;
- Capacidade de carga total da plataforma: 8 kN;
- Capacidade de carga de cada atuador: 1,3 kN;
- Vazão total necessária para a plataforma: 40 LPM;
- Potência total necessária: 12 Hp.