

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA OCEÂNICA**

**MODELAGEM E CONTROLE DE ATUADORES ROBÓTICOS E
VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS NÃO TRIPULADOS**

SAMUEL DA SILVA GOMES

Dissertação apresentada à Comissão de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica da Universidade Federal do Rio Grande, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Prof. Dr. Sebastião Cícero Pinheiro Gomes

Rio Grande, março de 2011.

MODELAGEM E CONTROLE DE ATUADORES ROBÓTICOS E VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS NÃO TRIPULADOS

SAMUEL DA SILVA GOMES

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA OCEÂNICA

tendo sido aprovada em sua forma final pela Comissão de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica.

Prof. Dr. José Antônio Scotti Fontoura
Coordenador da Comissão de Curso

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Sebastião Cícero Pinheiro Gomes
Orientador – FURG

Prof. Dr. Victor Orlando Gamarra Rosado
UNESP

Prof. Dr. Humberto Camargo Piccoli
FURG

(Esta página é elaborada pela Secretaria da Comissão de Curso)

Este trabalho é dedicado a Deus, aos meus pais e irmãos.

AGRADECIMENTOS

A Santíssima Trindade Pai, Filho e Espírito Santo pelas bênçãos recebidas.

A minha família, em especial aos meus pais Odilon e Elisabete, minha avó Sírria, meus irmãos Diego e Daniele e a funcionária Rosangela pelo apoio e amor incondicional.

Ao amigo Prof. Yoshihisa Cho (em memória) e sua família pela sua sabedoria, pelas constantes ajudas e por muito ter me incentivado a não desistir.

Ao amigo Prof. Dr. José Francisco Almeida de Souza pelas constantes conversas e incentivos.

Ao amigo Prof. Dr. Mário Rocha Retamoso pelos almoços, conversas, cafés, jogos de futebol e sabedoria transmitida.

Ao Prof. Dr. Sebastião Cícero Pinheiro Gomes pela excelente orientação, amizade e confiança depositada em meu trabalho.

Aos professores do curso de Engenharia Oceânica pelos conhecimentos transmitidos e a secretária Nilza pela amizade, risadas e puxões de orelha.

Aos colegas de mestrado e laboratório Adriano, Djavan e Marco pela amizade, companheirismo, ajudas, momentos de desabafos e risadas.

A todos os meus amigos pelos churrascos, festas, jogos de futebol e diversões que sempre me deram forças para jamais desistir.

A minha afilhada Kaká, por ser uma criança, doce, meiga e carinhosa.

A todos que, de alguma forma, colaboraram com sugestões, críticas e incentivos.

RESUMO

Esta dissertação trata da modelagem e do controle de um atuador robótico e de veículos subaquáticos não tripulados. Primeiramente o trabalho compara e valida experimentalmente dois modelos de atrito existentes na literatura (LuGre e Gomes). Desenvolve-se um controle de posição baseado em estrutura variável para o atuador robótico do tipo harmonic-drive. Simulações são realizadas a fim de verificar a robustez do controlador perante a variação paramétrica em comparação com o controle proporcional, integral e derivativo (PID). Resultados experimentais das aplicações dos controles são obtidos mostrando desempenhos muito próximos aos de simulação. Posteriormente é feito um estudo sobre veículos subaquáticos não tripulados (Tatuí e Nerov). A modelagem cinemática é descrita por ângulos de Euler e a modelagem dinâmica inclui a interação da estrutura mecânica do veículo com o meio aquático e a ação dos propulsores. Desenvolve-se um sistema de controle de posição e orientação utilizando estrutura variável. Resultados de simulação ilustram as características do controlador com incertezas paramétricas e correntes oceânicas em comparação com o PID usando a estratégia de linearização por realimentação.

Palavras-chave: atuador robótico, estrutura variável, veículos subaquáticos, dinâmica, controle de posição.

ABSTRACT

The subject of this dissertation is the modeling and control of a robotic actuator and also of unmanned underwater vehicles. Firstly, it compares and experimentally validates two friction models (LuGre and Gomes). A position control based on a variable structure is developed for the harmonic-drive type of robotic actuator. Simulations are performed to verify the robustness of the controller against the parametric variation and to compare to the proportional, integral and derivative control (PID). Experiments then show results similar to those from simulations. Later, we a study about unmanned underwater vehicles (Tatuí and Nerov) is presented. The kinematics modeling is described by Euler's angles. The dynamics modeling includes the interaction of the vehicle's mechanical structure with the aquatic environment and the actuation of the propellers. By using a variable structure, a position and orientation control system is developed. The simulation results then show the characteristics of the controller with parametric uncertainties and ocean streams, and compares them with those from a PID controller with feedback linearization.

Keywords: robotic actuator, variable structure, underwater vehicles, dynamic, position control.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS	10
LISTA DE ABREVIATURAS	16
LISTA DE TABELAS	17
LISTA DE FIGURAS	18
1. INTRODUÇÃO	22
1.1 OBJETIVOS	24
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	25
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	30
2. ATUADORES ROBÓTICOS.....	32
2.1 INTRODUÇÃO	33
2.2 O ATUADOR ROBÓTICO.....	34
2.3 MODELO DO ATUADOR	35
2.4 MODELOS DE ATRITO.....	36
2.4.1 Atrito de LuGre.....	37
2.4.2 Atrito de Gomes.....	39
2.5 SIMULAÇÃO E EXPERIMENTOS EM MALHA ABERTA.....	44
2.5.1 Simulação e experimento do atrito de LuGre.....	44
2.5.2 Simulação e experimento do atrito de Gomes.....	47
2.6 COMPARAÇÃO DOS MODELOS DE ATRITO	49
3. CINEMÁTICA E DINÂMICA DE VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS.....	51
3.1 INTRODUÇÃO.....	52
3.2 CINEMÁTICA.....	53
3.2.1 Introdução.....	53
3.2.2 Conversão de velocidades.....	55

3.2.3 Ângulos de Euler.....	57
3.3 DINÂMICA.....	59
3.3.1 Introdução.....	59
3.3.2 Dinâmica do corpo rígido.....	60
3.3.3 Matrizes do modelo.....	61
3.3.4 Modelagem dinâmica dos propulsores.....	66
3.3.5 Equações do movimento do Tatuí.....	67
3.3.6 Equações do movimento do Nerov.....	70
4. LEIS DE CONTROLE.....	73
4.1 CONTROLE CLÁSSICO PROPORCIONAL, INTEGRAL E DERIVATIVO...	74
4.2 CONTROLE BASEADO EM ESTRUTURA VARIÁVEL.....	75
4.2.1 Superfície simples.....	77
4.2.2 Superfície integral.....	81
5. CONTROLE DE UM ATUADOR ROBÓTICO.....	83
5.1 INTRODUÇÃO.....	84
5.2 GERAÇÃO DA TRAJETÓRIA DE REFERÊNCIA.....	84
5.3 CONTROLE DE POSIÇÃO PARA O ATUADOR ROBÓTICO BASEADO EM ESTRUTURA VARIÁVEL.....	85
5.3.1 Superfície simples.....	86
5.3.2 Superfície integral.....	88
5.4 SIMULAÇÕES PARA O ATUADOR ROBÓTICO.....	89
5.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DOS CONTROLES.....	96
5.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	102
6. CONTROLE DE VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS.....	103
6.1 INTRODUÇÃO.....	104
6.2 CONTROLE DE POSIÇÃO E ORIENTAÇÃO PARA VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS UTILIZANDO ESTRUTURA VARIÁVEL.....	104
6.2.1 Superfície simples.....	106
6.2.2 Superfície integral.....	108
6.3 SIMULAÇÕES PARA OS VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS.....	109

6.3.1 Simulações para o Tatuí.....	110
6.3.2 Simulações para o Nerov.....	125
6.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	140
7. CONCLUSÕES.....	142
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	146

LISTA DE SÍMBOLOS

I	Inércia do rotor
$\ddot{\theta}$	Aceleração do rotor
$\dot{\theta}$	Velocidade do rotor
c	Coefficiente de atrito
T_m	Torque motor
T_a	Torque de atrito
v_r	Velocidade relativa entre dois corpos
τ_0	Constante elástica atuante no pré-deslizamento
$g(v_r)$	Efeito Stribeck
z	variável que modela a deflexão média das hastes
f_c	coeficiente do atrito seco
f_s	coeficiente do atrito estático
v_s	velocidade Stribeck
δ	parâmetro que altera a forma da passagem do atrito estático para o seco
F_a	Força de atrito
τ_1	Coefficiente de amortecimento no movimento pré-deslizamento
τ_2	Coefficiente viscoso
τ_r	Vetor de torques resistentes
f_i	Coefficiente de atrito seco
f_{vi}	Coefficiente de atrito viscoso
c_i	Coefficiente de atrito de segunda ordem
f_{cp}	atrito seco positivo
f_{cn}	atrito seco negativo
f_{vp}	atrito viscoso positivo
f_{vn}	atrito viscoso negativo
c_p	coeficiente de atrito positivo

c_n	coeficiente de atrito negativo
f_v^*	Coeficiente de atrito viscoso variável
$\dot{\theta}_{lim}$	Velocidade limite
T_{res}	Torque resultante
f_{lim}	maior valor que pode assumir o coeficiente de atrito viscoso variável
$\dot{\theta}_{st}$	é a menor velocidade fisicamente possível
Γ	representa uma porcentagem da menor velocidade possível
T_l	Torque da carga acoplada
I_r	Inércia de entrada do rotor
I_s	Inércia de saída do rotor
N	Índice de redução do atuador
k_p	Ganho proporcional
k_d	Ganho derivativo
k_i	Ganho integral
$e(t)$	Erro em posição
$V(x) = s^2$	Distância da trajetória à superfície de deslizamento
X	Vetor de estados
$f(X)$	Função genérica
$b(X)$	Função genérica
X_d	Referência desejada para os estados
\tilde{x}	Erro em posição
λ	Frequência de corte do filtro passa baixa
$s(X, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} \tilde{x}$	Superfície de deslizamento simples
$\dot{\tilde{x}}$	Erro em velocidade
f_{mr}	Frequência do primeiro modo ressonante
A_t	Atraso de transportes
T_{as}	Taxa de amostragem do sistema
U	Lei de controle
K	Ganho do termo chaveado
H	Constante que representa a velocidade de convergência

F	Limitante superior das incertezas do modelo
t_{alcance}	Tempo para que o sistema alcance a superfície
Φ	Camada limite
ϵ	Espessura da camada limite
$\text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right)$	Função de suavização
$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} \left(\int_0^t \tilde{x} dr\right)$	Superfície de deslizamento integral
\hat{u}	Controle estimado
U	velocidade linear na direção do eixo longitudinal X_0 do referencial do veículo
V	velocidade linear na direção do eixo transversal Y_0 do referencial do veículo
W	velocidade linear na direção do eixo normal Z_0 do referencial do veículo
P	velocidade angular na direção X_0
Q	velocidade angular na direção Y_0
R	velocidade angular na direção Z_0
X	posição da origem do referencial do corpo expressa no referencial inercial X
Y	posição da origem do referencial do corpo expressa no referencial inercial Y
Z	posição da origem do referencial do corpo expressa no referencial inercial Z
ϕ	orientação angular relativa a rotação em torno do eixo X (inercial)
Θ	orientação angular relativa a rotação em torno do eixo Y (inercial)
ψ	orientação angular relativa a rotação em torno do eixo Z (inercial)
X, Y, Z, K, M, N	Forças e momentos exercidos no veículo
j_n	Número de pontos da janela de esquecimento
\mathbf{v}_1	Vetor velocidade linear no referencial do corpo

\mathbf{v}_2	Vetor velocidade angular no referencial do corpo
$\dot{\boldsymbol{\eta}}_1$	Vetor velocidade linear no referencial inercial
$\dot{\boldsymbol{\eta}}_2$	Vetor velocidade angular no referencial inercial
$\boldsymbol{\eta}_1$	Vetor posição no referencial inercial
$\boldsymbol{\eta}_2$	Vetor orientação no referencial inercial
$\boldsymbol{\tau}_1$	Vetor de forças aplicado no veículo
$\boldsymbol{\tau}_2$	Vetor de torques aplicado no veículo
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$	Parâmetros de Euler
ϕ, θ, ψ	Ângulos de Euler
ρ_1, ρ_2, ρ_3	Parâmetros de Rodrigues
$J_1(\boldsymbol{\eta}_2)$	Matriz de transformação da velocidade linear por ângulos de Euler
$J_2(\boldsymbol{\eta}_2)$	Matriz de transformação da velocidade linear por ângulos de Euler
$J(\boldsymbol{\eta}_2)$	Matriz de transformação da velocidade por ângulos de Euler
A_{mn}	Coefficientes de massa adicional
\mathbf{B}	Empuxo
\mathbf{B}	Matriz de propulsão
\mathbf{M}	Matriz inércia total do sistema
\mathbf{B}^+	Pseudo-inversa da matriz de propulsão
\mathbf{B}_ϕ	Matriz de rotação em torno do eixo X
\mathbf{B}_θ	Matriz de rotação em torno do eixo Y
\mathbf{B}_ψ	Matriz de rotação em torno do eixo Z
$\mathbf{C}_A(\mathbf{v})$	Matriz de Coriolis e centrípeta de massa adicional
$\mathbf{C}_{RB}(\mathbf{v})$	Matriz de Coriolis e centrípeta do corpo rígido
$\mathbf{D}(\mathbf{v})$	Matriz de arrasto e sustentação
I_x, I_y, I_z	Momentos de inércia
I_{xy}, I_{yz}, I_{xz}	Produtos de inércia
\mathbf{G}	Aceleração da gravidade
\mathbf{G}	Vetor de forças e momento de peso e empuxo
\mathbf{M}_{RB}	Matriz de inércia do corpo rígido

\mathbf{M}_A	Matriz de inércia de massa adicional
M	Massa
n_i	Número de rotações por segundo do i -ésimo propulsor
$\dot{\mathbf{n}}$	Vetor variação da velocidade angular dos hélices
\mathbf{P}	Matriz de inércia dos propulsores
$Q_{ n n}$	Coefficiente de torque do hélice
$T_{ n n}$	Coefficiente de empuxo do hélice
W	peso
U	Vetor de controle associado a rotação da hélice
$X_0Y_0Z_0$	Referencial do corpo
XYZ	Referencial do inercial
X_u	Coefficiente de amortecimento linear à translação na direção X_0
$X_{ u u}$	Coefficiente de amortecimento quadrático na direção X_0
\mathbf{X}	Vetor de estado
x_B, y_B, z_B	Coordenadas do centro de empuxo
x_G, y_G, z_G	Coordenadas do centro de gravidade
x_{pi}, y_{pi}, z_{pi}	Coordenadas de centro de empuxo do i -ésimo hélice
$Y_{ v v}$	Coefficiente de amortecimento quadrático na direção Y_0
Y_v	Coefficiente de amortecimento linear à translação na direção Y_0
α	Ângulo de ataque
β	Ângulo de deriva
γ	Ângulo de ataque lateral
Z_w	Coefficiente de amortecimento linear à translação na direção Z_0
$Z_{ w w}$	Coefficiente de amortecimento quadrático na direção Z_0
δ	Ângulo de ação dos propulsores 3 e 4 do Tatuí
η	Vetor posição e orientação no referencial inercial
η_d	Vetor com a posição e orientação desejadas em cada instante de tempo
$\tilde{\eta}$	Erro de seguimento de trajetória
ρ	Massa específica do fluido

τ_{WB}	Vetor de forças e momentos de peso e empuxo
τ	Vetor somatório das forças e momentos externos
∇	Volume do veículo
v_c	Velocidade da corrente
K_p	Coefficiente de amortecimento linear à rotação em torno de X_0
$K_{ p p}$	Coefficiente de amortecimento quadrático à rotação em torno de X_0
M_q	Coefficiente de amortecimento linear à rotação em torno de Y_0
$M_{ q q}$	Coefficiente de amortecimento quadrático à rotação em torno de Y_0
N_r	Coefficiente de amortecimento linear à rotação em torno de Z_0
$N_{ r r}$	Coefficiente de amortecimento quadrático à rotação em torno de Z_0
f_w	Vetor peso expresso no referencial do corpo
f_B	Vetor empuxo expresso no referencial do corpo
M_w	Momento da força peso
M_B	Momento da força empuxo

LISTA DE ABREVIATURAS

ADCP	<i>Acoustic Doppler Current Profiler</i>
AUV	<i>Autonomous Underwater Vehicles</i>
CB	centro de empuxo
CG	centro de gravidade
CTD	<i>Conductivity, Temperature, Depth</i>
MIT	<i>Massachusetts Institute of Technology</i>
Nerov	<i>Norwegian Experimental Remotely Operated Vehicle</i>
NTH	Instituto Norueguês de Tecnologia
PID	Proporcional, Integral e Derivativo
ROV	<i>Remotely Operated Vehicles</i>
SNAME	<i>The Society of Naval Architects and Marine Engineers</i>
WHOI	<i>Woods Hole Oceanographic Institution</i>
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Parâmetros do atuador.....	35
Tabela 2.2 – Parâmetros identificados a partir da curva estática para o modelo Gomes...	40
Tabela 2.3 – Constantes gerais para as simulações dos modelos de atrito.....	44
Tabela 2.4 – Constantes utilizadas para a simulação do modelo de LuGre.....	46
Tabela 2.5 – Constantes utilizadas para a simulação do modelo de atrito de Gomes.....	48
Tabela 3.1 – Comparação entre os métodos.....	56

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Foto do atuador do tipo moto-reductor harmonic-drive.....	34
Figura 2.2 – Esquema do atuador com aproximação rígida.....	35
Figura 2.3 – Comportamento elástico do modelo LuGre.....	38
Figura 2.4 – Curva Estática do Torque Motor em função da Velocidade.....	40
Figura 2.5 – Trajetórias de atrito representando o efeito stick-slip.....	41
Figura 2.6 – Algoritmo de Gomes.....	42
Figura 2.7 – Gráfico da Velocidade Experimental comparada com a Velocidade obtida com o modelo de LuGre.....	45
Figura 2.8 – Ampliação relativa a uma passagem da velocidade pelo valor zero no modelo de LuGre.....	47
Figura 2.9 – Gráfico da Velocidade Experimental comparada com a Velocidade obtida com o modelo de Gomes.....	48
Figura 2.10 – Aproximação para mostrar o efeito stick-slip no modelo de Gomes.....	49
Figura 3.1 – Referencial inercial e referencial do corpo.....	54
Figura 3.2 – Restrições geralmente utilizadas nos movimentos angulares de veículos submarinos.....	56
Figura 3.3 – Ângulo de ataque (α), ângulo de deriva (β) e ângulo de ataque lateral (γ)...	64
Figura 3.4 – Ação restauradora de peso e empuxo.....	65
Figura 3.5 – Representação simplificada do ROV Tatuí.....	68
Figura 3.6 – Desenho simplificado do Nerov.....	70
Figura 4.1 – Diagrama de blocos do controle PID.....	74
Fig. 4.2 - Trajetórias convergindo para superfície de deslizamento.....	76
Figura 4.3 - Fenômeno de <i>chattering</i> (a) oscilação na superfície, (b) oscilação do controle u	79
Figura 4.4 - Suavização da lei de controle para evitar <i>chattering</i>	80
Fig. 5.1 - Simulação do controle a estrutura variável com superfície simples.....	91
Fig. 5.2 - Simulação do controle a estrutura variável com superfície integral.....	92
Fig. 5.3 - Simulação do controle PID.....	93
Fig. 5.4 - Simulação do controle a estrutura variável com superfície simples.....	94

Fig. 5.5 - Simulação do controle a estrutura variável com superfície integral.....	95
Fig. 5.6 - Simulação do controle PID.....	96
Fig. 5.7 - Experimento do controle a estrutura variável com superfície simples (posição 2 rd).....	98
Fig. 5.8 - Experimento do controle a estrutura variável com superfície simples (posição 4 rd).....	98
Fig. 5.9 - Experimento do controle a estrutura variável com superfície simples (posição 6 rd).....	99
Fig. 5.10 - Experimento do controle a estrutura variável com superfície integral (posição 2 rd).....	99
Fig. 5.11 - Experimento do controle a estrutura variável com superfície integral (posição 4 rd).....	100
Fig. 5.12 - Experimento do controle a estrutura variável com superfície integral (posição 6 rd).....	100
Fig. 5.13 - Experimento do controle PID (posição 2 rd).....	101
Fig. 5.14 - Experimento do controle PID (posição 4 rd).....	101
Fig. 5.15 - Experimento do controle PID (posição 6 rd).....	102
Figura 6.1 - Velocidade no referencial do corpo.....	111
Figura 6.2 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	112
Figura 6.3 - Erro de posição e orientação.....	112
Figura 6.4 - Rotação dos propulsores.....	113
Figura 6.5 - Velocidade no referencial do corpo.....	113
Figura 6.6 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	114
Figura 6.7 - Erro de posição e orientação.....	114
Figura 6.8 - Rotação dos propulsores.....	115
Figura 6.9 - Velocidade no referencial do corpo.....	115
Figura 6.10 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	116
Figura 6.11 - Erro de posição e orientação.....	116
Figura 6.12 - Rotação dos propulsores.....	117
Figura 6.13 - Velocidade no referencial do corpo.....	119

Figura 6.14 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	119
Figura 6.15 - Erro de posição e orientação.....	120
Figura 6.16 - Rotação dos propulsores.....	120
Figura 6.17 - Velocidade no referencial do corpo.....	121
Figura 6.18 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	121
Figura 6.19 - Erro de posição e orientação.....	122
Figura 6.20 - Rotação dos propulsores.....	122
Figura 6.21 - Velocidade no referencial do corpo.....	123
Figura 6.22 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	123
Figura 6.23 - Erro de posição e orientação.....	124
Figura 6.24 - Rotação dos propulsores.....	124
Figura 6.25 - Velocidade no referencial do corpo.....	125
Figura 6.26 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	126
Figura 6.27 - Erro de posição e orientação.....	126
Figura 6.28 - Rotação dos propulsores.....	127
Figura 6.29 - Velocidade no referencial do corpo.....	128
Figura 6.30 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	128
Figura 6.31 - Erro de posição e orientação.....	129
Figura 6.32 - Rotação dos propulsores.....	129
Figura 6.33 - Velocidade no referencial do corpo.....	130
Figura 6.34 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	131
Figura 6.35 - Erro de posição e orientação.....	131
Figura 6.36 - Rotação dos propulsores.....	132
Figura 6.37 - Velocidade no referencial do corpo.....	133
Figura 6.38 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	134
Figura 6.39 - Erro de posição e orientação.....	134

Figura 6.40 - Rotação dos propulsores.....	135
Figura 6.41 - Velocidade no referencial do corpo.....	136
Figura 6.42 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	136
Figura 6.43 - Erro de posição e orientação.....	137
Figura 6.44 - Rotação dos propulsores.....	137
Figura 6.45 - Velocidade no referencial do corpo.....	138
Figura 6.46 - Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho).....	139
Figura 6.47 - Erro de posição e orientação.....	139
Figura 6.48 - Rotação dos propulsores.....	140

INTRODUÇÃO

1. INTRODUÇÃO

O território econômico marítimo brasileiro ou Amazônia azul vem sendo constantemente ameaçado pelas grandes potências internacionais em virtude das inúmeras riquezas minerais (ex. petróleo) e biológicas (ex. pesca) que oferece, representando um imenso poderio econômico que ainda é pouco explorado. Visando esse assédio dos países desenvolvidos, há a necessidade dos pesquisadores brasileiros se organizarem para debaterem e normatizarem as ações que abordam e exploram os recursos sustentáveis do mar. Nesse sentido insere-se a robótica subaquática.

Segundo (Goulart, 2007), os robôs submarinos são utilizados para tarefas de observação subaquática, estudos científicos sobre habitats oceânicos, localização e resgate de destroços de navios ou de aviões, sondagens do solo marinho, inspeção e reparo de cabos de telecomunicações subaquáticos, operações de perfuração de petróleo e gás, recuperação de material bélico, destruir minas anti-navio e para prestar socorro submarino.

Robôs subaquáticos possuem dinâmicas não lineares e ainda, apresentam grande dificuldade na determinação dos parâmetros dos seus modelos dinâmicos. Pode-se citar, por exemplo, esforços dinâmicos tais como arrasto e sustentação, os quais dependem de fatores de forma e são realmente difíceis de identificar experimentalmente, de maneira a se conhecer os seus parâmetros. Portanto, qualquer lei de controle que tenha a pretensão de apresentar bons resultados experimentais, deve conter alguma característica de robustez, de forma a manter o desempenho e a estabilidade mesmo em presença de dinâmicas não modeladas ou variações paramétricas, responsáveis por diferenças entre modelo nominal e planta física.

A presente dissertação insere-se nesse contexto, ou seja, mostra e compara como três diferentes técnicas de controle se comportam com relação a variações paramétricas entre modelo nominal e planta e a ação de correntes oceânicas. As leis de controle testadas são: modo deslizante com superfície simples; modo deslizante com superfície integral e proporcional, integral e derivativo (PID). Os testes foram feitos em simulação, tendo-se como base o modelo dinâmico dos veículos do tipo ROV intitulados Nerov e Tatuí, modelos estes descritos em detalhes em (Tavares, 2003). A propulsão desses veículos é feita por atuadores robóticos.

Atuadores podem ser definidos como dispositivos responsáveis pelo movimento e articulação das partes móveis de um robô. São os atuadores que convertem a energia pneumática, hidráulica e elétrica em energia mecânica e através dos sistemas de transmissão possibilitam o posicionamento e a movimentação dos robôs (Schirmer, 2005). Portanto um capítulo é dedicado ao estudo dos atuadores elétricos que são os utilizados na robótica subaquática.

1.1 OBJETIVOS

Após a explanação feita anteriormente, fica evidenciada a extrema importância da robótica no desenvolvimento tecnológico das nações, visto que, abrange diversas ciências e possui uma infinidade de aplicações. A contribuição desta dissertação se fundamenta no desenvolvimento de modelos dinâmicos e na comparação de técnicas de controle empregadas em atuadores robóticos e veículos operados remotamente. Portanto, os objetivos desta dissertação são:

- desenvolver um estudo sobre modelagem de atuadores robóticos;
- validar experimentalmente dois modelos de atrito existentes na literatura;
- desenvolver um controle de posição do atuador robótico utilizando estrutura variável (modos deslizantes);
- fazer uma breve revisão sobre a modelagem cinemática e dinâmica de veículos subaquáticos;
- desenvolver um sistema de controle automático para a posição e a orientação para dois veículos subaquáticos denominados Nerov e Tatuí utilizando a estratégia de controle baseada em estrutura variável (modos deslizantes);
- efetuar simulações e analisar o comportamento dinâmico dos veículos subaquáticos.

Desta forma o objetivo central deste trabalho é um estudo acerca do controle a estrutura variável, mais especificamente com as técnicas de controle por modos deslizantes com superfície simples e integral, comparado-as com o proporcional, integral e derivativo. Para se fazer uma melhor avaliação e comparação destas técnicas, utilizaram-se na sua aplicação, dois sistemas dinâmicos diferentes com posterior análise de estabilidade. O objetivo final da pesquisa é implementar novos sensores e leis de controle no ROV FURG II

(Centeno, 2007) de tal maneira a possibilitar a obtenção de melhores resultados experimentais no controle de profundidade e direção com essas diferentes leis de controle.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA:

Esta seção aborda resumos de alguns trabalhos durante a elaboração da presente dissertação. Destacam-se nos assuntos consultados os seguintes temas: veículos subaquáticos, modelagem de ROVs, modelagem de propulsores, parâmetros hidrodinâmicos, controle de ROVs, modelagem de atuadores, modelos de atritos com resultados experimentais e controle de atuadores.

Roberto Blanco Dominguez (1989)

Simulação e controle de um veículo submarino de operação remota

Este trabalho traz o desenvolvimento de um modelo matemático considerando todos os seis graus de liberdade e de um programa de simulação de veículos submarinos de operação remota. O modelo adotado considera o efeito do cabo umbilical e despreza a dinâmica dos propulsores. No final são desenvolvidos controladores para o ângulo de rumo e da profundidade do veículo.

José Paulo Vilela Soares da Cunha (1992)

Projeto e estudo de simulação de um sistema de controle a estrutura variável de um veículo submarino de operação remota

O autor faz uma breve revisão da dinâmica de veículos subaquáticos de operação remota. Após, desenvolvem-se diferentes controladores clássicos de posição e orientação em comparação com o controlador baseado a estrutura variável. Simulações foram realizadas mostrando que o controle a estrutura variável obteve resultados superiores aos controles convencionais.

Sebastião Cícero Pinheiro Gomes (1992)

Precision de La Transmission Du couple par um moto-reducteur electrique: modelisation ET commande d'un Brás rigide ou flexible avec compensation Du frottement.

A imprecisão da transmissão de torque em moto-redutores elétricos, devido às dinâmicas intra-articulares delicadas de se modelar, limita os desempenhos das leis de controle (por exemplo para o controle de manipuladores flexíveis). Esta tese apresenta um modelo dinâmico de uma das articulações do suporte experimental SECAFLEX, incluindo rigidez e atrito não-linear. Esse modelo é utilizado para reproduzir fielmente os valores medidos nos experimentos, onde estes incluem movimentos irregulares ("stick-slip"), particularmente amplificados pela flexibilidade da estrutura. Diversos algoritmos de compensação de atrito baseados nesse modelo são igualmente introduzidos para linearizar a articulação, e demonstra-se sua necessidade para a implementação eficaz de controle proporcional-derivativo clássico, mais especificamente para a implementação de controle ativo dependente do modelo estrutural da articulação.

Thor I Fossen (1994)

Guidance and control of ocean vehicles

Esse é um livro de abrangência matemática. O capítulo 2 apresenta uma modelagem de veículos marinhos abordando a cinemática, a mecânica newtoniana e lagrangiana, a dinâmica de corpos rígidos, as forças e momentos hidrodinâmicos e as equações do movimento. O capítulo 3 é baseado em perturbações ambientais geradas por ondas, ventos e correntes oceânicas. O capítulo 4 é focado no estudo da estabilidade e controle de veículos submarinos. Nos capítulos restantes são tratados a dinâmica, a estabilidade e o controle automático de navios e embarcações, detalhando sensores e sistemas de navegação.

Alessandro Jacoud Peixoto (2002)

Controle suave a estrutura variável e filtro de Kalman para atenuar ruído de medição

Esta tese aborda aspectos relacionados à análise teórica, projeto e implementação prática de um esquema de controle por modos deslizantes, para sistemas lineares

desconhecidos (SISO) com grau relativo arbitrário e que não apresenta chattering resultando em sinais de controles suaves. No final, aplica-se o filtro de Kalman no sinal medido para obter desempenhos satisfatórios.

Adilson Melcheque Tavares (2003)

Um estudo sobre a modelagem e o controle de veículos subaquáticos não tripulados

Esta dissertação trata da modelagem e do controle de veículos subaquáticos não tripulados. O trabalho está fundamentado em estudo comparativo de trabalhos científicos na área de robótica subaquática e na análise de resultados de simulações para três veículos subaquáticos. A modelagem cinemática é descrita por ângulos de Euler, parâmetros de Euler e parâmetros de Rodrigues. Comparam-se as vantagens e desvantagens destes métodos. A modelagem dinâmica inclui a interação da estrutura mecânica do veículo com o meio aquático e a ação dos propulsores sobre o veículo. Desenvolve-se um sistema de controle de posição e orientação usando o método de linearização por realimentação. Resultados de simulação ilustram as características do controlador com incertezas paramétricas e correntes oceânicas.

Rui Manuel Ferreira Gomes (2002)

Controlo e Modelização de veículos subaquáticos

Esta dissertação aborda projetos de controle para veículos subaquáticos. Primeiramente é revisado o modelo dinâmico de um veículo operado remotamente, que foi dividido em três partes: corpo rígido, propulsores e perturbações. Depois, foi desenvolvido um controle de posição para seguimento de trajetórias, apresentando uma comparação de controladores baseados na técnica de linearização com realimentação: modo deslizante e PID. O trabalho é encerrado com o projeto de um controlador para o sistema integrado envolvendo o ROV e um “Pan&Tilt” suportando uma câmara de vídeo.

Eric Conrado de Souza (2003)

Modelagem e Controle de Veículos Submarinos não tripulados

Esse trabalho apresenta de maneira sucinta o modelo cinemático e dinâmico de um veículo submarino não tripulado. Apresenta uma modelagem do cabo umbilical considerando forças internas e externas, e também uma formulação matemática dos propulsores considerando-se os efeitos eletromecânicos e hidrodinâmicos. Após são comparados o controle linear PID com o controle robusto a estrutura variável, finalizando com estudos de casos das respectivas técnicas de controle.

Christiano Goulart (2007)

Modelagem, simulação e controle de um veículo submarino de operação remota

Este trabalho abordou a modelagem dinâmica do veículo submarino de operação remota denominado ROV LUMA, desenvolvido pela COPPE/UFRJ com a finalidade de inspecionar dutos de adução em barragens de usinas hidrelétricas. Logo após é proposto um simulador para ilustrar o comportamento dinâmico do veículo. Por fim, são apresentados resultados dos procedimentos experimentais utilizados para identificar as características hidrodinâmicas de veículos submarinos.

Christiano Corrêa Casanova (2007)

Modelagem e compensação de atrito em robôs manipuladores com flexibilidade nas juntas: identificação, análise e resultados experimentais

Esta dissertação apresenta um estudo sobre modelos dinâmicos de atrito (LuGre e Maxwell-Slip generalizado). Após é analisado o problema de controle de posição em robôs manipuladores considerando flexibilidade nas juntas e o atrito existente na parte rígida do sistema, através do controlador em cascata e do controlador backstepping. Para validação do processo são feitos testes experimentais, onde verificou-se a validade dos modelos e das teorias utilizadas no seguimento de trajetórias.

Celiane Costa Machado (2007)

Modelagem matemática e controle ativo de um manipulador com um elo flexível

Um dos maiores problemas relacionados ao controle de estruturas flexíveis reside na complexidade do acoplamento dinâmico entre atuador e estrutura a ser controlada. Este trabalho fala sobre o estudo de um manipulador flexível abordando o aspecto analítico, a dinâmica estrutural e a dinâmica do atuador com diferentes modelos de atrito, comparando-os através de resultados experimentais e simulações. Após, é feita uma análise sobre a compensação do atrito utilizando os compensadores neural, fuzzy e neuro-fuzzy com resultados experimentais. O presente trabalho encerra-se com um estudo sobre diferentes técnicas de controle e o projeto de controladores usando alocação de pólos, LQC/LTR e H_∞ .

Adriana Cavalcante Agostinho (2009)

Controle por modos deslizantes aplicado a sistema de posicionamento dinâmico

Esta dissertação apresenta a aplicação da teoria de controle robusto não linear por modos deslizantes a sistemas de posicionamento dinâmico para embarcações flutuantes na presença de distúrbios externos, com validação experimental. Simulações e ensaios de manobra foram feitos a fim de analisar o desempenho e estabilidade do algoritmo do controlador, verificando sua robustez para uma grande variedade de condições ambientais. Foi utilizado o Simulink/Matlab e verificou-se que o ajuste dos parâmetros do controlador pode ser feito de forma intuitiva, utilizando formulação matemática.

Fabiane Eloisa Morandini Miotto (2009)

Modelagem matemática da dinâmica do atrito e sua aplicação no controle ótimo de um atuador hidráulico

Esse trabalho mostra a modelagem matemática de um atuador hidráulico considerando o modelo de atrito de LuGre e sua posterior aplicação no projeto de controle ótimo com compensação de atrito. O atuador modelado é composto por uma válvula direcional de controle proporcional simétrica e um cilindro hidráulico de dupla haste, que com a inclusão do atrito, resulta num modelo de quinta ordem. Posteriormente é feita a validação

experimental, mostrando o bom desempenho do modelo adotado. A análise de estabilidade é feita utilizando o método direto de Lyapunov.

1.3 ESTRUTURA DESSA DISSERTAÇÃO:

Esta dissertação está dividida em sete capítulos. O Capítulo 1 contém uma apresentação geral da dissertação, falando sobre o objetivo do trabalho e a revisão bibliográfica. A divisão dos demais capítulos é descrita a seguir.

O capítulo 2 apresenta uma aproximação rígida para o modelo dinâmico do atuador robótico do tipo harmonic-drive considerando dois modelos de atrito (Gomes e LuGre). Primeiramente é feita validação dos modelos através de resultados experimentais obtidos em malha aberta ressaltando os principais fenômenos e contribuições de cada modelo. No final, é feita uma breve comparação entre os modelos citados com a justificativa pela escolha do modelo de Gomes para a posterior aplicação das leis de controle.

O capítulo 3 desenvolve um estudo sobre a modelagem cinemática de veículos subaquáticos utilizando Ângulos de Euler. Os métodos de transformação por Ângulos de Euler, Parâmetros de Euler e Parâmetros de Rodrigues são comparados através de uma tabela, destacando-se vantagens e desvantagens de cada um dos métodos. Logo a seguir, apresenta-se um estudo resumido sobre a modelagem dinâmica de veículos subaquáticos e de seus propulsores, acompanhadas das equações do movimento do Tatuí e do Nerov.

O capítulo 4 apresenta um estudo sobre duas leis de controle: proporcional, integral e derivativo (PID) e controle baseado em estrutura variável (modos deslizantes) com superfície simples e superfície integral.

Nos capítulos 5 e 6 aplicam-se as leis de controle do capítulo 4 tanto para o atuador robótico quanto para os veículos subaquáticos. Inicialmente é feito um controle de posição para o atuador analisando o problema da variação paramétrica através de simulação e de resultados experimentais. Após, no cap. 6, é desenvolvido um controle de posição e orientação para veículos subaquáticos (Tatuí e Nerov) usando modos deslizantes em comparação com o PID utilizando-se da técnica de linearização por realimentação. Efetuam-se simulações em malha fechada, e, através de simulações, investiga-se a robustez dos controladores mediante variações paramétricas e correntes oceânicas. Ambos os controladores seguem uma trajetória com perfil trapezoidal.

O Capítulo 7 encerra o presente trabalho, apresentando conclusões e sugestões para a continuação da presente pesquisa em trabalhos futuros.

ATUADORES ROBÓTICOS

2. ATUADORES ROBÓTICOS

2.1 INTRODUÇÃO

A modelagem de atuadores robóticos constitui um desafio permanente devido às dificuldades apresentadas no projeto de um controle, pois esse é baseado na modelagem (nem sempre próxima o suficiente do real) da dinâmica de uma planta física. Existem incertezas nos modelos dinâmicos, como por exemplo, a presença de não linearidades devidas ao atrito. Em razão disso, muitos modelos de atritos foram propostos na literatura. Porém, é difícil identificar as características exatas do atrito em função da grande sensibilidade que o atrito possui sob diversos fatores como tempo de operação, temperatura, lubrificação, condições físicas do equipamento entre outros, fatores os quais dificultam muito o projeto de controle para atuadores robóticos e, por isso, este assunto tem sido objeto de vários trabalhos de pesquisa.

Basicamente, os atuadores robóticos são motores elétricos (podendo ser também pneumáticos ou hidráulicos), e podem ser definidos como dispositivos primários responsáveis pelo movimento e articulação das partes móveis de um robô (Groover, 1988), ou seja, dispositivos que convertem uma fonte de energia em energia mecânica. Esta conversão ou transformação possibilita a movimentação e o posicionamento dos elos do robô.

Nesta dissertação, o atuador utilizado é o *harmonic-drive*. Esse tipo de atuador robótico possui vantagens importantes como baixo peso, tamanho pequeno, jogo angular praticamente nulo, além da alta capacidade de transmissão de torque em razão do grande número de dentes das engrenagens em contato. Porém, a existência de uma zona morta em torque significativa (em torno de 10% a 20% de seu torque máximo) pode degradar o desempenho de leis de controle projetadas. Essa zona morta surge em razão dos atritos internos que têm comportamento fortemente não-linear (Machado, 2007).

O presente capítulo traz um estudo sobre a modelagem do atuador com dois tipos de modelos de atrito (Gomes e LuGre) em comparação com resultados experimentais para verificar a validação dos modelos. No final é feita uma rápida comparação entre os modelos citados.

2.2 O ATUADOR ROBÓTICO

Os atuadores elétricos do tipo moto-redutor *harmonic-drive* têm grande utilização na robótica. Eles estão presentes, por exemplo, em humanóides, veículos aéreos, subaquáticos e terrestres e nas juntas rotacionais de manipuladores robóticos. Essa utilização se justifica em razão do seu jogo angular praticamente nulo e ainda, da sua grande capacidade de ampliação do torque (Gomes e Rosa, 2003). Porém, este tipo de atuador possui uma relevante zona morta em torque, ou seja, qualquer torque inferior ao atrito estático é insensível a estrutura a ser controlada.

O *harmonic-drive*, comparado a moto-redutores convencionais, apresenta excelentes características como alta relação de redução de velocidade, minimização de folga, alta precisão, pequeno porte, alta capacidade de torque, operação silenciosa e sem vibração e alta eficiência (Sunada, 2007).

O atuador que serviu de base para a determinação do modelo dinâmico para o estudo apresentado neste capítulo possui zona morta em torque equivalente a aproximadamente 10,8% do seu torque máximo. A Figura 2.1 mostra a foto de um atuador do tipo *harmonic-drive*. Nela vê-se o encoder incremental, o motor DC e o redutor *harmonic-drive*.



Figura 2.1: Foto do atuador do tipo moto-redutor harmonic-drive

2.3 MODELO DO ATUADOR

O modelo dinâmico do atuador é baseado no modelo proposto por (Gomes e Rosa 2003). A Tabela 2.1 mostra a constante de inércia e o torque máximo do atuador modelado.

TABELA 2.1: PARÂMETROS DO ATUADOR

Parâmetro	Valor
Inércia do rotor (I)	0.0133 kg.m ²
Torque máximo	1.74 N.m

A Figura 2.2 mostra um desenho simplificado do atuador, com uma aproximação rígida de 1 dof (*degree of freedom*). O modelo é descrito a partir da seguinte equação:

$$I\ddot{\theta} + c\dot{\theta} = T_m \quad (2.1)$$

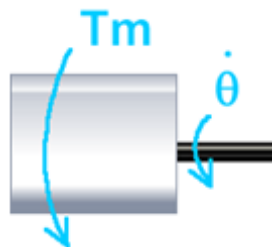


Figura 2.2: Esquema do atuador com aproximação rígida.

onde I é a inércia do rotor, c é o coeficiente de atrito, T_m é o torque motor, conforme definido em (Gervini et al, 2003).

Em forma matricial tem-se o seguinte modelo:

$$\begin{pmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & \frac{-c}{I} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{I} \end{pmatrix} T_m = \dot{\vec{x}} = A\vec{x} + BT_m \quad (2.2)$$

Considerando a não-linearidade do sistema, a parcela do atrito entra como um torque de atrito (T_a) na Equação

$$I\ddot{\theta} = T_m + T_a \quad (2.3)$$

2.4 MODELOS DE ATRITO

A modelagem do atrito é extremamente importante para a dinâmica e o controle de sistemas mecânicos. Em razão disso, para fins de análise do comportamento do atrito e compreensão de alguns efeitos que o constituem, é essencial observar as características e os resultados de simulações produzidas por este fenômeno.

O grande desafio, na verdade, de se realizar o controle de atuadores robóticos é modelar corretamente o atrito. Em um sistema robótico, o atrito é um dos grandes problemas a ser estudado e entendido, especialmente devido à sua complexidade e ao crescente aumento da procura por processos que exigem alta precisão de posicionamento e manipulação. O atrito pode aparecer em várias partes que compõem o robô, como, por exemplo, os rotores, as transmissões, os sensores, o contato das articulações, etc. Com o objetivo principal de estudar os efeitos causados pelo atrito e buscar alternativas de compensá-lo, surgiram ao longo dos anos diversas técnicas para reproduzir um comportamento preciso do fenômeno. Sendo assim, serão apresentadas duas diferentes abordagens sobre modelos de atrito: LuGre (Canudas-De-Wit, 1995) e Gomes (Gomes, 1995).

Ressalta-se que existem muitos outros modelos além destes apresentados. Grande parte dos modelos de atrito surgiu após o desenvolvimento do modelo de Dahl, como, por exemplo, o modelo de LuGre, que será visto adiante. As diferenças entre as abordagens mostram a evolução e a incorporação de efeitos complexos nas modelagens ao longo dos anos.

Dentre os fenômenos que serão observados nas modelagens estão o efeito de pré-

deslizamento que em deslocamento muito pequenos, verifica-se a dependência na forma de histerese da força de atrito em relação ao deslocamento, o efeito de ruptura que é a força necessária para vencer o atrito estático e iniciar o movimento (Casanova, 2007), os modos Stick-slip este fenômeno está associado a atritos não lineares e acontece para baixas velocidades, podendo gerar ciclos limites em torno de uma referência numa estratégia de controle em malha fechada e o efeito Stribeck para baixas velocidades, efeito descrito como a redução contínua da força de atrito com o aumento de velocidade. (Gomes, 2003).

2.4.1 Atrito de LuGre

Este modelo de atrito foi proposto originalmente em (Canudas de Wit, 1995), tratando-se de uma extensão do Modelo de Dahl (Canudas de Wit, 1995). A equação neste modelo é definida na forma:

$$\frac{dz}{dt} = v_r - \frac{\tau_0 |v_r|}{g(v_r)} z \quad (2.4)$$

onde τ_0 é equivalente à constante elástica atuante no pré-deslizamento do modelo de Dahl, sendo v_r a velocidade relativa entre dois corpos, $g(v_r)$ uma função que foi introduzida para representar o efeito Stribeck no modelo LuGre e z uma variável que modela a deflexão média das hastes elásticas. A função $g(v_r)$ é dada por:

$$g(v_r) = f_c + (f_s - f_c) e^{-\left(\frac{|v_r|}{v_s}\right)^\delta} \quad (2.5)$$

onde:

f_c é o coeficiente do atrito seco;

f_s é o coeficiente do atrito estático;

v_s é a velocidade Stribeck;

δ um parâmetro que altera a forma da passagem do atrito estático para o seco.

Além do efeito “*Stribeck*” (diminuição do atrito com o aumento da velocidade no início do movimento), a nova modelagem inclui o atrito viscoso, além de observar a existência do contato através de hastes elásticas e fenômeno de pré-deslizamento (conforme representado na Fig. 2.3).

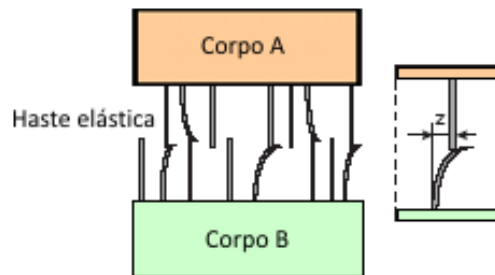


Figura 2.3: Comportamento elástico do modelo LuGre

O fenômeno elástico relata que, sob o ponto de vista microscópico, dois corpos rígidos fazem contato por meio de hastes elásticas. Tais hastes são opostas umas às outras e exercem no movimento forças de atrito proporcionais às suas tensões.

Então, o atrito, no modelo LuGre, fica definido na forma:

$$F_a = \tau_0 z + \tau_1 \frac{dz}{dt} + \tau_2 v_r \quad (2.6)$$

Percebe-se, na equação, que foram acrescentados um termo de amortecimento no movimento pré-deslizamento, cujo coeficiente é o parâmetro τ_1 , bem como um termo viscoso, cujo coeficiente é τ_2 . Em síntese, o modelo LuGre é o modelo de Dahl modificado, no qual acrescentaram-se o efeito de Stribeck e o atrito viscoso. É importante ressaltar que há uma dificuldade naturalmente imposta na identificação dos parâmetros τ_0, τ_1 e δ , principalmente, sendo que a maioria dos trabalhos que utilizam este modelo não deixa muito claro como é que estes parâmetros foram identificados.

2.4.2 Atrito de Gomes

O modelo de Gomes, proposto em (Gomes, 1995) se diferencia dos modelos clássicos em razão de sua representação do atrito. Neste modelo, o atrito não é representado nas equações diferenciais como um torque externo, mas como parte integrante da dinâmica própria do sistema.

Uma das principais contribuições do de modelo Gomes é a representação do fenômeno stick-slip (Gomes, 2003), um comportamento não-linear comum em atuadores robóticos operando em baixas velocidades. “Stick-slip” significa um efeito prende-desliza, no qual a velocidade rotor vai a zero quando o torque resultante da articulação é inferior ao atrito estático, permanecendo assim até o momento em que o torque sai da zona morta, onde a velocidade atinge um limite, a partir do qual ocorrerá o deslizamento.

O estudo do modelo de Gomes começa com a obtenção da curva característica estática do atrito. Inicia-se a identificação experimental aplicando-se torques constantes com valores que variam na faixa de 9% a 30% do torque máximo, com o objetivo de medir a velocidade após o regime estacionário e assim, obter o mapeamento da velocidade versus torque motor do sistema. Salienta-se que esse intervalo de torques foi escolhido porque após determinado valor o atuador apresenta limitação física da sua velocidade. Na análise, o torque de atrito é igual ao torque motor aplicado para cada velocidade estacionária, já que não existem outros torques externos além do motor. A Figura 2.4 mostra o gráfico que representa o torque motor em função dos pontos de velocidade nos dois sentidos de rotação.

Essa é outra característica do modelo de Gomes: representar o atrito em dois sentidos diferentes de rotação do atuador, horário ou positivo e anti-horário ou negativo (Gomes, 2006). Para interpolar os pontos em cada um dos sentidos, foram utilizados dois polinômios considerando que o índice i pode ser para velocidade positiva (p) ou negativa (n). A equação do torque de atrito, para cada sentido de rotação, fica assim definida:

$$T_{at} = f_i + f_{vi}\dot{\theta} + c_i\dot{\theta}^2 \quad (2.7)$$

Onde

f_i é o coeficiente de atrito seco (velocidade positiva ou negativa);

f_{vi} é o coeficiente de atrito viscoso (velocidade positiva ou negativa);

c_i é o coeficiente de atrito de segunda ordem (velocidade positiva ou negativa).

Os parâmetros identificados experimentalmente para o modelo de Gomes podem ser visualizados na Tabela 2.2:

Tabela 2.2: Parâmetros obtidos a partir da curva estática para o modelo Gomes

f_{cp} (atrito seco positivo)	0.1661 Nm
f_{cn} (atrito seco negativo)	- 0.1693 Nm
f_{vp} (atrito viscoso positivo)	0.1999 Nm/rd/s
f_{vn} (atrito viscoso negativo)	0.2093 Nm/rd/s
c_p (coeficiente de atrito positivo)	- 0.0268 Nm/rd ² /s ²
c_n (coeficiente de atrito negativo)	0.0292 Nm/rd ² /s ²

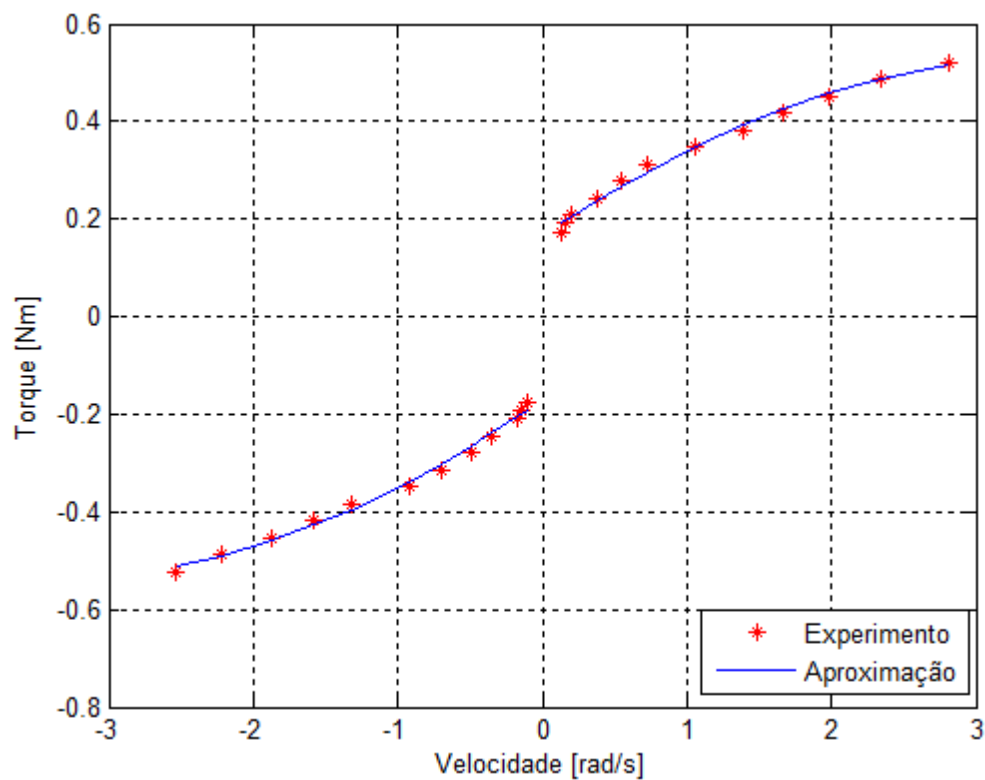


Figura 2.4: Curva Estática do Torque Motor em função da Velocidade

A equação do torque de atrito, sob a forma de atrito viscoso variável, é escrita da seguinte forma, considerando f_v^* como o coeficiente de atrito viscoso variável e $\dot{\theta}$ como a velocidade rotor:

$$T_{at} = f_v^* \dot{\theta} \quad (2.8)$$

Para formular o algoritmo que determina o coeficiente de atrito viscoso variável, segundo (Gomes, 2006) existe uma velocidade limite $\dot{\theta}_{lim}$ a partir da qual o fenômeno *stick-slip* deixa de ocorrer no momento em que se atinge esta velocidade. *Stick* representa o “movimento preso” e ocorre quando o torque resultante é menor do que o atrito seco e quando a velocidade rotor $\dot{\theta}$ é menor do que a velocidade limite $\dot{\theta}_{lim}$. A Figura 2.5 representa os efeitos *stick* e *slip*. Nas trajetórias C e D da figura ocorre o efeito *stick*, onde a velocidade vai a zero e só sai do repouso a partir do momento em que o torque passa a ser maior do que o atrito seco por aproximação, ou estático. Neste instante, o efeito *stirbeck* faz com que a trajetória *slip*, ou seja, de deslize, representada na figura pela trajetória B, seja menos amortecida do que a trajetória *stick*. É importante observar que existem transições verticais da trajetória B para C ou D quando um modo *slip* se transforma em *stick* e transições de C ou D para B quando a transformação é contrária. Tais transições verticais podem acontecer até o momento em que se configura uma velocidade absolutamente nula.

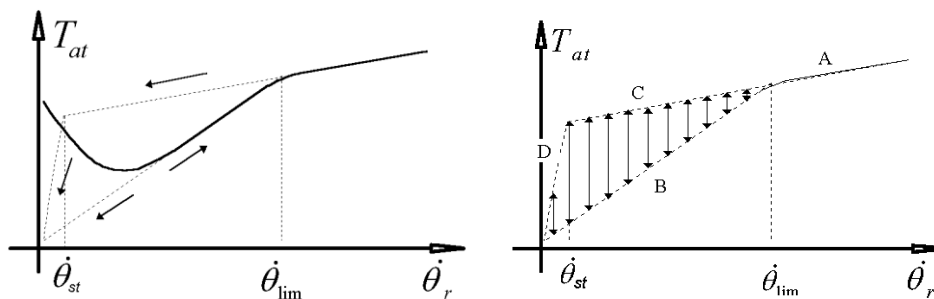


Figura 2.5: Trajetórias de atrito representando o efeito *stick-slip*

O algoritmo proposto em (Gomes, 2006) objetivando a obtenção do coeficiente de atrito viscoso para representar o fenômeno *stick-slip* em uma região de baixas velocidades é o seguinte:

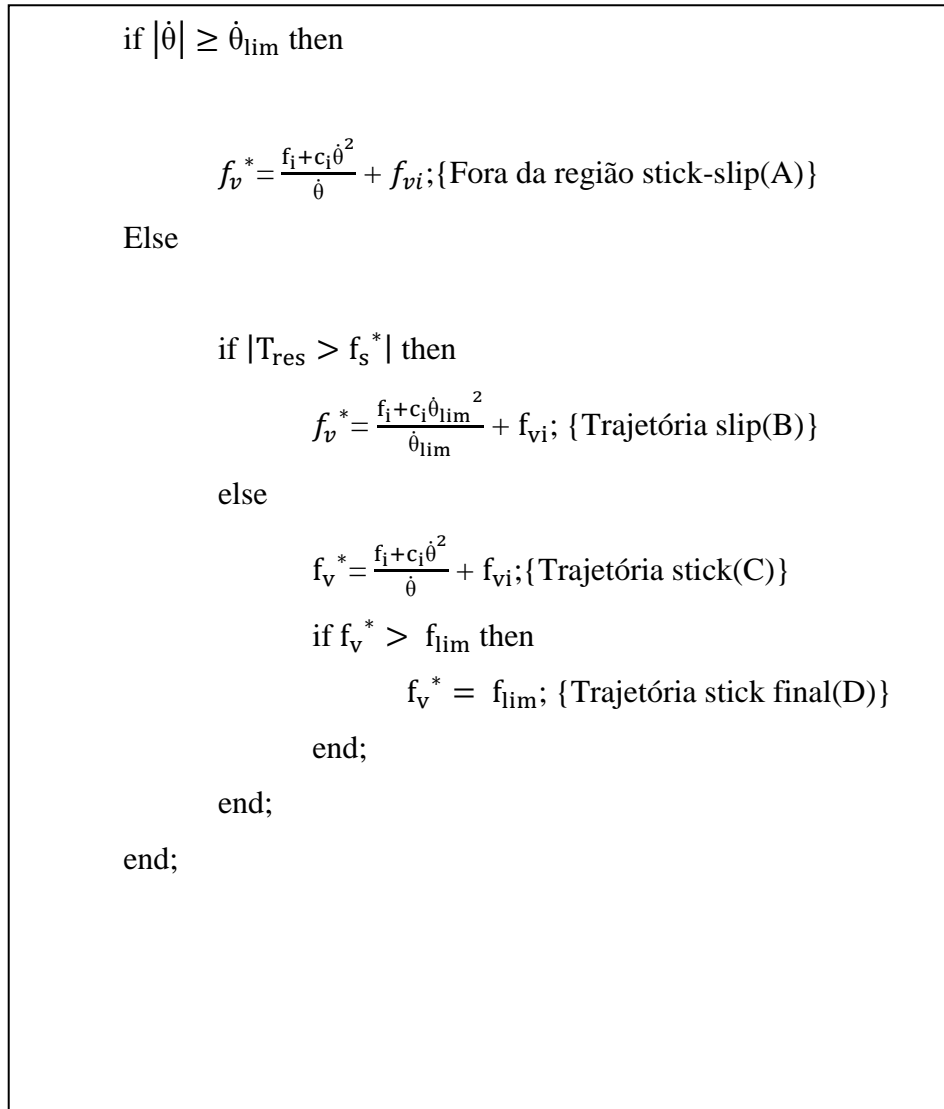


Figura 2.6 Algoritmo de Gomes

No algoritmo existe uma componente f_{lim} que é o maior valor que pode assumir o coeficiente de atrito viscoso variável para que os modos *stick-slip* existam, o que acontece na trajetória D da Figura 2.5, ou seja, na trajetória *stick* final antes da velocidade zero. A componente pode ser calculada na Eq. (2.9):

$$f_{lim} = \left| \frac{f_i + c_i \dot{\theta}_{st}^2}{\dot{\theta}_{st}} \right| + f_{vi} \quad (2.9)$$

Onde:

$\dot{\theta}_{st}$ é a menor velocidade fisicamente possível.

Ainda sobre a Eq. (2.9), $\dot{\theta}_{st}$ é a menor velocidade fisicamente possível, sendo que abaixo deste valor existem apenas deslocamentos micro-elásticos entre os materiais em contato, o que configura a fase de pré-deslizamento (Casanova, 2007). Na equação, $\dot{\theta}_{st}$ é representada por 2,5% da menor velocidade estacionária possível em malha aberta. Isto é possível de ser calculado multiplicando-se a velocidade limite por um parâmetro γ que representa uma porcentagem da menor velocidade possível em malha aberta ($\gamma = 0.025$). Assim, $\dot{\theta}_{st}$ é calculado como sendo $\dot{\theta}_{st} = \gamma\dot{\theta}_{lim}$.

Outra componente existente no algoritmo é T_{res} , que representa o torque resultante da articulação do atuador. O torque pode ser avaliado a partir de Eq. (2.10):

$$T_{res} = T_m - T_l \quad (2.10)$$

A Eq. (2.10) apresenta uma componente T_l que representa o torque da carga acoplada à saída do redutor. T_l , na verdade, pode conter diferentes valores dependendo do modelo dinâmico do atuador utilizado. Caso não exista contato da carga com obstáculos ou outros torques de carga, T_l é nulo. Neste caso, a equação seria simplificada em $T_{res} = T_m$.

Conforme a equação do atuador com aproximação rígida, apresentado na Eq. (2.1), a dinâmica pode ser representada na forma matricial (Gomes, 2003) e o modelo de Gomes fica representado pela Eq. (2.11).

$$\begin{pmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & \frac{-f_v^*(\dot{\theta}, T_m)}{I} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{I} \end{pmatrix} T_m = \dot{\vec{x}} = A(\vec{x}, T_m)\vec{x} + BT_m \quad (2.11)$$

2.5 SIMULAÇÃO E EXPERIMENTOS EM MALHA ABERTA

Nesta seção são apresentadas as simulações para cada modelo de atrito estudado (Gomes, 2009). As simulações foram realizadas com software interativo de alto desempenho MATLAB. Os gráficos de simulações de cada modelo são comparados através de testes experimentais que visam à validação dos modelos propostos e a comparação de precisão de cada modelo de atrito. Os resultados aqui apresentados foram realizados em malha aberta. É importante observar que todas as simulações foram feitas sob as mesmas condições do experimento. Um sinal senoidal PWM (Pulse-Width-Modulation) é aplicado ao motor com uma frequência de 0.5 Hertz. O sinal PWM é então convertido em um sinal de corrente, produzindo um torque no motor do atuador. O motor utilizado para a geração de torque aplica um torque máximo de 1.74 Nm. Ressalta-se que as simulações foram realizadas sob as mesmas condições dos resultados experimentais, ou seja, os mesmos torques motores experimentais foram aplicados nas simulações.

A Tabela 2.3 apresenta as constantes utilizadas em todos os modelos estudados.

Tabela 2.3: Constantes para obter a inércia do rotor

I_r	0.01334 kgm ²
I_s	0.0173 kgm ²
n	100
I	$I_r + \left(\frac{I_s}{n^2}\right)$

2.5.1 Simulação e experimento do atrito de LuGre

A Figura 2.7 apresenta o resultado com o modelo LuGre, o qual possibilitou uma significativa contribuição na modelagem do atrito em atuadores. O modelo considera a

inclusão do efeito *Stribeck*, além de observar a existência do fenômeno de pré-deslizamento e contato através de hastes elásticas.

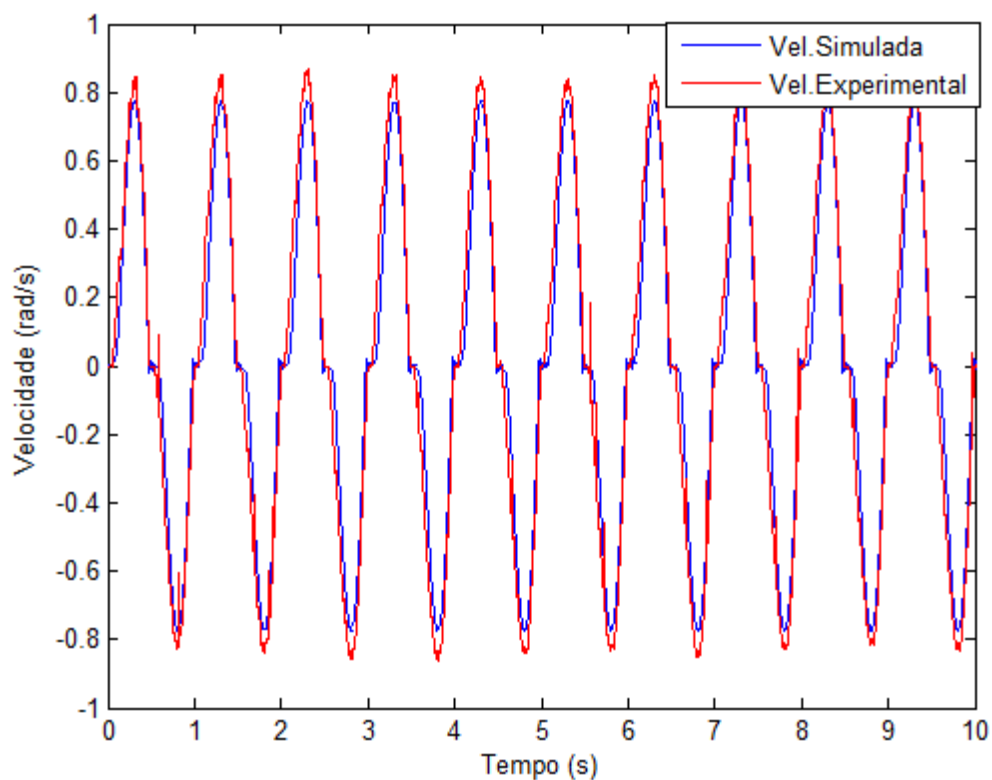


Figura 2.7: Gráfico da Velocidade Experimental comparada com a Velocidade obtida com o modelo de LuGre

Sob o ponto de vista de desempenho, o modelo LuGre, por considerar uma série de efeitos do atrito, apresenta um resultado muito próximo da realidade. No gráfico apresentado (Figura 2.7), a trajetória da velocidade simulada com o modelo (linha azul) é bastante aproximada da trajetória experimental (linha vermelha). Em razão disso, o LuGre é um modelo citado e utilizado em diversas teses e experimentos. No entanto, o modelo, assim como os anteriores, desconsidera a aplicação do torque motor nos dois sentidos de rotação. O desempenho, portanto, é satisfatório no sentido positivo, mas no negativo há diferenças significativas nas trajetórias.

A Tabela 2.4 apresenta as constantes utilizadas no trabalho para a simulação do modelo LuGre.

Tabela 2.4: Coeficientes do modelo de atrito de LuGre

Taxa de Atrito	0.93
γ (porcentagem)	0.025
α (curva)	-5
τ_0 (coeficiente de rigidez)	1500
τ_1 (termo de amortecimento)	0.01
$\dot{\theta}_{lim}$ (velocidade limite)	0.17 rd/s
f_{cp} (atrito seco positivo)	0.1661 Nm
f_{cn} (atrito seco negativo)	-0.1693 Nm
f_c (atrito seco)	$(f_{cp} - f_{cn})/2$
f_s (atrito estático)	Taxa de Atrito* $(f_{cp} - f_{cn}) / 2 = 0.156$
f_v (atrito viscoso)	0.2046 Nm/rd/s
$\dot{\theta}_{st}$ (velocidade Stribeck)	$\gamma * \dot{\theta}_{lim}$

A Figura 2.8 traz uma ampliação relativa a uma passagem da velocidade pelo valor zero.

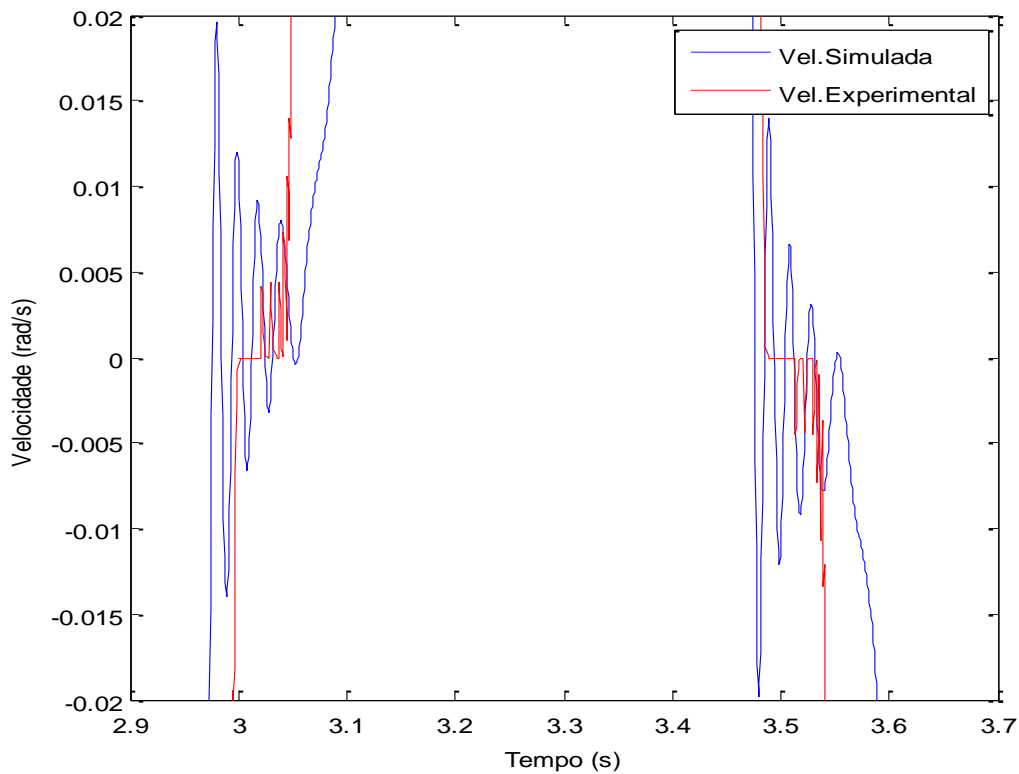


Figura 2.8: Ampliação relativa a uma passagem da velocidade pelo valor zero no modelo de Lugre

2.5.2 Simulação e experimento do atrito de Gomes

A Figura 2.9 apresenta o modelo de atrito intitulado como Gomes. Uma das principais contribuições deste modelo é a ótima representação do fenômeno stick-slip, comum em atuadores operando em baixas velocidades. Além disso, considera o atrito nos dois sentidos diferentes de rotação, horário (positivo) e anti-horário (negativo). Estas características conferem ao modelo de Gomes o melhor desempenho em malha aberta entre todos os modelos estudados no trabalho. A trajetória de velocidade simulada (linha azul) é visualmente muito próxima da trajetória experimental (linha vermelha) em ambos os sentidos de rotação. Sendo assim, o atrito de Gomes pode ser considerado um modelo que também representa bem o fenômeno do atrito.

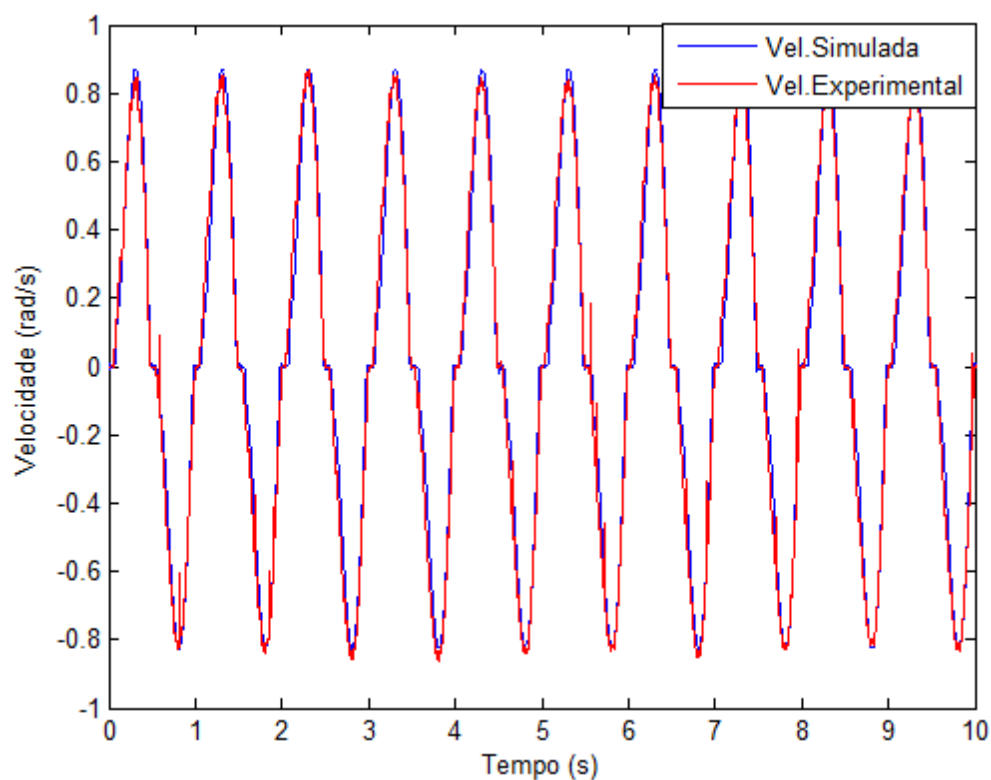


Figura 2.9: Gráfico da Velocidade Experimental comparada com a Velocidade obtida com o modelo de Gomes

A Tabela 2.5 apresenta as constantes utilizadas no trabalho para a simulação do modelo de atrito Gomes.

Tabela 2.5: Coeficientes do modelo de atrito de Gomes

Taxa de Atrito	0.93
f_{cp} (atrito seco positivo)	0.1661 Nm
f_{cn} (atrito seco negativo)	-0.1693 Nm
f_{vp} (atrito viscoso positivo)	0.1999 Nm/rd/s
f_{vn} (atrito viscoso negativo)	0.2093 Nm/rd/s
c_p (coeficiente de atrito positivo)	-0.0268 Nm/rd ² /s ²
c_n (coeficiente de atrito negativo)	0.0292 Nm/rd ² /s ²

γ (porcentagem)	0.025
$\dot{\theta}_{lim}$ (velocidade limite)	0.07 rd/s
$\dot{\theta}_{st}$ (velocidade Stribeck)	$\gamma * \dot{\theta}_{lim}$

A Figura 2.10 fornece uma ampliação do modelo de Gomes para mostrar o efeito stick slip.

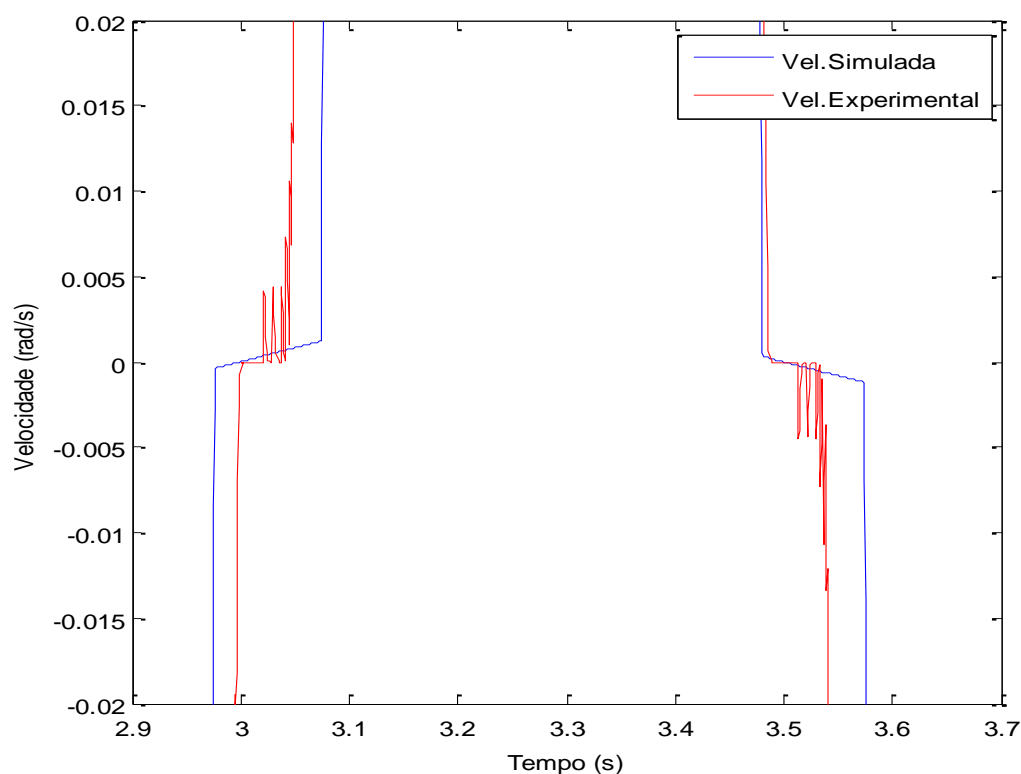


Figura 2.10: Aproximação para mostrar o efeito stick slip no modelo de Gomes

2.6 COMPARAÇÃO DOS MODELOS DE ATRITO

Diversos modelos de atrito encontrados na literatura procuram expor os fenômenos citados anteriormente, mas nesses casos os modelos são difíceis de serem colocados em

prática, devido ao fato da identificação dos parâmetros utilizados nos modelos ser feita de forma nebulosa, ou seja, não apresentam os procedimentos necessários para se encontrar os parâmetros envolvidos.

O modelo de Gomes se difere dos modelos clássicos pelo fato do atrito ser representado diretamente na dinâmica interna do sistema e por ter uma fácil identificação de parâmetros, o que torna sua implementação mais simples que os demais modelos. Resultados de simulações em malha aberta com o modelo de Gomes mostraram-se muito próximos a experimentos realizados sob as mesmas condições.

Devido a esses motivos optou-se pela utilização do modelo de Gomes na aplicação das leis de controle testadas em simulações.

**CINEMÁTICA E DINÂMICA DE VEÍCULOS
SUBAQUÁTICOS**

3. CINEMÁTICA E DINÂMICA DE VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS

3.1 INTRODUÇÃO

Robôs subaquáticos possuem dinâmicas não lineares e ainda, apresentam grande dificuldade no equacionamento e na determinação dos parâmetros dos seus modelos dinâmicos. Pode-se citar, por exemplo, cabos umbilicais, propulsores e esforços dinâmicos tais como arrasto e sustentação, os quais dependem de fatores de forma e são realmente difíceis de identificar experimentalmente, de forma a se conhecer os seus parâmetros. Por essa razão, eles têm recebido maior atenção dos pesquisadores.

A dinâmica de veículos subaquáticos é não linear, multivariável e acoplada. Este acoplamento se torna mais significativo dependendo da trajetória escolhida e do estado em que a dinâmica se encontra (transitório ou estacionário). Assim, o comportamento dinâmico para um determinado grau de liberdade poderia estar sendo negligenciado caso um modelo incompleto estivesse sendo adotado. Por isso, faz-se necessária uma modelagem do sistema com todos os graus de liberdade.

Portanto, qualquer lei de controle que tenha a pretensão de apresentar bons resultados experimentais, deve conter alguma característica de robustez, de forma a manter o desempenho e a estabilidade mesmo em presença de dinâmicas não modeladas ou variações paramétricas, responsáveis por diferenças entre modelo nominal e planta física.

O contexto desse capítulo nos traz uma síntese sobre a modelagem cinemática e dinâmica de veículos subaquáticos baseados nos estudos de (Gomes, 2002), (Tavares, 2003) e (Souza, 2003).

3.2 CINEMÁTICA

3.2.1 Introdução

Quando se controla um veículo subaquático o importante é obter sua posição e velocidade em relação a um referencial inercial fixo na Terra, mas como toda a dinâmica de um veículo é modelada no referencial móvel, há a necessidade de se obter transformações (que dependem de coordenadas isoladas) de um referencial para outro. Segundo a SNAME (Society of Naval Architects and Marine Engineers), conforme figura (3.1), elas são:

- u = velocidade linear na direção do eixo longitudinal X_0 do referencial do veículo, movimento de avanço (*surge*);
- v = velocidade linear na direção do eixo transversal Y_0 do referencial do veículo, movimento de balanço (*sway*);
- w = velocidade linear na direção do eixo normal Z_0 do referencial do veículo, movimento de oscilação (*heave*);
- p = velocidade angular na direção X_0 , movimento de rolamento (*roll*);
- q = velocidade angular na direção Y_0 , movimento de arfagem (*pitch*);
- r = velocidade angular na direção Z_0 , movimento de guinada (*yaw*).
- x = posição da origem do referencial do corpo expressa no referencial inercial X.
- y = posição da origem do referencial do corpo expressa no referencial inercial Y.
- z = posição da origem do referencial do corpo expressa no referencial inercial Z
- ϕ = orientação angular relativa a rotação em torno do eixo X (inercial).
- θ = orientação angular relativa a rotação em torno do eixo Y (inercial).
- ψ = orientação angular relativa a rotação em torno do eixo Z (inercial).
- X, Y, Z, K, M, N representam todas as forças e momentos exercidas no veículo.

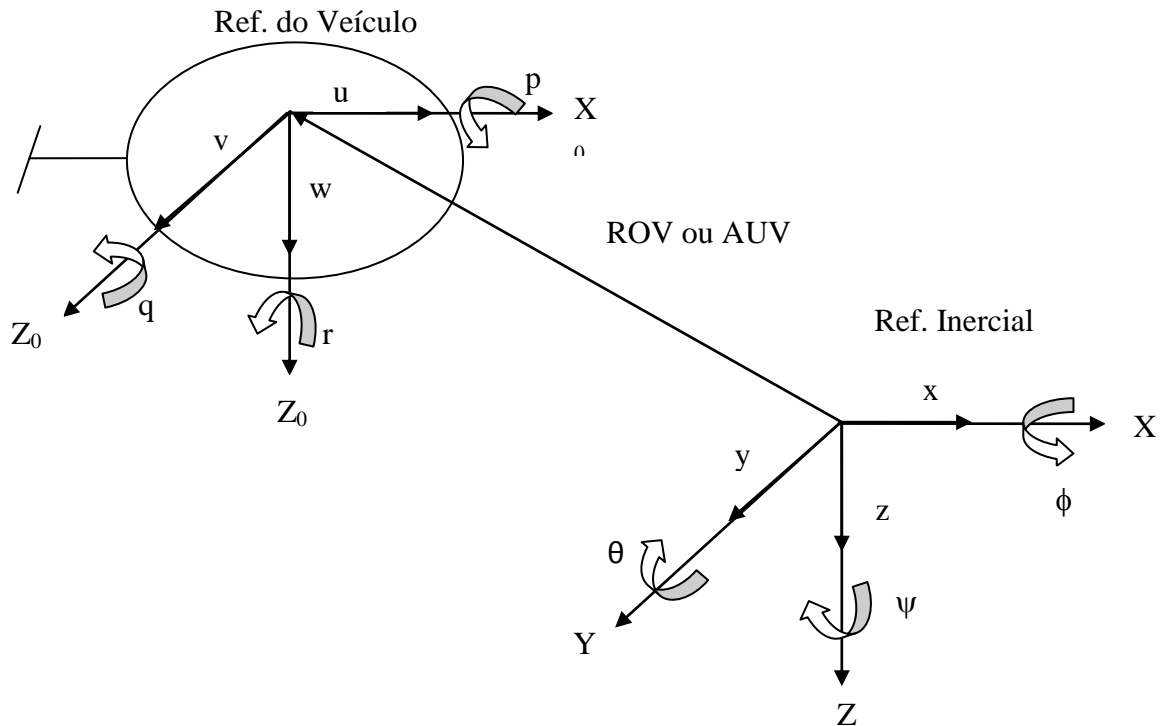


Figura 3.1- Referencial inercial e referencial do corpo.

Na figura acima, considera-se o eixo longitudinal X apontando para o Norte (frente), o eixo transversal Y apontando para o Leste (lado direito) e o eixo normal Z na direção vertical apontando para o fundo do mar.

Os vetores velocidade linear (\mathbf{v}_1) e velocidade angular (\mathbf{v}_2) podem ser escritos no sistema do corpo como:

$$\mathbf{v}_1 = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} \text{ e } \mathbf{v}_2 = \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

De maneira análoga, os vetores velocidades linear e angular inercial podem ser escritos como:

$$\dot{\mathbf{q}}_1 = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} \text{ e } \dot{\mathbf{q}}_2 = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$$

onde $\dot{\boldsymbol{\eta}}_1$ é o vetor velocidade linear e $\dot{\boldsymbol{\eta}}_2$ é o vetor que expressa a taxa de variação da orientação do veículo, relativa ao sistema inercial.

Estes quatro vetores formam os vetores velocidade do corpo (\mathbf{v}) e velocidade inercial ($\dot{\boldsymbol{\eta}}$) seguintes:

$$\mathbf{v} = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \text{ e } \dot{\boldsymbol{\eta}} = \begin{bmatrix} \dot{\boldsymbol{\eta}}_1 \\ \dot{\boldsymbol{\eta}}_2 \end{bmatrix}$$

Integrando-se as velocidades no referencial inercial obtém-se os vetores de posição de centro de massa ($\boldsymbol{\eta}_1$) e orientação ($\boldsymbol{\eta}_2$) do veículo por ângulos de Euler:

$$\boldsymbol{\eta}_1 = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}, \boldsymbol{\eta}_2 = \begin{bmatrix} \phi \\ \theta \\ \psi \end{bmatrix} \text{ e } \boldsymbol{\eta} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\eta}_1 \\ \boldsymbol{\eta}_2 \end{bmatrix}$$

Os vetores de forças ($\boldsymbol{\tau}_1$) e torques ($\boldsymbol{\tau}_2$) aplicados ao veículo e expressos no referencial do corpo são:

$$\boldsymbol{\tau}_1 = \begin{bmatrix} \sum X \\ \sum Y \\ \sum Z \end{bmatrix}, \boldsymbol{\tau}_2 = \begin{bmatrix} \sum K \\ \sum M \\ \sum N \end{bmatrix} \text{ e } \boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{bmatrix}$$

onde τ_1 representa os somatórios das forças e τ_2 os somatórios dos momentos aplicados, respectivamente, nas direções X_0 , Y_0 e Z_0 do referencial do corpo.

3.2.2 Conversão de velocidades

As velocidades angulares referenciadas ao sistema de coordenadas do veículo podem ser integradas diretamente para se obter as coordenadas angulares atuais, mas não há sentido para isso, devido ao fato de que essa integral não possuiria qualquer interpretação física (Innocenti e Campa, 1999). O problema da cinemática consiste na transformação das coordenadas das velocidades do referencial do veículo para o referencial fixo na terra.

Para tais transformações existem três métodos, que têm suas principais características mostradas através de uma tabela comparativa por (Tavares, 2003.)

Tabela 3.1 – Comparação entre os métodos (Tavares, 2003)

	ângulos de Euler	parâmetros de Euler	parâmetros de Rodrigues
Número de parâmetros	3 ϕ, θ, ψ	4 $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$	3 ρ_1, ρ_2, ρ_3
Singularidades	$\theta = \pm 90^\circ$	não possui	$\alpha = 180^\circ$
Orientação do veículo	fácil visualização	difícil visualização	Difícil visualização
Exatidão	razoável	Boa	Boa

Conforme (Dominguez, 1989), os veículos subaquáticos possuem singularidades (figura 3.2), mas eles são projetados para operar longe destas singularidades.

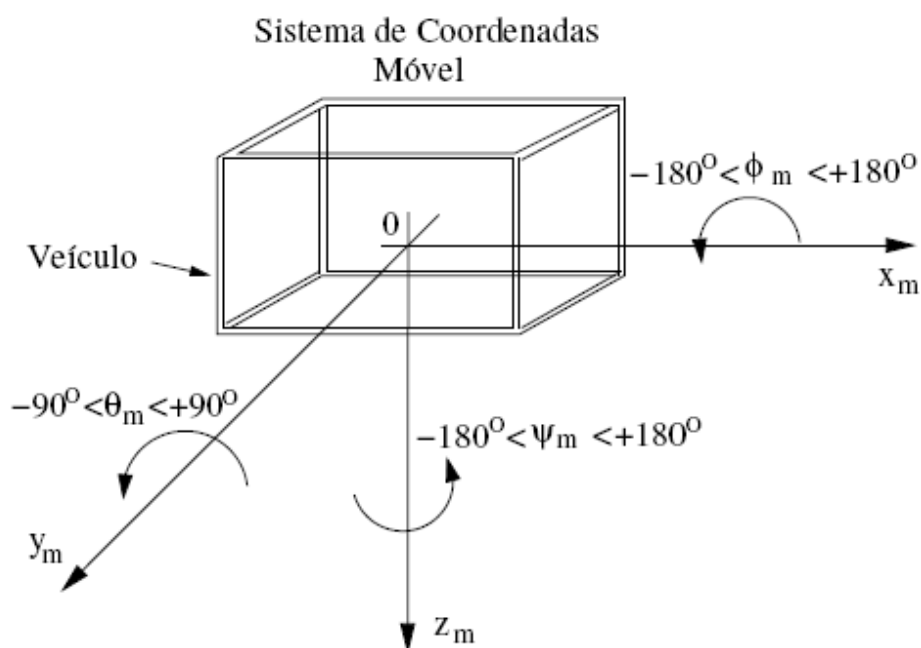


Figura 3.2- Restrições, geralmente utilizadas, nos movimentos angulares de veículos submarinos.

Por ser utilizado na maioria dos trabalhos pesquisados e ter uma implementação simples, além de apresentar uma fácil visualização física na orientação do veículo e uma exatidão razoável, optou-se no referido trabalho pela utilização dos ângulos de Euler.

3.2.3 Ângulos de Euler

Utiliza-se um operador transformação não linear J_1 que se baseia em dois sistemas de coordenadas para relacionar as componentes dos vetores velocidades linear do referencial do corpo v_1 para o referencial inercial $\dot{\eta}_1$ (fixo na terra), que traduz a equação da cinemática do sistema.

$$\dot{\eta}_1 = J_1(\eta_1)v_1 \quad (3.1)$$

$J_1(\eta_1)$ é a matriz de transformação de coordenadas entre os dois sistemas que representa as rotações sofridas pelo veículo nos eixos x, y e z e é descrita como

$$J_1(\eta_1) = J_z^T(\psi)J_y^T(\theta)J_x^T(\phi) \quad (3.2)$$

$$J_z^T(\psi) = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\text{sen} \psi & 0 \\ \text{sen} \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$J_y^T(\theta) = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \text{sen} \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\text{sen} \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

$$J_x^T(\phi) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & -\text{sen} \phi \\ 0 & \text{sen} \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Onde :

$J_z^T(\psi)$, $J_y^T(\theta)$ e $J_x^T(\phi)$ representam a rotações dos ângulos ψ , θ e ϕ ao longo do eixo Z, Y e X

Substituindo (3.3), (3.4) e (3.5) em (3.2) chega-se na forma final da matriz de transformação:

$$\mathbf{J}_1(\boldsymbol{\eta}_1) = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & -s\psi c\phi + c\psi s\theta s\phi & s\psi s\phi + c\psi c\phi s\theta \\ s\psi c\theta & c\psi c\phi + s\phi s\theta s\psi & -c\psi s\phi + s\theta s\psi c\phi \\ -s\theta & c\theta s\phi & c\theta c\phi \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

onde $s \cdot = \text{sen}(\cdot)$ e $c \cdot = \text{cos}(\cdot)$. A matriz de transformação $\mathbf{J}_1(\boldsymbol{\eta}_2)$ é ortogonal (Fossen, 1994).
Então:

$$\mathbf{J}_1^{-1}(\boldsymbol{\eta}_1) = \mathbf{J}_1^T(\boldsymbol{\eta}_1) \quad (3.7)$$

Obtendo-se assim:

$$\mathbf{J}_1^{-1}(\boldsymbol{\eta}_1) = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & s\psi c\theta & -s\theta \\ -s\psi c\phi + c\psi s\theta s\phi & c\psi c\phi + s\psi s\theta s\phi & c\theta s\phi \\ s\psi s\phi + c\psi s\theta c\phi & -c\psi s\phi + s\psi s\theta s\phi & c\theta c\phi \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

De maneira análoga, a transformação das velocidades de rotação $\dot{\boldsymbol{\eta}}_2$ e v_2 entre os dois sistemas de coordenadas é obtida pelo operador $\mathbf{J}_2(\boldsymbol{\eta}_2)$, através da expressão:

$$\dot{\boldsymbol{\eta}}_2 = \mathbf{J}_2(\boldsymbol{\eta}_2)v_2 \quad (3.9)$$

$$\mathbf{J}_2(\boldsymbol{\eta}_2) = \begin{bmatrix} 1 & s\phi t\theta & c\phi t\theta \\ 0 & c\phi & -s\phi \\ 0 & s\phi/c\theta & c\phi/c\theta \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

onde $t \cdot = \text{tan}(\cdot)$.

Nota-se que

$$\mathbf{J}_2^{-1}(\boldsymbol{\eta}_2) \neq \mathbf{J}_2^T(\boldsymbol{\eta}_2) \quad (3.11)$$

As equações (3.1) e (3.9) juntas formam uma única transformação capaz de obter as velocidades linear e angular.

$$\begin{bmatrix} \dot{\boldsymbol{\eta}}_1 \\ \dot{\boldsymbol{\eta}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_1(\boldsymbol{\eta}_1) & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{J}_2(\boldsymbol{\eta}_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{v}_1 \\ \mathbf{v}_2 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Define-se:

$$\begin{aligned} \dot{\boldsymbol{\eta}} &= \begin{bmatrix} \dot{\boldsymbol{\eta}}_1 \\ \dot{\boldsymbol{\eta}}_2 \end{bmatrix} \\ \mathbf{J}(\boldsymbol{\eta}) &= \begin{bmatrix} \mathbf{J}_1(\boldsymbol{\eta}_1) & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{J}_2(\boldsymbol{\eta}_2) \end{bmatrix} \\ \mathbf{v} &= \begin{bmatrix} \mathbf{v}_1 \\ \mathbf{v}_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Obtem-se assim uma forma reduzida para a equação (3.12)

$$\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{v} \quad (3.14)$$

3.3 DINÂMICA

3.3.1 Introdução

Neste capítulo apresentam-se as equações do modelo matemático da dinâmica de veículos subaquáticos que são obtidas através de mecânica Newtoniana (Fossen, 1994) ou pelo formalismo de Lagrange. O modelo considera o veículo com seis graus de liberdade que atua como um corpo rígido, onde sua estrutura mecânica sofre uma interação com o meio aquático e com a ação dos propulsores. No equacionamento considera-se também a ação de

diversas forças externas (massa adicional, restauradora, arrasto e sustentação e propulsão) e seus respectivos momentos. Deve-se lembrar que se o veículo não for autônomo, existe a força de tração do cabo, que é maior com a incidência da corrente oceânica.

Os ROVs considerados na presente dissertação foram o Nerov (projetado e construído pelo Departamento de Engenharia Cibernética do Instituto Norueguês de Tecnologia (NTH)) e o Tatuí (construído pela CONSUB / RJ), que serão detalhados no decorrer da dissertação.

3.3.2 Dinâmica do corpo rígido

A equação da dinâmica do corpo na forma matricial-vetorial, obtida no referencial do corpo e desconsiderando a corrente oceânica é ((Gomes, 2002) e (Tavares, 2003)):

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{v}} + \mathbf{C}(\mathbf{v})\mathbf{v} + \mathbf{D}(\mathbf{v})\mathbf{v} + \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) = \boldsymbol{\tau} \quad (\text{dinâmica}) \quad (3.15)$$

$$\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{v} \quad (\text{cinemática}) \quad (3.16)$$

Onde:

- \mathbf{M} é a matriz de inércia total do sistema ($\mathbf{M} = \mathbf{M}_{\text{RB}} + \mathbf{M}_{\text{A}}$);
- $\mathbf{C}(\mathbf{v})$ é a matriz Coriolis e centrípeta ($\mathbf{C}(\mathbf{v}) = \mathbf{C}_{\text{RB}}(\mathbf{v}) + \mathbf{C}_{\text{A}}(\mathbf{v})$);
- $\mathbf{D}(\mathbf{v})$ é a matriz de arrasto e sustentação;
- $\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})$ é o vetor de forças e momentos restauradores;
- $\boldsymbol{\eta}$ é o vetor de posição e orientação no referencial inercial ($\boldsymbol{\eta} = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T$);
- $\boldsymbol{\tau}$ é o vetor de forças e momentos dos propulsores;
- $\mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})$ é a matriz de transformação por ângulos de Euler;
- \mathbf{v} é o vetor velocidade no referencial do corpo ($\mathbf{v} = [u, v, w, p, q, r]^T$);
- $\dot{\boldsymbol{\eta}}$ é o vetor velocidade no referencial inercial ($\dot{\boldsymbol{\eta}} = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}]^T$).

De maneira semelhante (Fossen, 1994) pode-se obter o modelo dinâmico considerando a corrente oceânica.

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{v}} + \mathbf{C}(\mathbf{v}_r)\mathbf{v}_r + \mathbf{D}(\mathbf{v}_r)\mathbf{v}_r + \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) = \boldsymbol{\tau} \quad (\text{dinâmica}) \quad (3.17)$$

$$\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{v}_r + \mathbf{v}_c^E \quad (\text{cinemática}) \quad (3.18)$$

Segundo Cunha (1992), o fato de desprezar a variação da corrente, não faz alterar significativamente o comportamento dinâmico, desde que a corrente oceânica e/ou a velocidade do veículo sejam pequenas.

Onde:

$$\mathbf{v}_c^E = [\mathbf{u}_c^E, \mathbf{v}_c^E, \mathbf{w}_c^E, 0, 0, 0]^T \quad (3.19)$$

e é a velocidade da corrente no referencial inercial onde a rotação da corrente é desprezada.

$$\mathbf{v}_r = \mathbf{v} - \mathbf{v}_c \quad (3.20)$$

E \mathbf{v}_r é denominada de velocidade relativa, obtida pela velocidade do veículo menos a velocidade da corrente.

3.3.3 Matrizes do modelo

Para obter o modelo dinâmico anteriormente citado na Eq. (3.17) é necessário conhecer cada um dos elementos que compõem essas matrizes (FOSSEN, 1994), (D'SOUZA e GARG, 1984), (DOMINGUEZ, 1989), (CUNHA, 1992) e (SOUZA, MURUYAMA, 2002):

- Matriz de inércia

A matriz de inércia é obtida pela soma das matrizes

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_{RB} + \mathbf{M}_A \quad (3.21)$$

$$\mathbf{M}_{RB} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_G & -my_G \\ 0 & m & 0 & -mz_G & 0 & mx_G \\ 0 & 0 & m & my_G & -mx_G & 0 \\ 0 & -mz_G & my_G & I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ mz_G & 0 & -mx_G & -I_{xy} & I_y & -I_{yz} \\ -my_G & mx_G & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_z \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\mathbf{M}_A = - \begin{bmatrix} X_{\ddot{u}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_{\ddot{v}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_{\ddot{w}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{\dot{p}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

onde \mathbf{M}_{RB} é a matriz que entra com a massa, coordenadas do centro de gravidade, produtos e momentos de inércia do corpo rígido e \mathbf{M}_A é a matriz que contabiliza o deslocamento da água durante o movimento do veículo. A força de massa adicional deve-se à inércia do volume de fluido que envolve o veículo. Para que o veículo acelere em relação ao fluido, ele deve vencer a sua própria inércia e também a inércia do fluido que é deslocado com o movimento do veículo. Isto faz com que o veículo aparente ter uma massa superior à sua massa real (Tavares, 2003).

Segundo Gomes, (2002) a massa acrescentada deve ser vista como forças e momentos devido a pressão induzida no veículo devido ao movimento harmônico do corpo que é proporcional a aceleração do corpo. Conseqüentemente a força da massa concentrada tem uma fase de 180° em relação ao movimento harmônico do corpo.

- Matriz de Coriolis e centrípeta

A matriz de Coriolis e centrípeta também é obtida pela soma de duas matrizes

$$\mathbf{C}(\mathbf{v}) = \mathbf{C}_{RB}(\mathbf{v}) + \mathbf{C}_A(\mathbf{v}) \quad (3.24)$$

$$\mathbf{C}_{RB}(\mathbf{v}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -m(y_G q + z_G r) & m(y_G p + w) & m(z_G p - v) \\ m(x_G q - w) & -m(z_G r + x_G p) & m(z_G q + u) \\ m(x_G r + v) & m(y_G r - u) & -m(x_G p + y_G q) \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$\begin{bmatrix} m(y_G q + z_G r) & -m(x_G q - w) & -m(x_G r + v) \\ -m(y_G p + w) & m(z_G r + x_G p) & -m(y_G r - u) \\ -m(z_G p - v) & -m(z_G q + u) & m(x_G p + y_G q) \\ 0 & -I_{yz}q - I_{xz}p + I_z r & I_{yz}r + I_{xy}p - I_y q \\ I_{yx}q + I_{xz}p - I_z r & 0 & -I_{xz}r - I_{xy}q + I_x p \\ -I_{yz}r - I_{xy}p + I_y q & I_{xz}r + I_{xy}q - I_x p & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_A(v) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & A_{33}w & -A_{22}v \\ 0 & 0 & 0 & -A_{33}w & 0 & A_{11}u \\ 0 & 0 & 0 & A_{22}v & -A_{11}u & 0 \\ 0 & A_{33}w & -A_{22}v & 0 & A_{66}r & -A_{55}q \\ -A_{33}w & 0 & A_{11}u & -A_{66}r & 0 & A_{44}p \\ A_{22}v & -A_{11}u & 0 & A_{55}q & -A_{44}p & 0 \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

onde $\mathbf{C}_{RB}(v)$ é a matriz das forças de Coriolis e centrípeta relacionada com o movimento de massa do veículo e $\mathbf{C}_A(v)$ é uma matriz igual a anterior só relativa a massa acrescentada.

- Matriz de arrasto e sustentação

Encontram-se alguns modelos na literatura para representar a matriz de arrasto e sustentação (matriz de amortecimento), alguns mais simples outros mais completos. O modelo de Dominguez (1989) e Cunha (1992), é considerado o mais completo, porém, mais lento devido à necessidade de consultas às curvas do levantamento experimental dos coeficientes de arrasto e sustentação conforme figura (3.3). Já o modelo de Fossen (1994) é considerado mais simples, porém, mais rápido.

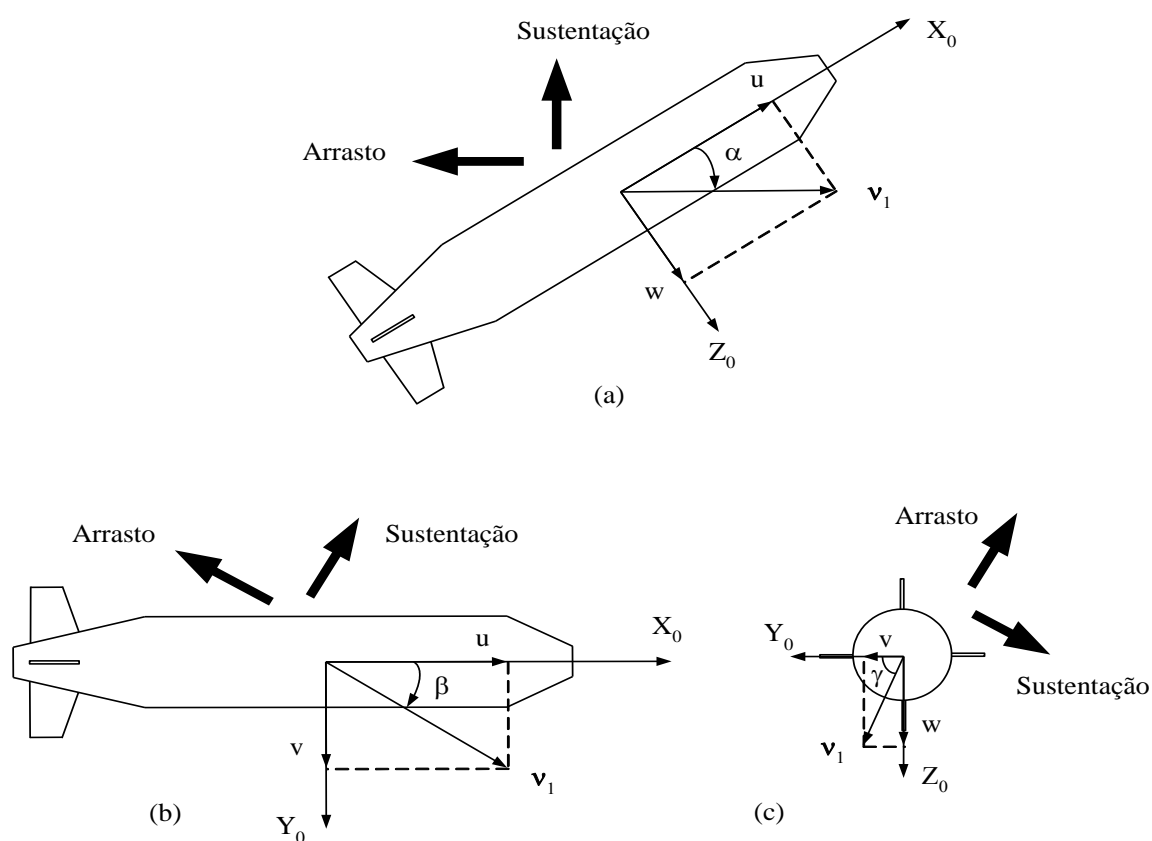


Figura 3.3 – Ângulo de ataque (α), ângulo de deriva (β) e ângulo de ataque lateral (γ)

Segundo Tavares (2003), existe a possibilidade de se utilizar um modelo mais simplificado, que resultaria em menos tempo de simulação com o mesmo resultado, pois esses dependem do formato do veículo, da rugosidade da sua superfície, da velocidade de operação e da lei de controle utilizada. Constatou-se no referido trabalho, após diversas simulações, com diferentes modelos e leis de controle, que para os veículos utilizados (Nerov e Tatuí), não há diferenças significativas entre os modelos encontrados, optando-se pelo modelo de Fossen (1994), devido ao menor tempo de simulação. Assim a matriz de amortecimento é representada sob a forma:

$$\mathbf{D}(\mathbf{v}) = \begin{bmatrix} X_u + X_{|u|u}|u| & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_v + Y_{|v|v}|v| & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_w + Z_{|w|w}|w| & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p + K_{|p|p}|p| & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_q + M_{|q|q}|q| & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_r + N_{|r|r}|r| \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

onde X_u , Y_v , Z_w , K_p , M_q e N_r são coeficientes de amortecimento linear e $X_{|u|u}$, $Y_{|v|v}$, $Z_{|w|w}$, $K_{|p|p}$, $M_{|q|q}$ e $N_{|r|r}$ os coeficientes de amortecimento quadráticos.

- Forças restauradoras

Pode-se observar na fig. 3.4 que se o centro de gravidade (CG) é projetado para ficar um pouco abaixo do centro de empuxo (CB), os momentos produzidos por peso e empuxo atuam na direção vertical e possuem direções contrárias no sentido de tentar trazer os ângulos de rolamento (ϕ) e de arfagem (θ) para zero. Por esta razão, forças de peso e empuxo são denominadas forças restauradoras. Alguns veículos podem possuir empuxo um pouco maior do que o peso (Prestero, 2001), garantindo que em qualquer problema no controle o veículo volte a superfície.

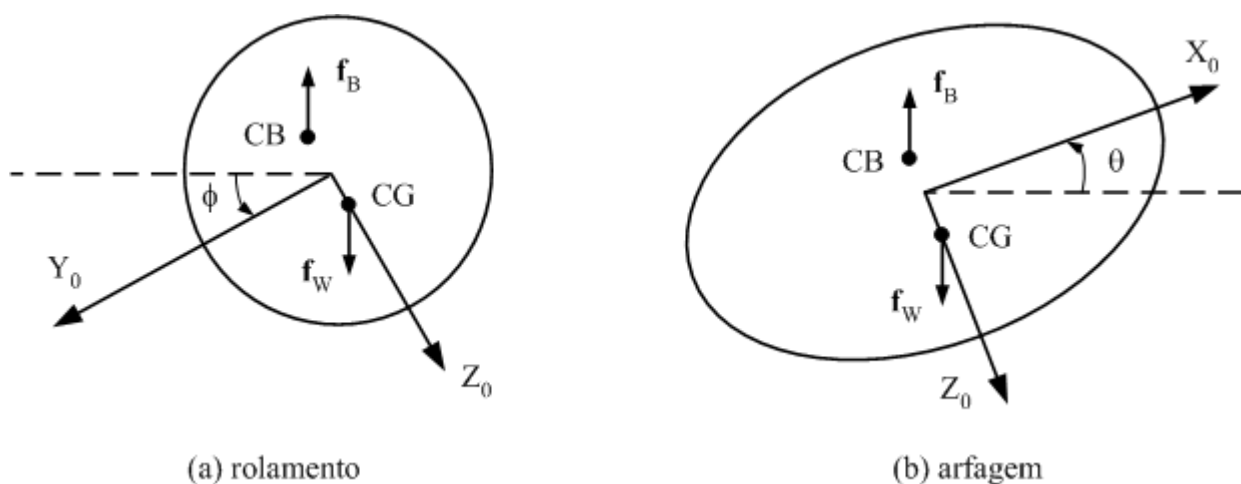


Figura 3.4 – Ação restauradora de peso e empuxo.

Os seus módulos são expressos por:

$$f_w = mg \quad (3.28)$$

$$f_B = \rho g \nabla \quad (3.29)$$

Onde:

f_w representa o peso, m é a massa, g é a aceleração da gravidade, f_B é o empuxo, ∇ é o volume do veículo e ρ é a massa específica do fluido.

A sua forma matricial fica sob a forma (Fossen, 1994):

$$\boldsymbol{\tau}_{WB} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_w + \mathbf{f}_B \\ \mathbf{M}_w + \mathbf{M}_B \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} (W - B)s\theta \\ -(W - B)c\theta s\phi \\ -(W - B)c\theta c\phi \\ -(y_G W - y_B B)c\theta c\phi + (z_G W - z_B B)c\theta s\phi \\ (z_G W - z_B B)s\theta + (x_G W - x_B B)c\theta c\phi \\ -(x_G W - x_B B)c\theta s\phi - (y_G W - y_B B)s\theta \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

onde W é o peso, B é o empuxo e θ , ϕ e ψ são as posições do centro de empuxo no referencial inercial.

3.3.4 Modelagem dinâmica dos propulsores

As forças e torques aplicados no centro de massa em decorrência da ação de cada propulsor são expressos como função da velocidade (medida em rps) dos propulsores que tem a forma matricial vetorial.

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (3.31)$$

Sendo p o número de propulsores, \mathbf{u} é um vetor de dimensão $p \times 1$ com elementos $u_i = |n_i|n_i$, \mathbf{B} é uma matriz de dimensão $6 \times p$ que depende dos coeficientes de empuxo e torque dos hélices ($T_{|nn|}$ e $Q_{|n|n}$) e das coordenadas do centro de empuxo (x_{pn} , y_{pn} e z_{pn}), cujos elementos estão distribuídos em função da localização dos propulsores.

A equação diferencial matricial-vetorial para a dinâmica dos propulsores pode ser expressa por:

$$\mathbf{P}\dot{\mathbf{n}} = \boldsymbol{\tau}_m - \boldsymbol{\tau}_r \quad (3.32)$$

onde \mathbf{P} é uma matriz diagonal contendo os momentos de inércia dos propulsores, $\dot{\mathbf{n}}$ é o vetor aceleração angular dos hélices, $\boldsymbol{\tau}_m$ é o vetor de torques motores e $\boldsymbol{\tau}_r$ é o vetor de torques resistentes.

3.3.5 Equações do movimento do Tatuí

O Tatuí é um veículo construído pela CONSUB / Rio de Janeiro, o qual é utilizado para inspeção de estruturas subaquáticas. Os parâmetros de simulação encontram-se em (Dominguez (1989), Cunha (1992) e Tavares (2003)). Este veículo possui apenas quatro propulsores, o que não permite que se controle de forma ativa todos os seis graus de liberdade. Em função da localização dos propulsores, os movimentos de rolamento e de arfagem são controlados de forma passiva pelas forças restauradoras. Portanto, apenas quatro movimentos são controlados ativamente: as três posições do centro de massa e o ângulo de guinada.

O Tatuí está representado de forma simplificada na figura (3.5), onde se pode observar a seguinte configuração dos propulsores:

- um propulsor localizado na parte frontal (P_1), paralelo ao eixo lateral;
- um propulsor localizado na parte central (P_2), paralelo ao eixo normal;
- dois propulsores laterais localizados na parte traseira (P_3 e P_4) e ligeiramente inclinados em relação ao eixo longitudinal.

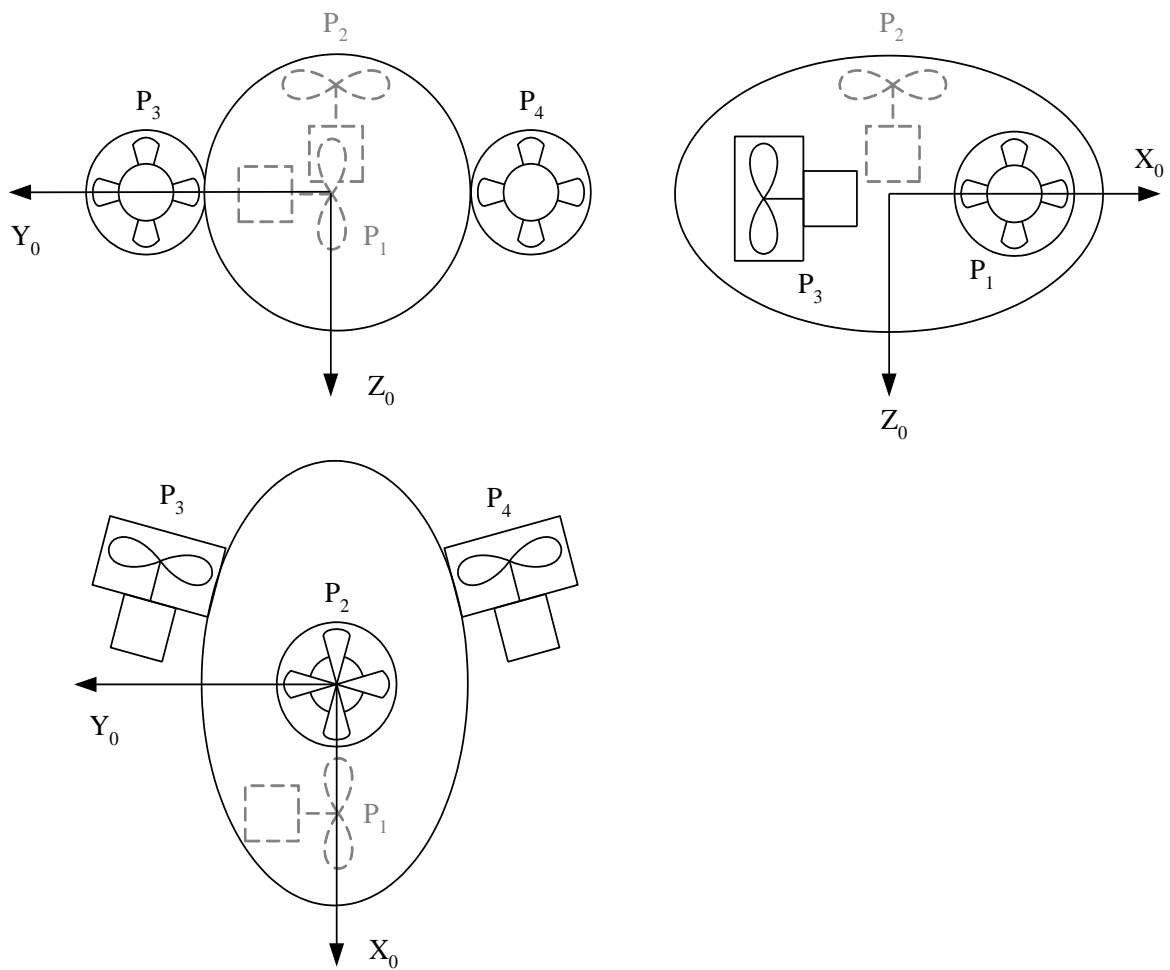


Figura 3.5 – Representação simplificada do ROV Tatuí.

As forças e momentos produzidos pelos propulsores dependem das características construtivas dos hélices, da rotação dos mesmos e da velocidade do veículo em relação ao fluido. Porém, o efeito da velocidade do veículo em relação ao fluido é pouco significativo, sendo muitas vezes negligenciado no modelo dinâmico.

Considerando-se esta simplificação, o vetor de forças e momentos de propulsão resulta em:

$$\tau = \mathbf{B}u \quad (3.33)$$

Sendo o número de propulsores igual a quatro, \mathbf{u} é um vetor de dimensão 4×1 com elementos $u_i = |n_i|n_i$, onde n_i é a velocidade de rotação do i -ésimo hélice. \mathbf{B} é uma matriz de dimensão 6×4 cujos elementos estão distribuídos em função da localização dos propulsores.

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & T_{|n|n} \cos \delta & -T_{|n|n} \cos \delta \\ T_{|n|n} & 0 & T_{|n|n} \sin \delta & T_{|n|n} \sin \delta \\ 0 & T_{|n|n} & 0 & 0 \\ -z_{p1} T_{|n|n} & y_{p2} T_{|n|n} & Q_{|n|n} \cos \delta - z_{p3} T_{|n|n} \sin \delta & Q_{|n|n} \cos \delta - z_{p4} T_{|n|n} \sin \delta \\ Q_{|n|n} & -x_{p2} T_{|n|n} & Q_{|n|n} \sin \delta + z_{p3} T_{|n|n} \cos \delta & -(Q_{|n|n} \sin \delta + z_{p4} T_{|n|n} \cos \delta) \\ x_{p1} T_{|n|n} & Q_{|n|n} & x_{p3} T_{|n|n} \sin \delta - y_{p3} T_{|n|n} \cos \delta & x_{p4} T_{|n|n} \sin \delta + y_{p4} T_{|n|n} \cos \delta \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

onde $T_{|n|n}$ e $Q_{|n|n}$ são, respectivamente, os coeficientes de empuxo e de torque dos propulsores e δ é o ângulo de ação dos propulsores 3 e 4 em relação ao eixo longitudinal do Tatuí e x_{pi} , y_{pi} e z_{pi} são as coordenadas do centro de empuxo.

A determinação das rotações necessárias à geração das forças e momentos solicitados pela lei de controle é feita a partir da seguinte equação:

$$\mathbf{u} = \mathbf{B}^+ \boldsymbol{\tau} = (\mathbf{B}^T \mathbf{B})^{-1} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\tau} \quad (3.35)$$

onde \mathbf{B}^+ é uma pseudo-inversa de \mathbf{B} .

Conhecendo-se as componentes do vetor de controle, obtém-se a velocidade do i -ésimo hélice sob a forma (Tavares, 2003):

$$n_i = \text{sign}(u_i) \sqrt{|u_i|} \quad (3.36)$$

As velocidades dos hélices dependem das tensões aplicadas aos motores de corrente contínua. Como as dinâmicas dos propulsores são bem mais rápidas do que a dinâmica do veículo, pode-se utilizar um modelo estático para estimar as tensões necessárias à obtenção das velocidades desejadas.

3.3.6 Equações do movimento do Nerov

O NEROV (*Norwegian Experimental Remotely Operated Vehicle*) é um veículo subaquático do tipo *open frame* (figura 3.6). Ele foi projetado e construído pelo Departamento de Engenharia Cibernética do Instituto Norueguês de Tecnologia (NTH), com o intuito de desenvolver e testar algoritmos de controle para veículos subaquáticos (Fossen e Balchen, 1991). A maioria dos parâmetros encontra-se nos trabalhos publicados sobre o NEROV (Fossen e Balchen, 1991; Fjellstad, 1994; Spangelo e Egeland, 1994, Tavares, 2003).

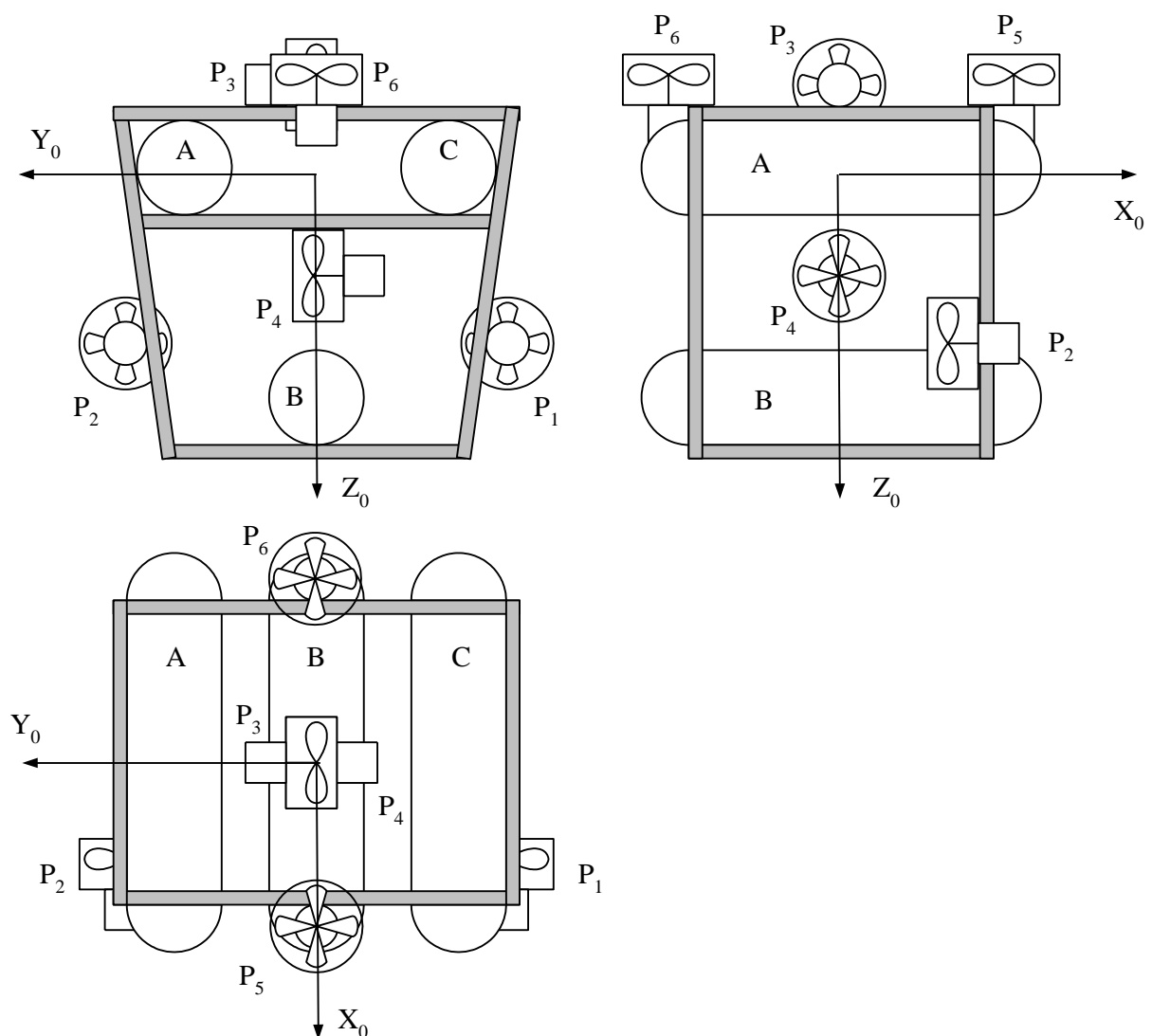


Figura 3.6 – Desenho simplificado do Nerov.

O veículo possui três compartimentos (A, B e C) para acomodação das baterias, sensores e sistema computacional. As baterias estão acondicionadas no compartimento inferior (B), com o objetivo de deslocar o centro de gravidade para abaixo do centro de empuxo.

A propulsão é feita por seis motores de corrente contínua de ímãs permanentes (24V/400W) diretamente acoplados aos hélices, com dois deles atuando em cada direção do referencial do corpo. Assim, pode-se controlar os seis graus de liberdade do veículo.

As velocidades dos propulsores do Nerov são controladas diretamente pelas tensões aplicadas aos mesmos (Tavares, 2003). Já as velocidades dos propulsores determinam as forças e momentos que controlam o veículo.

O vetor de controle \mathbf{u} e a matriz de propulsão \mathbf{B} são, respectivamente (Tavares, 2003):

$$\mathbf{u} = [u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, u_6]^T \quad (3.37)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} T_{|n|n} & -T_{|n|n} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & T_{|n|n} & T_{|n|n} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & T_{|n|n} & -T_{|n|n} \\ Q_{|n|n} & Q_{|n|n} & -z_{p3}T_{|n|n} & -z_{p4}T_{|n|n} & y_{p5}T_{|n|n} & -y_{p6}T_{|n|n} \\ z_{p1}T_{|n|n} & -z_{p2}T_{|n|n} & Q_{|n|n} & -Q_{|n|n} & -x_{p5}T_{|n|n} & x_{p6}T_{|n|n} \\ -y_{p1}T_{|n|n} & y_{p2}T_{|n|n} & x_{p3}T_{|n|n} & x_{p4}T_{|n|n} & Q_{|n|n} & Q_{|n|n} \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

sendo a nomenclatura a mesma que foi descrita para o Tatuí.

O Nerov possui seis propulsores e, portanto, a matriz de propulsão \mathbf{B} tem dimensão 6x6. Isto permite que o vetor de controle \mathbf{u} seja determinado a partir da inversão da matriz de propulsão \mathbf{B} . Assim, obtém-se a seguinte expressão:

$$\mathbf{u} = \mathbf{B}^{-1}\boldsymbol{\tau} \quad (3.39)$$

Conhecendo-se as componentes do vetor de controle, obtém-se a velocidade do i -ésimo hélice sob a forma (Tavares, 2003):

$$n_i = \text{sign}(u_i) \sqrt{|u_i|} \quad (3.40)$$

As velocidades dos hélices dependem das tensões aplicadas aos motores de corrente contínua. Como as dinâmicas dos propulsores são bem mais rápidas do que a dinâmica do veículo, pode-se utilizar um modelo estático para estimar as tensões necessárias à produção das velocidades desejadas.

LEIS DE CONTROLE

4. LEIS DE CONTROLE

4.1 CONTROLE CLÁSSICO PROPORCIONAL, INTEGRAL E DERIVATIVO (PID)

Neste tipo de ação de controle combinam-se as ações proporcional, integral e derivativa para gerar um só sinal de controle. O objetivo é aproveitar as características de cada ação para melhorar o comportamento transitório do sistema. O sinal de controle gerado possui a forma:

$$u(t) = -k_p e(t) - k_d \frac{de(t)}{dt} - k_i \int_0^t e(t) dt \quad (4.1)$$

onde:

k_p é o ganho proporcional, k_d é o ganho derivativo, k_i é o ganho integral e $e(t)$ é o erro em posição, definido como sendo a posição de saída menos a de referência.

Portanto, neste tipo de ação de controle, o efeito destabilizador do controle PI é diminuído pela ação derivativa que tende a ampliar a estabilidade do sistema tornando-o mais amortecido (Franklin et al, 1994).

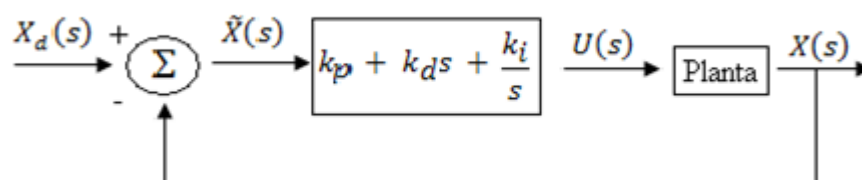


Figura 4.1. Diagrama de blocos do controle PID

A derivada de uma função está ligada à tendência de variação desta função em um determinado instante de tempo. A ação derivativa é dita *antecipatória* ou *preditiva* e tende a fazer com que o sistema reaja mais rapidamente à tendência de evolução de erro. Este fato faz com que a ação derivativa seja utilizada para a obtenção de respostas transitórias mais rápidas, ou seja, para a melhora do comportamento dinâmico do sistema em malha fechada (SUNADA, 2007).

4.2 CONTROLE BASEADO EM ESTRUTURA VARIÁVEL

O controle não linear por modos deslizantes é conhecido na literatura inglesa por *sliding mode control*, e foi desenvolvido por Emelyanov (1967) na União Soviética, melhorado por Utkin (1978) e depois aperfeiçoado por Slotine e Li (1991). Segundo Utkin (1978), esse controle é conhecido por manter desempenho e estabilidade, por apresentar bom comportamento no transitório, pela capacidade de rejeitar dinâmicas não-modeladas, insensibilidade a não linearidades da planta ou variação de parâmetros e grande robustez, devido a sua superfície ser definida apenas em função das variáveis de estado.

Inicialmente considera-se o sistema na forma de estado. Assim, a idéia principal é projetar o controle de modo que todas as trajetórias do sistema convirjam para a superfície de controle e nela permaneçam indefinidamente. Neste caso, há a necessidade de assegurar que essa superfície seja atrativa, isto é, que a trajetória acabe por atingi-la após um período de tempo. A condição necessária para que isso ocorra é definir uma “distância” à superfície de deslizamento por s^2 . Esta distância é zero quando a trajetória estiver sobre a superfície de deslizamento. Em caso contrário, deve-se assegurar que a derivada desta distância seja negativa. Em outras palavras, pode usar-se

$$V(x) = s^2 \tag{4.2}$$

como uma função de Lyapunov e para assegurar que a trajetória vai para $s = 0$ tem-se que:

$$\dot{V}(x) = \frac{1}{2} \dot{s} \dot{s} < 0 \quad (4.3)$$

A condição (4.3) assegura que a distância à superfície de deslizamento diminui ao longo das trajetórias do sistema. Com isto as trajetórias convergem para a superfície de deslizamento e uma vez atingindo esta superfície elas aí permanecem assegurando rastreamento com erro zero. Portanto esta é a condição de deslizamento que assegura que a superfície s seja uma superfície de deslizamento. O comportamento do sistema na superfície de deslizamento é chamada de regime ou modo deslizante.

Na superfície definida, as trajetórias descritas pelo vetor de estado deslizam assintoticamente para os valores desejados (*set points* ou valores de referência), justificando assim o nome de modo de deslizamento. Nessa superfície o comportamento do sistema sofre menor influência por parte de alterações paramétricas ou de distúrbios externos, o que dá a característica robusta ao sistema controlado. A figura (4.2) traz como exemplo, uma ilustração gráfica da atuação do controle no espaço tridimensional, na tentativa de conduzir o estado para a referência ou estado desejado.

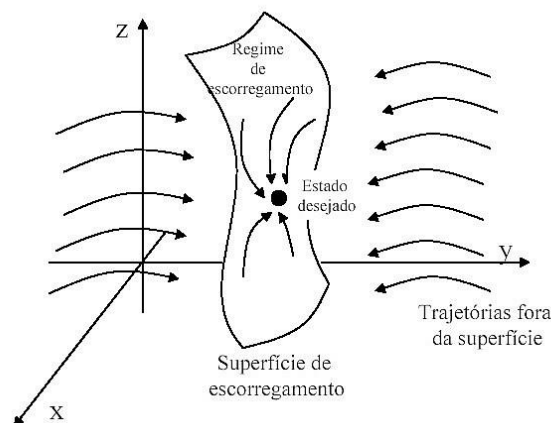


Fig. 4.2. Trajetórias convergindo para a superfície de deslizamento.

Considerando-se uma única entrada, o sistema pode ser posto na seguinte forma de estado:

$$\dot{x}^n = f(X) + b(X)u \quad (4.4)$$

onde X é o vetor de estados do sistema $X = [x \dot{x} \dots x^{n-1}]^T$, x é a saída de interesse, u é a entrada de controle e as funções genéricas $f(X)$, $b(X)$ são conhecidas, mas com uma faixa de incertezas em relação aos seus parâmetros.

Sendo X_d a referência desejada para os estados, o erro na trajetória é dado por

$$\tilde{X} = X - X_d \quad (4.5)$$

Portanto o projeto deve ser feito para que os estados X sigam X_d , ou seja, que tenham um erro de rastreamento zero.

4.2.1 Superfície simples

Definindo-se $\tilde{x} = x - x_d$ (erro em posição), a superfície de deslizamento simples $s(X, t)$ no espaço R^n é definida a partir da seguinte equação:

$$s(X, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \tilde{x} \quad (4.6)$$

Para $n = 2$, por exemplo:

$$s = \ddot{\tilde{x}} + \lambda \dot{\tilde{x}} \quad (4.7)$$

sendo λ uma constante positiva representada pela frequência de corte do filtro passa baixa.

Entretanto, a largura de banda do sistema (λ) em malha fechada não pode ser aumentada indefinidamente. Em Slotine & Li (1991), são fornecidas algumas regras práticas para o ajuste da mesma, como por exemplo:

1. a largura de banda deve ser menor que a frequência do primeiro modo ressonante

não modelado do sistema (f_{mr}), conforme a inequação: $\lambda < \frac{2\pi}{3} f_{mr}$

2. a largura de banda deve ser menor que 1/3 do inverso dos atrasos de transportes não incluídos no modelo (A_t), conforme a inequação: $\lambda < \frac{1}{3A_t}$

3. a largura de banda deve ser menor que 1/5 da taxa de amostragem do sistema (T_{as}), conforme a inequação: $\lambda < \frac{1}{5} T_{as}$.

Derivando-se (4.7) apenas uma vez aparece o termo x^n , o qual é substituindo em (4.4), possibilitando determinar a entrada u (sinal de controle).

Considera-se um sistema de segunda ordem dado por:

$$\ddot{x} = f(x, \dot{x}, t) + u(t) \quad (4.8)$$

A superfície é definida por $s(X,t)=0$, obtida em (4.6) com $n=2$. Derivando-se (4.7) em relação ao tempo e após substituindo-se em (4.8), tem-se:

$$\dot{s} = \ddot{x} - \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}} = -f - u + \ddot{x}_d - \lambda \dot{\tilde{x}} = 0 \quad (4.9)$$

Adota-se $n=2$, pois há a necessidade de se obter, após a derivada primeira da superfície, o termo \ddot{x} para a posterior substituição nos modelos de segunda ordem propostos na dissertação, possibilitando assim, determinar os respectivos sinais de controle.

Na ausência de erros de modelagem e de perturbações o controle teria a forma:

$$\hat{u} = -\hat{f} + \ddot{x}_d - \lambda \dot{\tilde{x}} \quad (4.10)$$

onde \hat{f} e \hat{u} são estimativas de f e u respectivamente. Para se lidar com essas incertezas do modelo, acrescenta-se um termo descontínuo, que é função do sinal da superfície s :

$$u = \hat{u} - k(x, \dot{x}, t) \text{ sinal}(s) \quad (4.11)$$

onde

$$k = F + \eta \quad (4.12)$$

representa o ganho do termo chaveado proporcional as incertezas do modelo, F é a limitante superior do erro em f , ou seja, $|\hat{f} - f| < F$ e η é uma constante definida positiva, sem muitas restrições de escolha, porém quanto maior ela for, maior será a velocidade de convergência e maior será o ganho do termo chaveado k . O valor escolhido normalmente é da mesma ordem do F para que o termo F da (Eq. 4.12) seja representativo no calculo de k :

O tempo necessário para que o sistema a ser controlado alcance a superfície de escorregamento é dado por

(4.13)

$$t_{\text{alcance}} \leq \frac{|s(0)|}{\eta}$$

$$\text{sinal}(s) = \begin{cases} 1, & \text{se } s > 0; \\ 0, & \text{se } s = 0; \\ -1, & \text{se } s < 0. \end{cases} \quad (4.14)$$

O modo deslizante ideal existe quando a trajetória do sistema rastreia a referência com erro zero para $t \geq t_1$ para algum t_1 . Para que isto aconteça deve-se ter um chaveamento infinitamente rápido. Em implementações reais a frequência de chaveamento é finita, o que leva a uma oscilação na vizinhança da superfície de deslizamento. Esta oscilação é chamada *chattering* (figura 4.3).

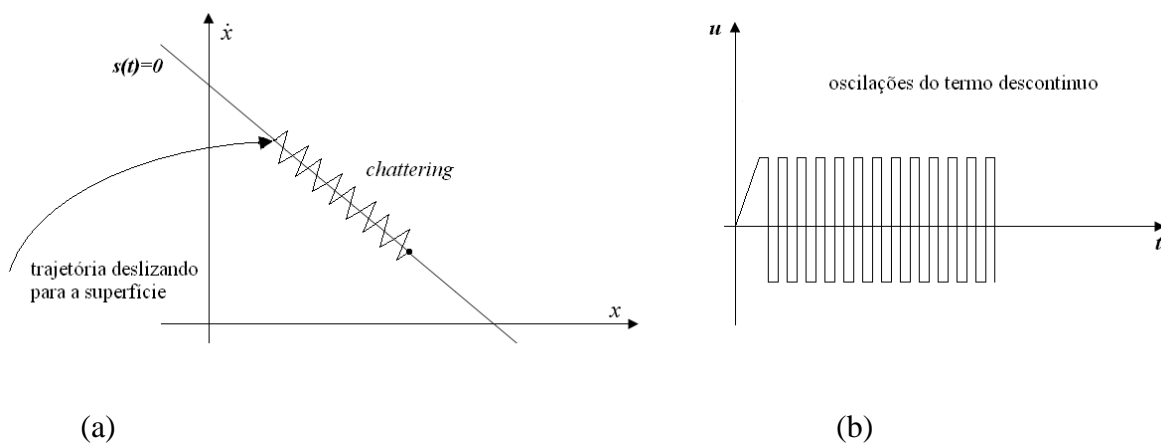


Figura 4.3. Fenômeno de *chattering* (a) oscilação na superfície, (b) oscilação do controle u

A alta atividade de controle ainda pode excitar a dinâmica não modelada. Uma possível forma de evitar chattering e manter a trajetória próxima à superfície $s = 0$, é apresentada a seguir. Uma estreita camada limite é considerada na vizinhança da superfície de deslizamento onde ϕ é dado por:

$$\phi = \frac{\max(k)}{\lambda} \quad (4.15)$$

a espessura da camada limite e a largura da camada é dada por

$$\epsilon = \frac{\phi}{\lambda^{n-1}} \quad (4.16)$$

O erro de acompanhamento fica limitado pela largura da camada limite

$$|\tilde{x}(t)| < \frac{\phi}{\lambda^{n-1}} \quad (4.17)$$

A camada limite é ilustrada na figura 4.4 para o caso de $n = 2$

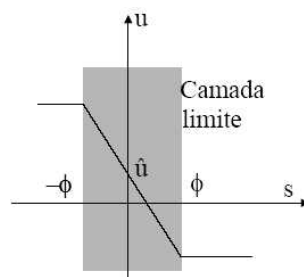


Figura 4.4: Suavização da lei de controle para evitar chattering(adaptado de Slotine e Li,1991)

Define-se uma “camada limite” de largura ϕ da superfície s , para suavizar a função sinal (4.14) e evitar assim o fenômeno de *chattering*, o qual corresponde a oscilações ou transições do sinal do controle em torno do valor zero. Assim, utiliza-se:

$$u = \hat{u} - k(x, \dot{x}, t) \text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) \quad (4.18)$$

onde:

$$\text{sat}(s/\phi) \begin{cases} \text{sinal}(s), \text{ se } \left| \frac{s}{\phi} \right| > 1; \\ \frac{s}{\phi}, \text{ se } \left| \frac{s}{\phi} \right| \leq 1; \end{cases} \quad (4.19)$$

4.2.2 Superfície integral

Para a superfície integral, o raciocínio é o mesmo, mas a superfície $s(t)$ assume a seguinte forma:

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} \left(\int_0^t \tilde{x} dr\right) \quad (4.20)$$

Para $n=3$, por exemplo:

$$s = \dot{\tilde{x}} + 2\lambda\tilde{x} + \lambda^2 \int_0^t \tilde{x} dr \quad (4.21)$$

Adota-se $n=3$, pois possibilita o surgimento de um termo integral na equação da superfície de controle. Essa é a razão pela qual essa superfície é chamada de superfície integral.

Derivando-se (4.21) em relação ao tempo, obtém-se:

$$\dot{s} = \ddot{\tilde{x}} + 2\lambda\dot{\tilde{x}} + \lambda^2\tilde{x} \quad (4.22)$$

sendo que, neste caso, a função do controle estimado assume a forma:

$$\hat{u} = -\hat{f} + \ddot{x}_d - 2\lambda\dot{\tilde{x}} - \lambda^2\tilde{x} \quad (4.23)$$

CONTROLE DE UM ATUADOR ROBÓTICO

5. CONTROLE DE UM ATUADOR ROBÓTICO

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo desenvolve-se um sistema de controle de posição para o atuador robótico utilizando-se da técnica de controle baseada em estrutura variável com superfícies simples e integral, descritas no capítulo 4.

Primeiramente o controle é aplicado ao atuador robótico. Simulações com variações paramétricas de 15% no torque de atrito (utiliza-se o modelo de Gomes visto no capítulo 2) são realizadas a fim de se analisar o comportamento da lei de controle de forma a compará-lo ao controlador clássico proporcional, integral e derivativo. Resultados experimentais são obtidos ilustrando o desempenho de cada lei de controle.

5.2 GERAÇÃO DA TRAJETÓRIA DE REFERÊNCIA

Nesta seção é apresentada uma trajetória de referência para o controle. Essa trajetória será utilizada em todas as simulações e experimentos de controle presentes neste trabalho. A trajetória é gerada a partir de uma função denominada traj, que para cada instante de tempo t retorna um vetor com a posição, a velocidade e a aceleração de referência:

$$[ad, vd, nd] = \text{traj}(t, p0, pf, tf)$$

onde $p0$ é a posição inicial, pf é a posição final desejada e tf é o tempo de resposta para atingir a posição final de referência.

A tática utilizada pela função é a de dividir o tempo de resposta tf em três partes:

- na primeira parte se aplica uma aceleração constante positiva, de modo que a velocidade cresça linearmente e a posição cresça de modo acelerado por uma função quadrática;
- no segundo momento a aceleração é 0, de modo que a velocidade se mantenha constante e a posição varie linearmente;

- no terceiro momento a aceleração adquire um valor negativo, que é o mesmo valor absoluto da primeira parte, de modo que a velocidade decresce linearmente até zerar e a posição cresce de modo desacelerado por uma função quadrática até atingir a posição desejada.

Após esse instante final, para entradas em traj com $t > t_f$, a velocidade e a aceleração de referências geradas são zero e a posição se mantém constante na posição final desejada. Desta forma gera-se o que é chamado perfil de velocidade trapezoidal.

5.3 CONTROLE DE POSIÇÃO PARA O ATUADOR ROBÓTICO BASEADO EM ESTRUTURA VARIÁVEL

Antes de se obter a lei de controle é necessário relembrar algumas equações importantes para a dedução do controle de posição para o atuador robótico utilizando estrutura variável por modos deslizantes com superfícies simples e integral (Gomes, 2008). O modelo dinâmico simplificado do atuador pode ser descrito pela seguinte equação:

$$I\ddot{\theta} + c\dot{\theta} = T_m \quad (5.1)$$

onde I é a inércia do rotor, c é o coeficiente de atrito e T_m é o torque motor. Para o controle com superfície variável, considera-se um modelo dinâmico que pode ser não linear, descrito pela seguinte equação geral:

$$\dot{x}^n = f(X) + b(X)u \quad (5.2)$$

onde X é o vetor de estados do sistema $X = [x \ \dot{x} \ \dots \ x^{n-1}]^T$, x é a saída de interesse, u é a entrada de controle e as funções genéricas $f(X)$, $b(X)$ são conhecidas, mas com uma faixa de incertezas em relação aos seus parâmetros.

Sendo X_d a referência desejada para os estados, o erro na trajetória é dado por

$$\tilde{X} = X_d - X \quad (5.3)$$

Portanto, o projeto deve ser feito para que os estados X sigam X_d , ou seja, que tenham um erro de rastreamento zero.

5.3.1 Superfície simples

Definindo-se $\tilde{x} = x_d - x$ (erro em posição), a superfície de deslizamento simples $s(X, t)$ no espaço R^n é definida a partir da seguinte equação:

$$s(X, t) = \left(\frac{d}{dt} + t \right)^{n-1} \tilde{x} \quad (5.4)$$

Para $n = 2$, por exemplo:

$$s = \dot{\tilde{x}} + \lambda \tilde{x} \quad (5.5)$$

sendo λ uma constante positiva. Derivando-se (5.5) apenas uma vez aparece o termo x^n , o qual é substituído em (5.2), possibilitando determinar a entrada u (sinal de controle).

Considera-se um sistema de segunda ordem dado por:

$$\ddot{x} = f(x, \dot{x}, t) + u(t) \quad (5.6)$$

A superfície é definida por $s(X, t) = 0$, obtida em (5.4) com $n=2$. Derivando-se (5.5) em relação ao tempo e após substituindo-se em (5.6) tem-se:

$$\dot{s} = \ddot{x}_d - \ddot{x} + \lambda \dot{\tilde{x}} = -f - u + \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}} = 0 \quad (5.7)$$

Na ausência de erros de modelagem e de perturbações o controle teria a forma:

$$\hat{u} = -\hat{f} + \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}} \quad (5.8)$$

onde \hat{f} e \hat{u} são estimativas de f e u respectivamente. Para se lidar com essas incertezas do modelo, acrescenta-se um termo descontínuo, que é função do sinal da superfície s :

$$u = \hat{u} + k(x, \dot{x}, t)\text{sinal}(s) \quad (5.9)$$

onde k representa o ganho do termo chaveado:

$$\text{sinal}(s) = \begin{cases} 1, & \text{se } s > 0; \\ 0, & \text{se } s = 0; \\ -1, & \text{se } s < 0. \end{cases} \quad (5.10)$$

Define-se uma “camada limite” de largura ϕ da superfície s , para suavizar a função sinal (5.10) e evitar assim o fenômeno de chattering, o qual corresponde a oscilações ou transições do sinal do controle em torno do valor zero. Assim, utiliza-se:

$$u = \hat{u} + k(x, \dot{x}, t)\text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) \quad (5.11)$$

onde:

$$\text{sat}(s/\phi) \begin{cases} \text{sinal}(s), & \text{se } \left|\frac{s}{\phi}\right| > 1; \\ \frac{s}{\phi}, & \text{se } \left|\frac{s}{\phi}\right| \leq 1; \end{cases} \quad (5.12)$$

Aplicando-se o modelo do atuador (5.1) em (5.7) e (5.8) e adotando-se:

$$\dot{\hat{x}} = \dot{\hat{\theta}}, \quad \ddot{x} = \ddot{\theta}, \quad \ddot{x}_d = \ddot{\theta}_d, \quad u = T_m \quad (5.13)$$

$$\hat{u} = \hat{T}_m \text{ e } f = -c\dot{\theta} \quad (5.14)$$

obtém-se duas equações, para \dot{s} e \hat{T}_m , respectivamente:

$$\dot{s} = \ddot{\theta}_d + \frac{c}{I}\dot{\theta} - \left(\frac{1}{I}\right)T_m + \lambda\dot{\theta} \quad (5.15)$$

$$\hat{T}_m = I\ddot{\theta}_d + c\dot{\theta} + \lambda\dot{\tilde{\theta}} \quad (5.16)$$

ficando o sinal de controle final sob a forma:

$$T_m = I\ddot{\theta}_d + c\dot{\theta} + \lambda\dot{\tilde{\theta}} + ks \operatorname{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) \quad (5.17)$$

5.3.2 Superfície integral

Para a superfície integral, o raciocínio é o mesmo, mas a superfície $s(t)$ assume a seguinte forma:

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} \left(\int_0^t \tilde{x} dr\right) \quad (5.18)$$

Para $n=3$, por exemplo:

$$s = \dot{\tilde{x}} + 2\lambda\tilde{x} + \lambda^2 \int_0^t \tilde{x} dr \quad (5.19)$$

Derivando-se (5.19) em relação ao tempo, obtém-se:

$$\dot{s} = \ddot{\tilde{x}} + 2\lambda\dot{\tilde{x}} + \lambda^2\tilde{x} \quad (5.20)$$

sendo que, neste caso, a função do controle estimado assume a forma:

$$\hat{u} = -\hat{f} + \ddot{x}_d + 2\lambda\dot{\tilde{x}} + \lambda^2\tilde{x} \quad (5.21)$$

Por fim, aplica-se (5.1) nas equações (5.20) e (5.21), usam-se as relações (5.13) e (5.14) e obtém-se o controle estimado e a superfície integral do modelo:

$$\dot{s} = \ddot{\theta}_d + \frac{c}{I}\dot{\theta} - \left(\frac{1}{I}\right)T_m + 2\lambda\dot{\tilde{\theta}}T_m + \lambda^2\tilde{\theta} \quad (5.22)$$

$$\hat{T}_m = I\ddot{\theta}_d + c\dot{\theta} + 2I\lambda\dot{\theta} + I\lambda^2\tilde{\theta} \quad (5.23)$$

ficando o sinal de controle final com a função de suavização sob a forma:

$$T_m = I\ddot{\theta}_d + c\dot{\theta} + 2Ii\dot{\theta} + I2I\tilde{\theta} + ksat\left(\frac{s}{\phi}\right) \quad (5.24)$$

5.4 SIMULAÇÕES PARA O ATUADOR ROBÓTICO

A seguir, são apresentadas simulações realizadas no Matlab com a função integradora ode45nn (que consiste numa alteração da função ode45 original), onde o tempo foi dividido em intervalos com 0,000651 s de passo de integração (equivalente ao passo de discretização numa implementação em tempo real). Durante cada intervalo, enquanto o sistema evolui, o controle é atualizado uma única vez, simulando assim, um controle discreto conforme implementado em tempo real.

Os resultados obtidos ilustram o comportamento do atuador robótico do tipo harmonic-drive com a aproximação rígida de 1 dof, considerando a dinâmica não linear do modelo. Foram aplicados os controles EVS (estrutura variável com superfície simples), EVI (estrutura variável com superfície integral) e PID (proporcional, integral e derivativo). A trajetória a ser seguida foi gerada adotando-se um perfil de velocidade trapezoidal, com posição inicial de 0 rd, posição final igual a 4 rd e passo de discretização de 0,000651s. O objetivo da trajetória era chegar até a posição final em 5 segundos e lá se manter por mais 5 segundos. Nos gráficos tem-se a referida trajetória de referência em vermelho, enquanto que a posição angular de saída está em azul. Das janelas gráficas a seguir (figuras 5.1-5.6), o gráfico superior esquerdo mostra a posição angular, o superior direito a velocidade angular, o inferior esquerdo o erro em posição e o inferior direito o torque motor de controle. É importante ressaltar que os projetos de ganhos dos controles proporcional (K_p), integral (K_i) e derivativo (K_d), o número de pontos da janela de esquecimento (j_n) e o ganho da frequência de corte do

filtro passa baixa (λ), ganho do termo chaveado (k) e camada limite (ϕ) do controle estrutura variável foram todos determinados de modo iterativo, a partir da análise dos resultados de diversas simulações, considerando-se o modelo nominal com a dinâmica linear de atrito (proporcional à velocidade) igual à planta física. Manteve-se como objetivo que todas as técnicas de controle tivessem desempenhos aproximadamente iguais quando se considera o modelo nominal idêntico à planta física e ambos lineares. As simulações realizadas considerando-se o caso ideal (modelo e planta idênticos e lineares) apresentam resultados excelentes, como já esperados e foram omitidos na presente dissertação. As simulações mostradas a seguir foram realizadas considerando-se a planta física não linear e, portanto, procuram ressaltar qual controlador consegue manter o bom desempenho sem comprometer a estabilidade, mesmo em presença de dinâmicas não modeladas (não consideradas no modelo nominal) e variações paramétricas.

Os ganhos utilizados em cada controlador foram:

a) Proporcional, integral e derivativo (PID)

$$K_p = 2.0332$$

$$K_d = 0.1964$$

$$K_i = 0.2$$

$$j_n = 50 \text{ (número de pontos para a janela de esquecimento)}$$

b) Estrutura variável (superfície simples e superfície integral)

$$\lambda = 20$$

$$k = 0.15$$

$$\phi = 0.1$$

a) *Simulação 1 (sem variação paramétrica):*

Observa-se que no sistema de controle EVS (Fig. 5.1), houve uma perda pequena de desempenho no seguimento da trajetória de referência, gerando um erro de estado estacionário significativo. O torque motor de controle teve um aumento aproximado de 29% (com relação à simulação com o modelo nominal linear) em razão da lei de controle tentar superar as não linearidades do modelo. Ressalta-se que em nenhum momento houve saturação do controle. Observa-se ainda que o erro de estado estacionário presente deva-se especificamente às não linearidades da dinâmica, devidas ao atrito interno do atuador.

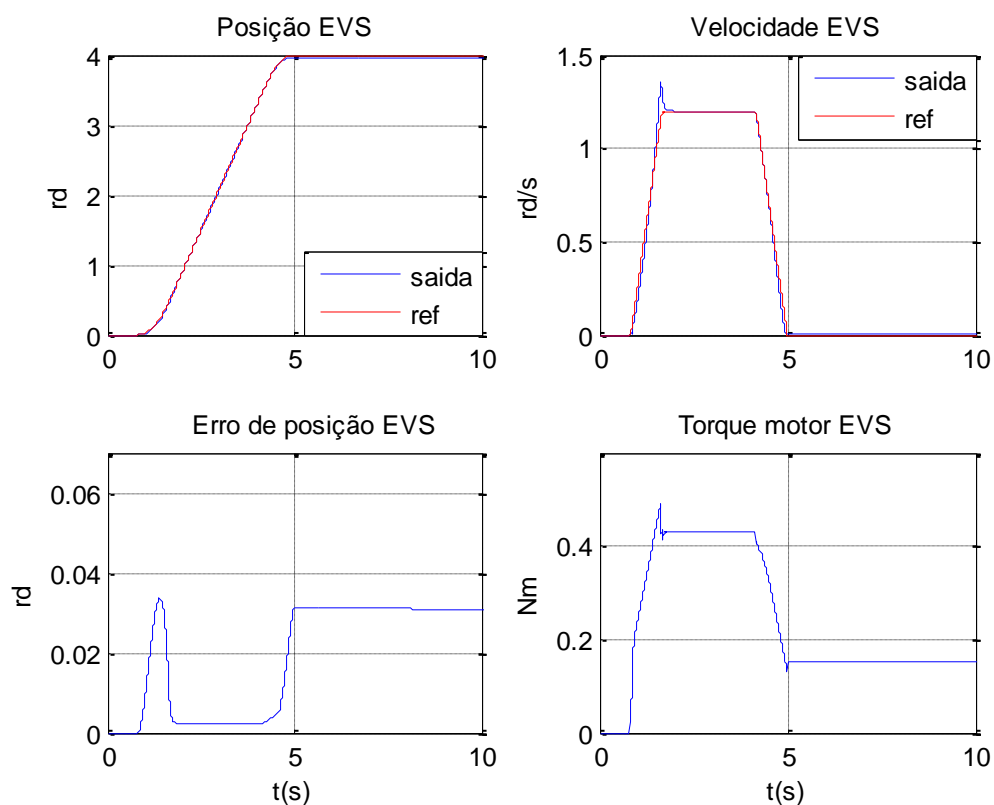


Fig. 5.1. Simulação do controle a estrutura variável com superfície simples

A simulação do controle com EVI é mostrada na (Fig. 5.2). Esse controle obteve resultado muito bom no seguimento da trajetória de referência, evidenciando um desempenho próximo do obtido com a simulação sobre a dinâmica linear. Houve também um acréscimo do torque motor de controle (com relação ao caso linear), mas este não chegou ao limite da saturação.

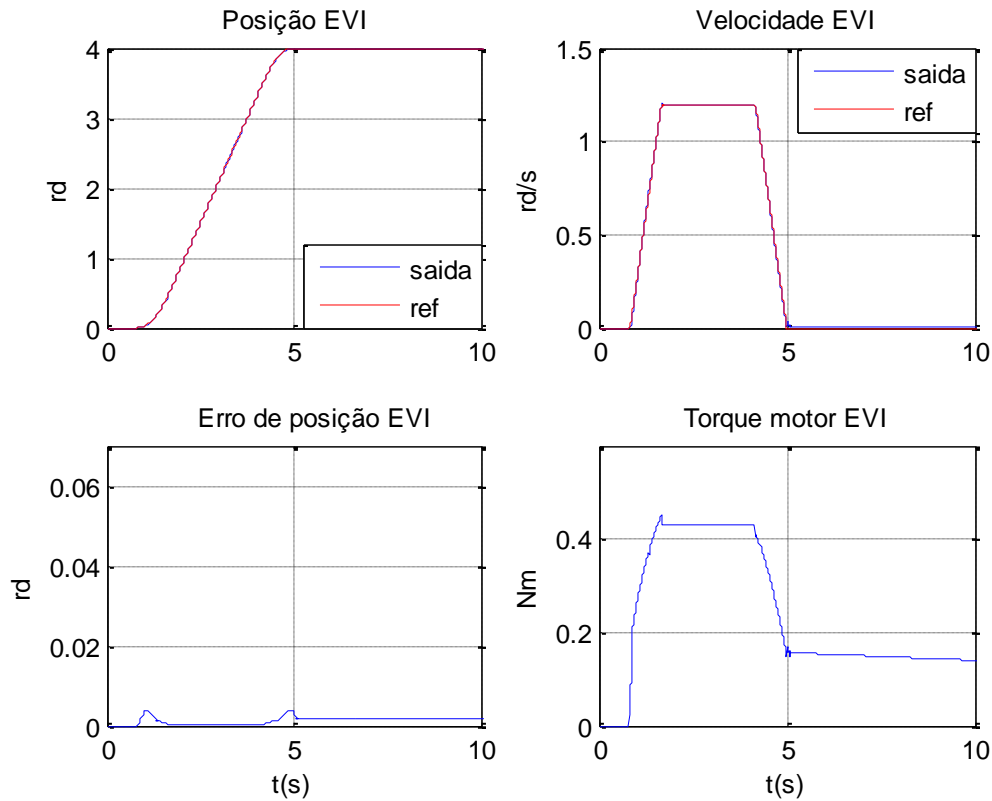


Fig. 5.2. Simulação do controle a estrutura variável com superfície integral

Percebe-se, na simulação com o sistema de controle PID mostrado na (Fig. 5.3), também um ótimo desempenho, bastante semelhante ao caso anterior (Fig. 5.2). Nas ((Fig.5.3) e (Fig.5.6)), a componente integral foi implementada utilizando-se uma janela de esquecimento para o somatório dos erros, conforme proposta em (Gomes e Bier, 1998). A janela de esquecimento consiste em trabalhar com um número fixo de valores de erro para compor o somatório dos erros. Se a janela tiver n valores, quando entrar o erro no passo j , retira-se do somatório o erro no passo $j-n$. Esse método possibilita que erros grandes de posição, presentes principalmente no início da busca pela referência possam ser desprezados após um dado tempo. Esta estratégia amplia a estabilidade na implementação do controle PID. Só faz sentido projetar a janela de esquecimento na componente integral quando essa age diretamente no torque de controle, o que não ocorre com o controle modo deslizante com superfície integral ((Fig.5.2) e (Fig.5.5)).

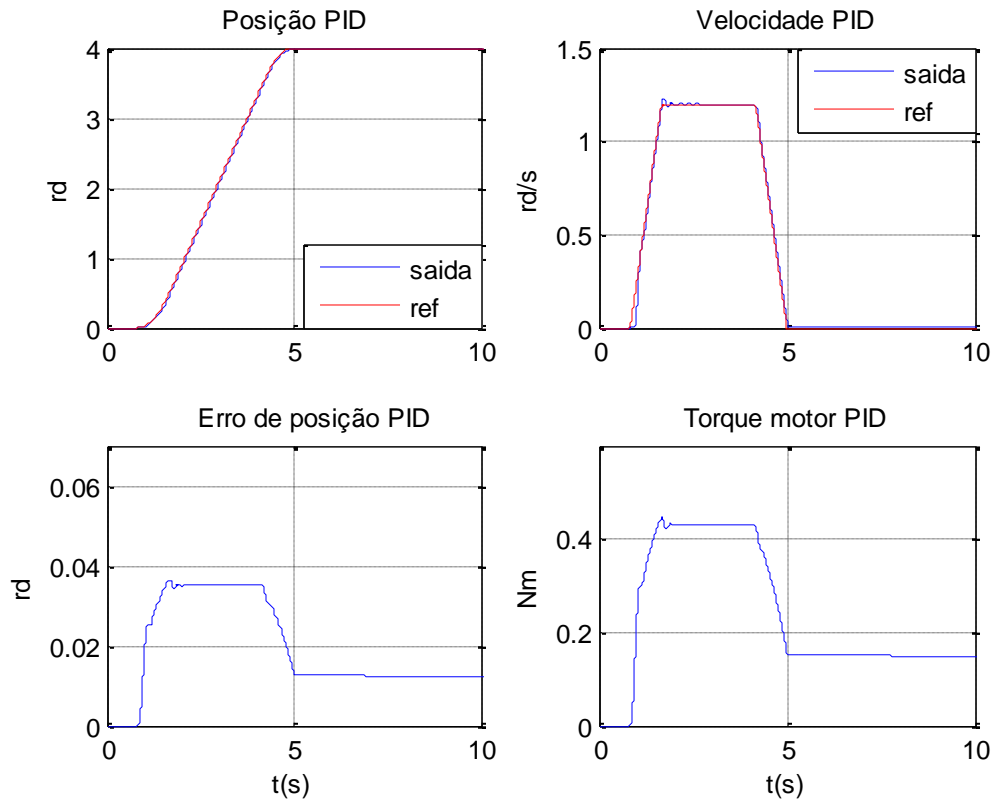


Fig. 5.3. Simulação do controle PID

b) Simulação 2 (com variação paramétrica)

Após diversas simulações para avaliar os efeitos das variações paramétricas (coeficiente de atrito viscoso variável e inércia do rotor), observou-se que o parâmetro considerado crítico para a dinâmica do atuador é o coeficiente de atrito viscoso variável. Nas simulações realizadas a seguir, optou-se para esse coeficiente uma variação paramétrica 15% maior que a estimada no controlador, procurando ressaltar qual lei de controle se mantém robusta o suficiente.

Nota-se que com o controle EVS, (Fig. 5.4), a velocidade do atuador se altera em relação à simulação realizada sem variação paramétrica (Fig. 5.1) de maneira a não conseguir acompanhar a velocidade de referência, acarretando uma perda considerável de desempenho, gerando um erro de estado estacionário muito grande, devido à ausência da componente integral na superfície de controle, inviabilizando a sua utilização.

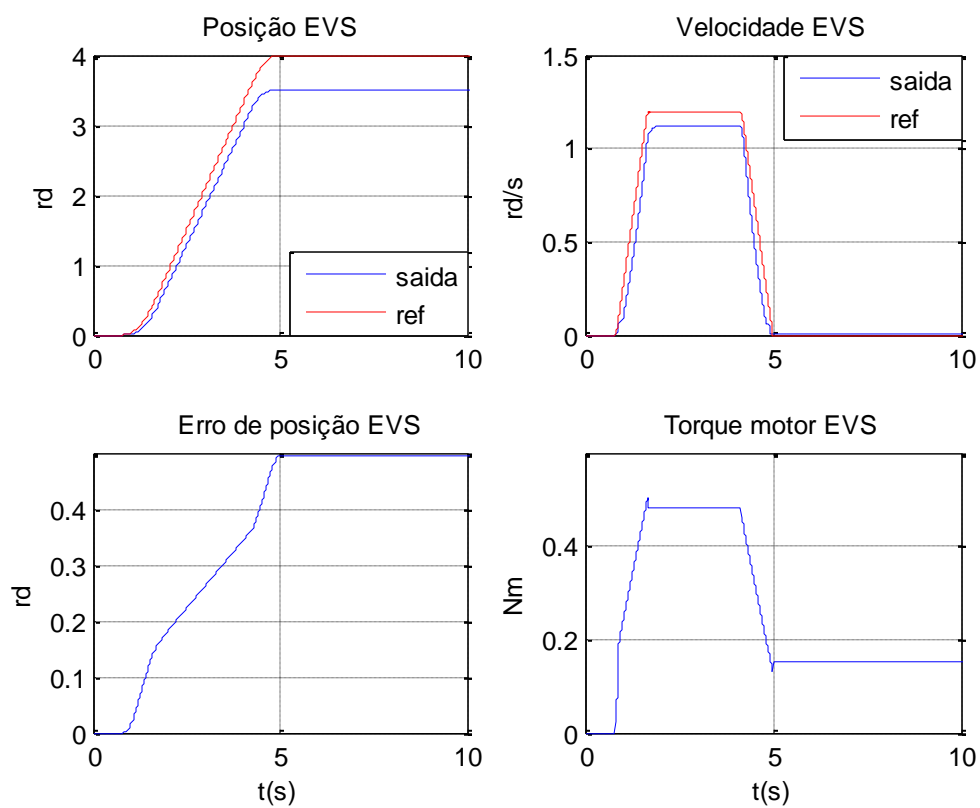


Fig. 5.4. Simulação do controle a estrutura variável com superfície simples

Na simulação realizada com o EVI (Fig. 5.5), observa-se que, mesmo com a variação paramétrica, a trajetória de referência foi seguida quase com exatidão. Assim, verifica-se que, o desempenho do sistema de controle desenvolvido é satisfatório.

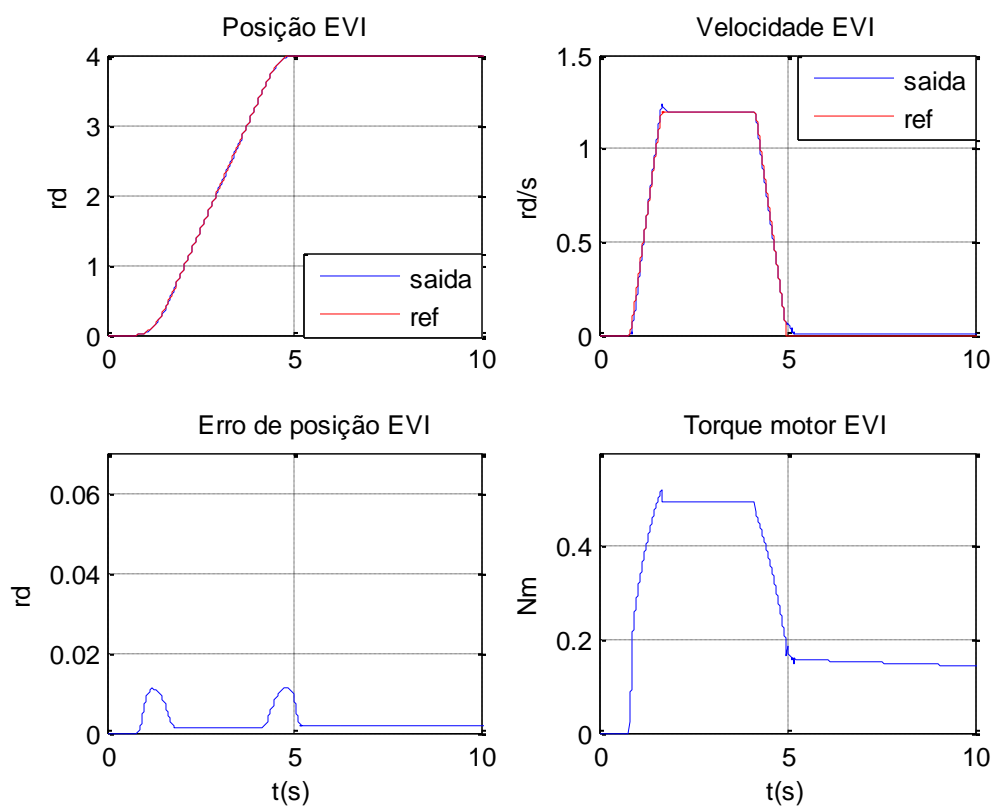


Fig. 5.5. Simulação do controle a estrutura variável com superfície integral

Observa-se, na simulação com o sistema de controle PID mostrado na (Fig. 5.6), também um bom desempenho, novamente muito semelhante ao caso anterior (Fig. 5.5).

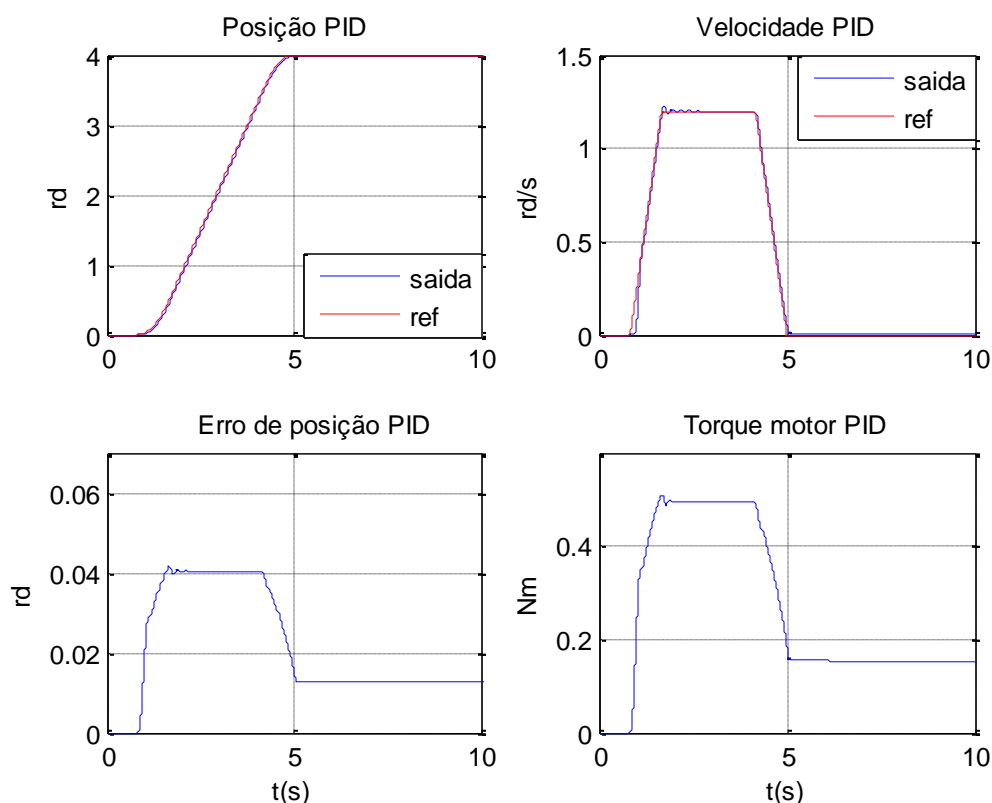


Fig. 5.6. Simulação do controle PID

Vale ressaltar para todas as leis de controle que mesmo com uma variação de 15% do parâmetro considerado crítico e de possuir uma zona morta em torque de aproximadamente 10,8% do seu torque máximo, o torque motor sofre um acréscimo em relação à simulação sem variação paramétrica em torno de 12%, mas em nenhum momento satura (saturação estimada em 1.74 N.m), permanecendo sempre dentro de uma faixa normal de operação ((Fig 5.4), (Fig 5.5) e (Fig 5.6)).

5.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DOS CONTROLES

A seguir mostram-se os resultados experimentais obtidos nas mesmas condições das simulações (seção 5.4) com as leis de controle EVS (Fig. 5.7-5.9), EVI (Fig 5.10-5.12) e PID (Fig. 5.13-5.15). A trajetória a ser seguida foi gerada adotando-se um perfil de velocidade trapezoidal, com posições iniciais de 0 rd , posições finais iguais a 2 rd , 4 rd e 6 rd e passo de discretização de 0,000651s. O objetivo das trajetórias era chegar até a posição final em 5 segundos e lá se manter por mais 5 segundos. Os gráficos obtidos a seguir mantêm as mesmas características construtivas das figuras (5.1-5.6). Usou-se um filtro passa baixa off-line nas

velocidades e torque motores com o objetivo de se atenuar os ruídos oriundos de erros numéricos e leitura dos sensores, de maneira a não prejudicar as visualizações gráficas das respostas do sistema. Os ganhos experimentais dos controles foram os mesmos utilizados nas simulações, apresentando bons resultados, semelhantes aos obtidos em simulação.

É importante lembrar que não teria sentido se o objetivo desses experimentos fosse para validar o modelo dinâmico do atuador com o atrito de Gomes (validação feita no cap. 2 para resultados experimentais em malha aberta), porque as leis de controle projetadas são propícias para serem robustas perante sistemas não lineares com dinâmicas mal modeladas.

Pode-se notar, que os projetos dos ganhos das leis de controle feitos e testados para simulação (Fig. 5.1-5.6) satisfazem também os resultados experimentais (Fig 5.7-5.15), tendo desempenhos razoáveis para o EVS (Fig. 5.7-5.9) e desempenhos superiores e aproximadamente iguais para o EVI (Fig. 5.10-5.12) e PID (Fig. 5.13-5.15).

Percebe-se, quanto aos erros de estado estacionário, que o controle PID foi o que obteve melhores resultados, muito próximos aos do controle EVI e muito superiores ao do EVS (em média 2.5 vezes maiores). Isto se deve ao uso da janela de esquecimento para compor a componente integral, aumentando para quatro as possibilidades de ganho do projetista. Quanto aos erros transitórios, constatou-se que, para posições angulares finais de referência maiores, os erros para o EVS e EVI diminuem, ao contrário do PID, onde esses erros crescem. Em nenhum momento os torque motores experimentais saturaram.

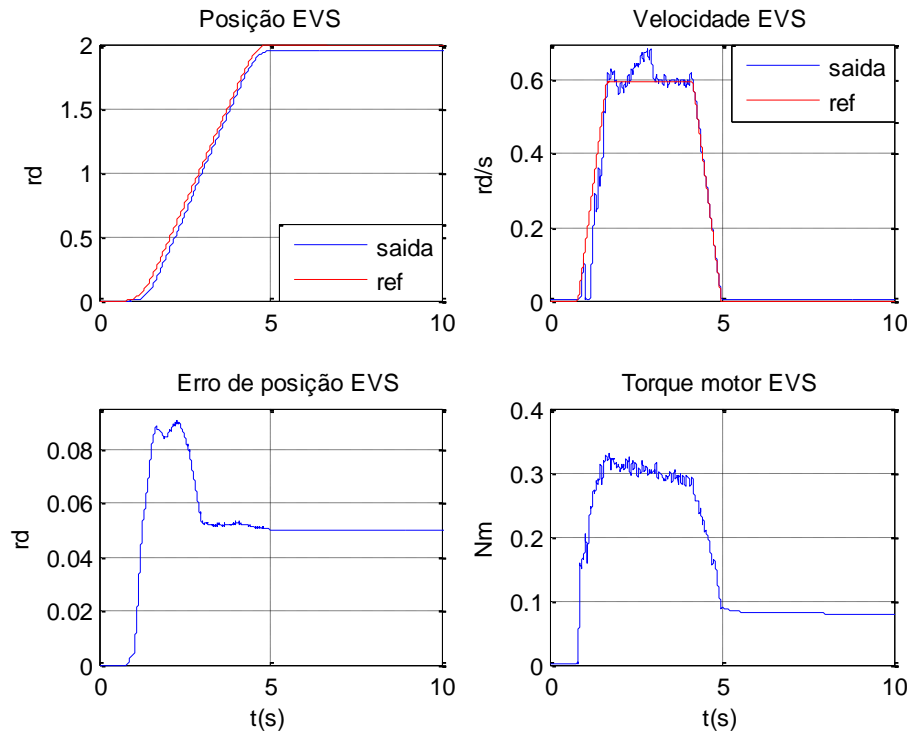


Fig. 5.7. Experimento do controle a estrutura variável com superfície simples (posição 2 rd)

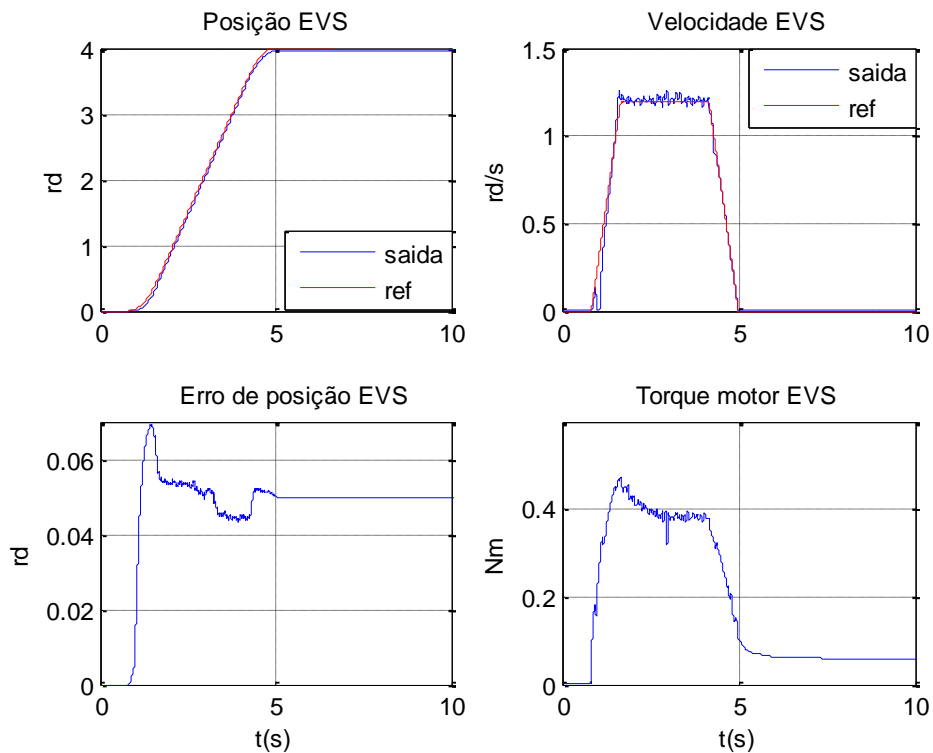


Fig. 5.8. Experimento do controle a estrutura variável com superfície simples (posição 4 rd)

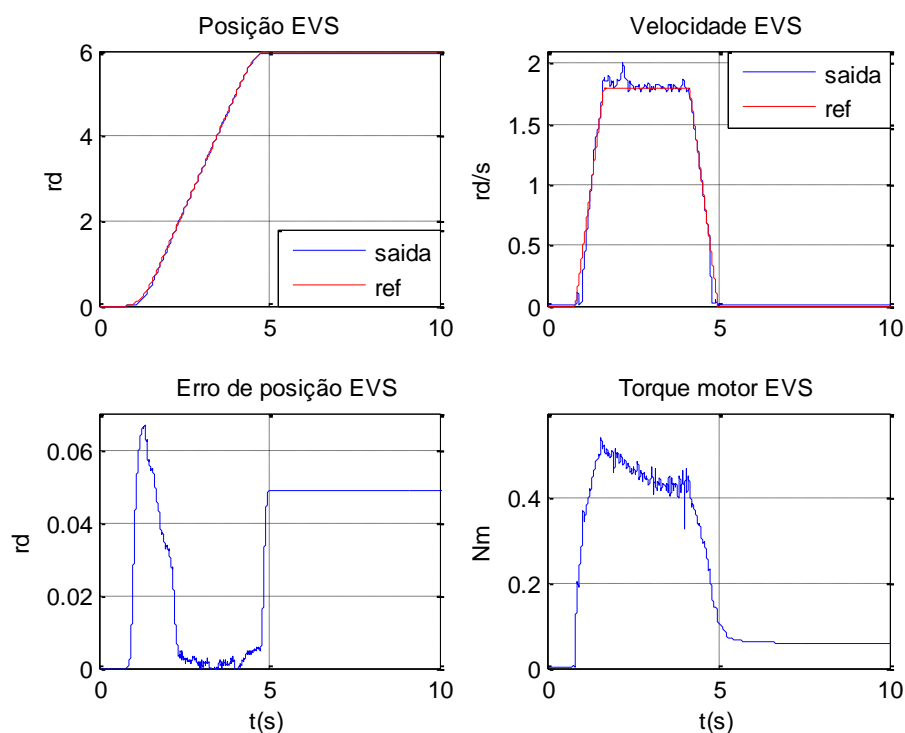


Fig. 5.9. Experimento do controle a estrutura variável com superfície simples (posição 6 rd)

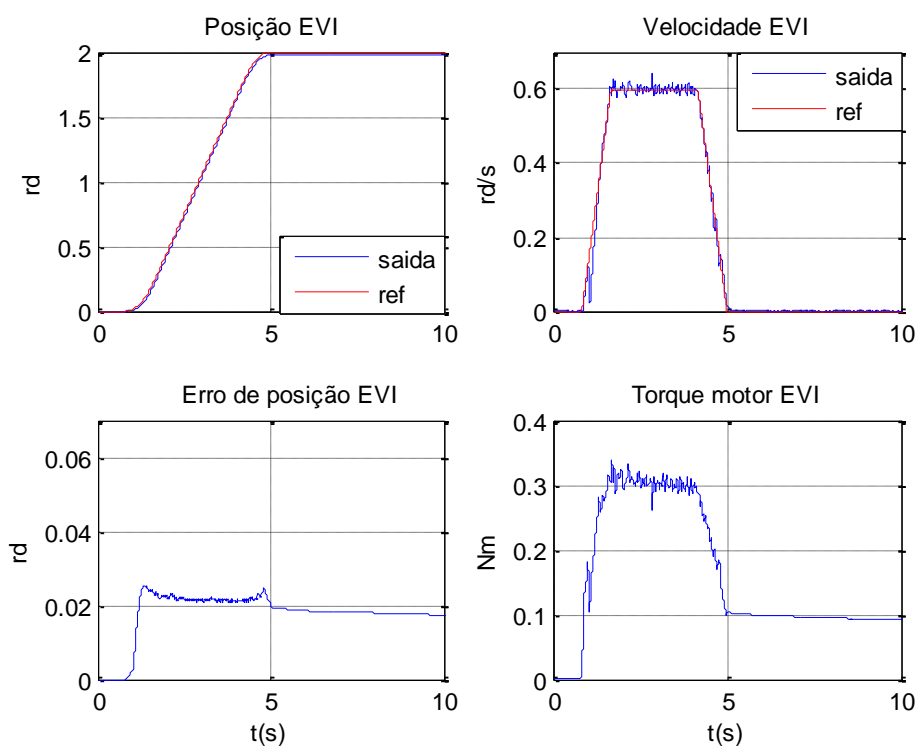


Fig. 5.10. Experimento do controle a estrutura variável com superfície integral (posição 2 rd)

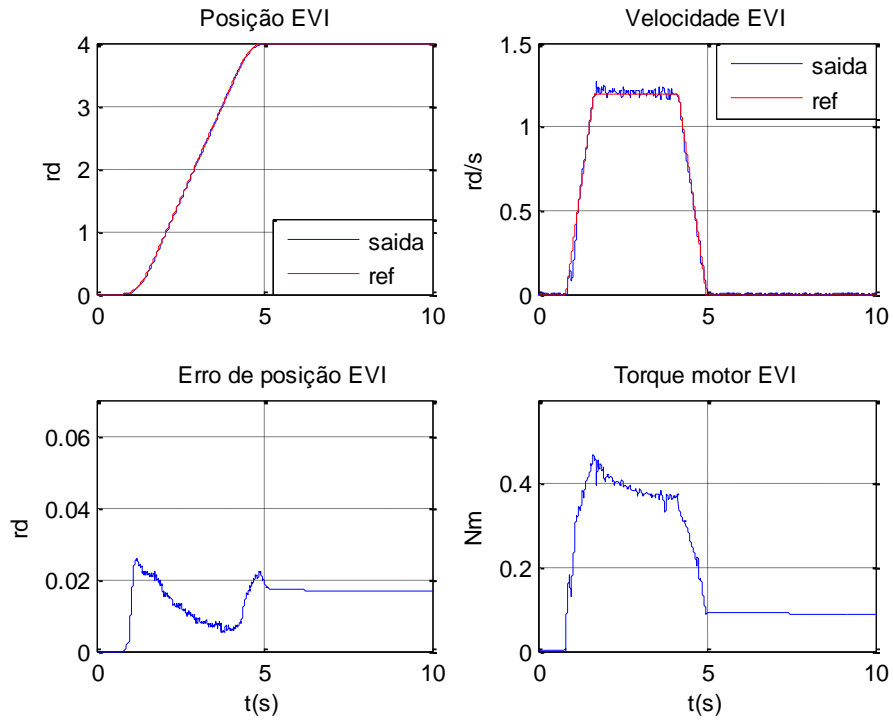


Fig. 5.11. Experimento do controle a estrutura variável com superfície integral (posição 4 rd)

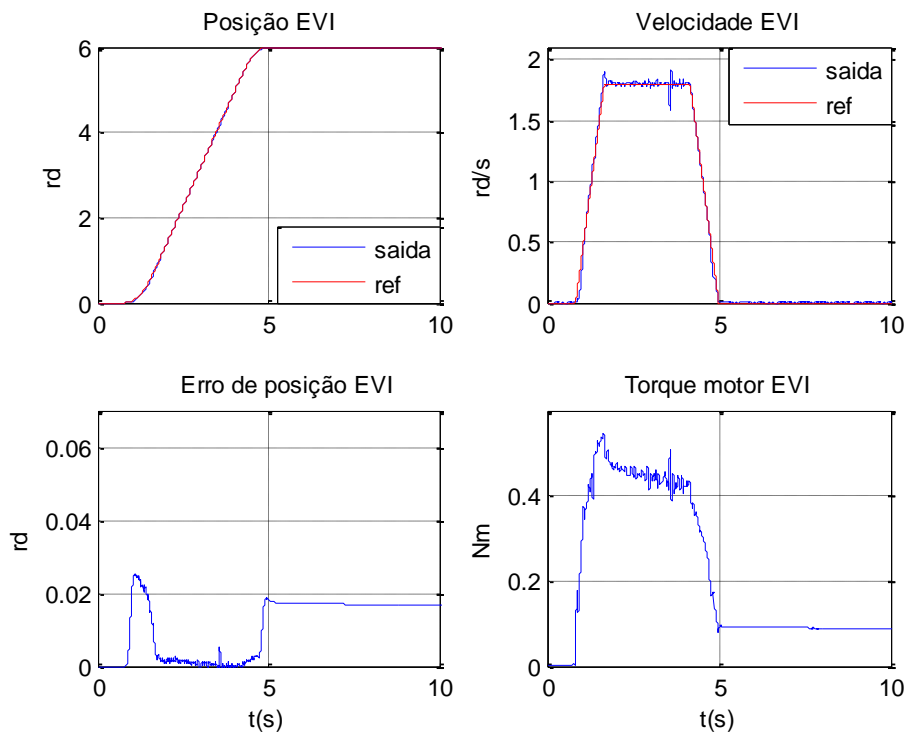


Fig. 5.12. Experimento do controle a estrutura variável com superfície integral (posição 6 rd)

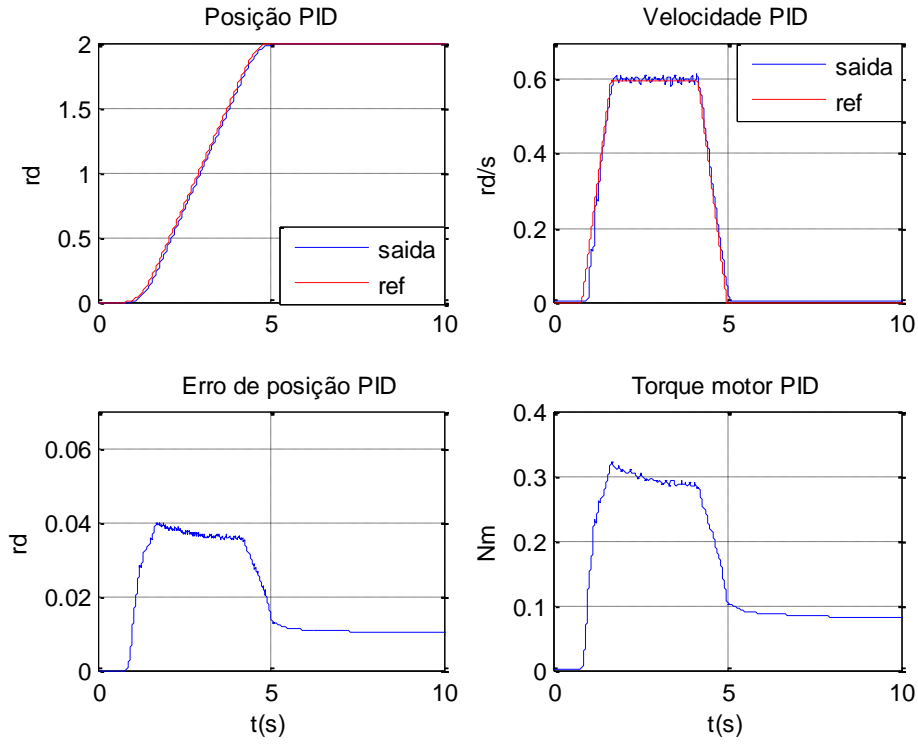


Fig. 5.13. Experimento do controle PID (posição 2 rd)

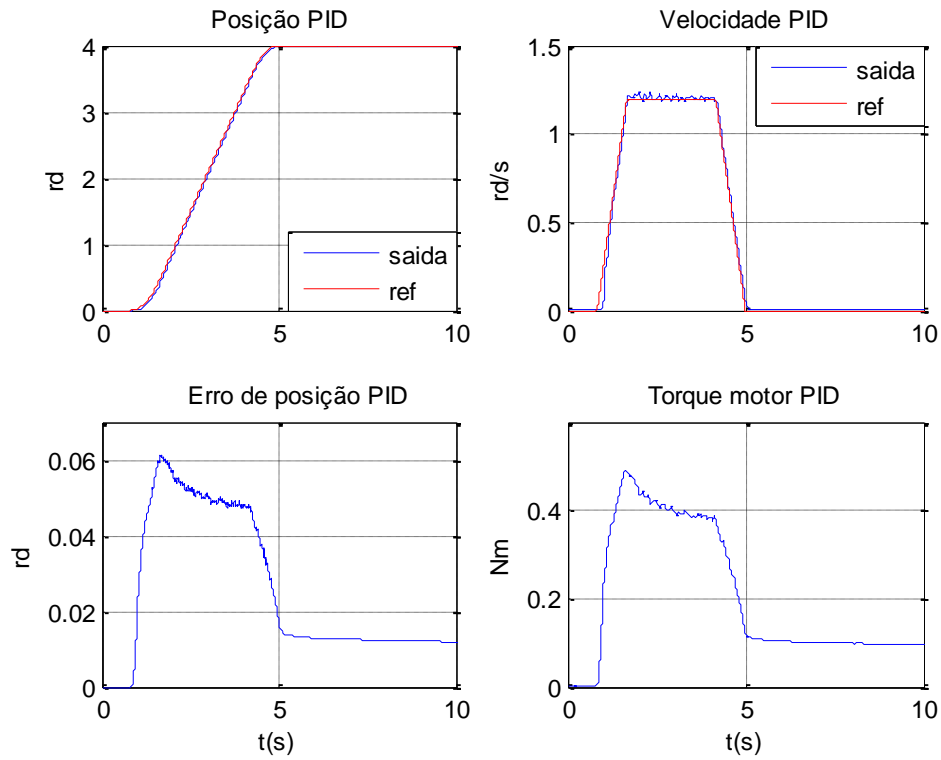


Fig. 5.14. Experimento do controle PID (posição 4 rd)

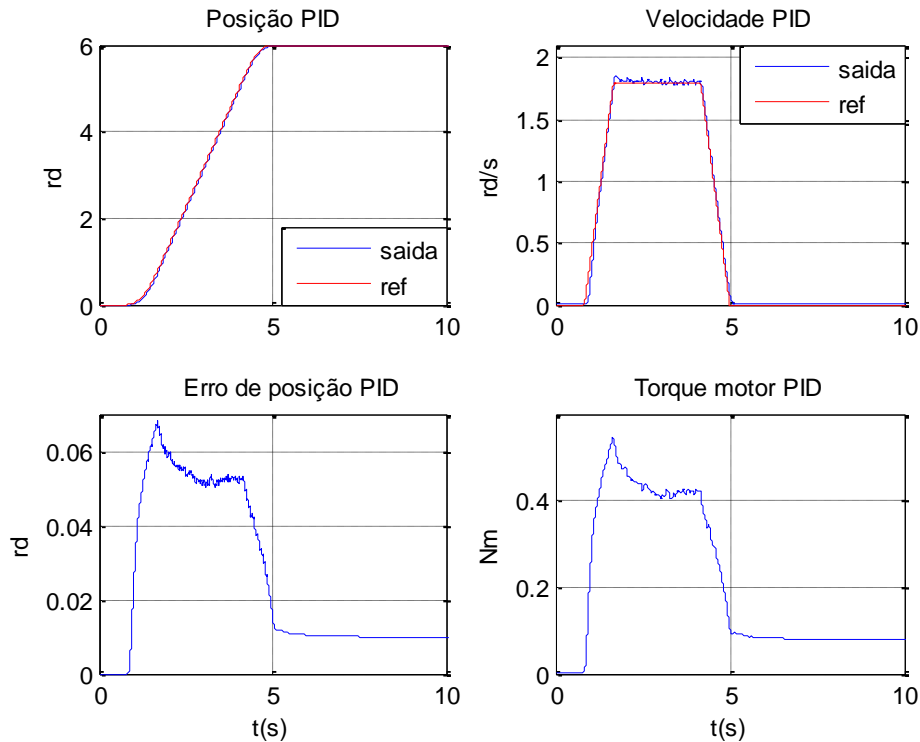


Fig. 5.15. Experimento do controle PID (posição 6 rd)

5.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os resultados obtidos nas seções 5.4 e 5.5 (simulações e experimentos) mostraram que o controle proporcional, integral e derivativo (PID) implementado com a janela de esquecimento e o controle estrutura variável com superfície integral (EVI) têm desempenhos semelhantes e superiores ao controle estrutura variável com superfície simples (EVS) no seguimento de trajetórias de referência, sendo robustos perante a zona morta em torque na dinâmica de atuadores.

Verificou-se ainda que o parâmetro considerado crítico é o coeficiente de atrito viscoso variável. Simulações realizadas para avaliar o efeito dessa variação paramétrica constataram que no controle EVS há uma grande perda desempenho.

Os níveis de detalhamento dos controles mostrados dão condições para que sejam feitas comparações entre os controladores desenvolvidos nesse trabalho com outras técnicas de controle (ex. neuro-fuzzy).

CONTROLE DE VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS

6. CONTROLE DE VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS

6.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo desenvolve-se um sistema de controle de posição e orientação para veículos subaquáticos utilizando-se da técnica de controle baseada em estrutura variável com superfícies simples e integral, descritas no capítulo 4.

A seguir o controle é aplicado aos veículos subaquáticos Tatuí e Nerov, que foram brevemente descritos no capítulo 3. Utilizando-se de simulações, investiga-se para cada veículo, a robustez (desempenho x estabilidade) do controlador sob a ação de correntes marinhas e variações paramétricas do modelo, também em comparação com o controle proporcional, integral e derivativo (PID). A implementação do PID foi realizada utilizando-se a estratégia de linearização por realimentação, conforme proposto por (Fossen,1994).

6.2 CONTROLE DE POSIÇÃO E ORIENTAÇÃO PARA VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS UTILIZANDO ESTRUTURA VARIÁVEL

As seguintes equações gerais são utilizadas para modelar a cinemática e a dinâmica de veículos subaquáticos (Tavares, 2003):

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{v}}_r + \mathbf{C}(\mathbf{v}_r)\mathbf{v}_r + \mathbf{D}(\mathbf{v}_r)\mathbf{v}_r + \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) = \boldsymbol{\tau} \quad (6.1)$$

$$\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{v}_r + \mathbf{v}_c^E \quad (6.2)$$

$$\mathbf{P}\dot{\mathbf{n}} = \boldsymbol{\tau}_m - \boldsymbol{\tau}_r \quad (6.3)$$

A equação (6.1) descreve a dinâmica da interação entre o fluido e a estrutura mecânica do veículo, expressa no referencial do corpo. Nesta equação, $\mathbf{v}_r = \mathbf{v} - \mathbf{v}_c$ é a velocidade relativa, ou seja, expressa a velocidade do veículo (\mathbf{v}) em relação à velocidade da corrente marinha (\mathbf{v}_c); \mathbf{M} é a matriz de inércia associada ao corpo rígido e à massa adicional; $\mathbf{C}(\mathbf{v}_r)$ é a matriz de Coriolis e centrípeta, também associada ao corpo rígido e à massa adicional; $\mathbf{D}(\mathbf{v}_r)$ é a matriz de arrasto e sustentação; $\boldsymbol{\tau}$ é o vetor de forças e momentos dos propulsores; $\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})$ é o vetor de forças e momentos produzidos por peso e empuxo; $\boldsymbol{\eta} = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T$ é o vetor posição e orientação, expresso no referencial inercial, onde x, y e z são as coordenadas da origem do referencial do corpo e ϕ, θ e ψ são os ângulos de orientação.

A equação (6.2) descreve a cinemática do modelo, efetuando a transformação entre o referencial do corpo e o referencial inercial. Utiliza-se a seguinte notação: $\dot{\boldsymbol{\eta}}$ é o vetor velocidade do veículo no referencial inercial; \mathbf{v}_c^E é o vetor velocidade da corrente marinha no referencial inercial; $\mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})$ é a matriz de transformação do referencial do corpo para o referencial inercial, usando ângulos de Euler.

Nas equações (6.1) e (6.2), todas as matrizes possuem dimensão 6×6 e todos os vetores têm dimensão 6×1 . Os elementos destas matrizes estão apresentados detalhadamente em Fossen (1994) e em Tavares (2003).

A equação (6.3) descreve a dinâmica dos propulsores, sendo \mathbf{P} a matriz de inércia dos propulsores, $\dot{\mathbf{n}}$ o vetor aceleração angular dos propulsores, $\boldsymbol{\tau}_m$ o vetor de torques motores e $\boldsymbol{\tau}_r$ o vetor de torques resistentes. Considerando-se que o veículo possua p propulsores, a matriz de inércia destes possui dimensão $p \times p$, enquanto que os vetores $\boldsymbol{\tau}_m$ e $\boldsymbol{\tau}_r$ possuem dimensão $p \times 1$.

Considerando-se a velocidade da corrente nula, a equação (6.1) possui a forma:

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{v}} + \mathbf{C}(\mathbf{v})\mathbf{v} + \mathbf{D}(\mathbf{v})\mathbf{v} + \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) = \boldsymbol{\tau} \quad (6.4)$$

Substituindo-se $\dot{\mathbf{v}} = \ddot{\mathbf{x}}, \mathbf{v} = \dot{\mathbf{x}}$ e $\boldsymbol{\eta} = \mathbf{x}$, a equação (6.4) assume a forma:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{g}(\mathbf{x}) = \boldsymbol{\tau} \quad (6.5)$$

Considerando-se uma única entrada, o sistema pode ser posto na seguinte forma de estado:

$$\mathbf{x}^n = \mathbf{f}(\mathbf{X}) + \mathbf{b}(\mathbf{X})\mathbf{u} \quad (6.6)$$

onde o vetor \mathbf{X} é o vetor de estados do sistema $\mathbf{X} = [\mathbf{x} \ \dot{\mathbf{x}} \ \dots \ \mathbf{x}^{n-1}]^T$, \mathbf{x} é a saída de interesse, \mathbf{u} é a entrada de controle e as funções genéricas $\mathbf{f}(\mathbf{X})$, $\mathbf{b}(\mathbf{X})$ são conhecidas, mas com uma faixa de incertezas em relação aos seus parâmetros.

Sendo \mathbf{X}_d a referência desejada para os estados, o erro na trajetória é dado por

$$\tilde{\mathbf{X}} = \mathbf{X} - \mathbf{X}_d \quad (6.7)$$

Portanto, o projeto deve ser feito para que os estados \mathbf{X} sigam \mathbf{X}_d .

6.2.1 Superfície simples

Definindo-se $\tilde{\mathbf{x}} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_d$ (erro em posição), a superfície de deslizamento simples $\mathbf{s}(\mathbf{X}, \mathbf{t})$ no espaço \mathbf{R}^n é definida a partir da seguinte equação:

$$\mathbf{s}(\mathbf{X}, \mathbf{t}) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \tilde{\mathbf{x}} \quad (6.8)$$

Para $n = 2$, por exemplo:

$$\mathbf{s} = \dot{\tilde{\mathbf{x}}} + \lambda \tilde{\mathbf{x}} \quad (6.9)$$

sendo λ uma constante positiva. Derivando-se (6.9) apenas uma vez aparece o termo \mathbf{x}^n , o qual é substituindo em (6.6), possibilitando determinar a entrada \mathbf{u} (sinal de controle).

Considera-se um sistema de segunda ordem dado por:

$$\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \mathbf{t}) + \mathbf{u}(\mathbf{t}) \quad (6.10)$$

A superfície é definida por $\mathbf{s}(\mathbf{X}, \mathbf{t}) = \mathbf{0}$, obtida em (6.8) com $n=2$. Derivando-se (6.9) em relação ao tempo e após substituindo-se em (6.10) tem-se:

$$\dot{s} = \ddot{x}_d - \ddot{x} + \lambda \dot{\tilde{x}} = f + u - \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}} = 0 \quad (6.11)$$

Na ausência de erros de modelagem e de perturbações o controle teria a forma:

$$\hat{u} = -\hat{f} + \ddot{x}_d - \lambda \dot{\tilde{x}} \quad (6.12)$$

onde \hat{f} e \hat{u} são estimativas de f e u respectivamente. Para se lidar com essas incertezas do modelo, acrescenta-se um termo descontínuo, que é função do sinal da superfície s :

$$u = \hat{u} - k(x, \dot{x}, t) \text{sinal}(s) \quad (6.13)$$

onde k representa o ganho do termo chaveado:

$$\text{sinal}(s) = \begin{cases} 1, & \text{se } s > 0; \\ 0, & \text{se } s = 0; \\ -1, & \text{se } s < 0. \end{cases} \quad (6.14)$$

Define-se uma “camada limite” de largura ϕ da superfície s , para suavizar a função sinal (6.14) e evitar assim o fenômeno de chattering, o qual corresponde a oscilações ou transições do sinal do controle em torno do valor zero. Assim, utiliza-se:

$$u = \hat{u} - k(x, \dot{x}, t) \text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) \quad (6.15)$$

onde:

$$\text{sat}(s/\phi) = \begin{cases} \text{sinal}(s), & \text{se } \left| \frac{s}{\phi} \right| > 1; \\ \frac{s}{\phi}, & \text{se } \left| \frac{s}{\phi} \right| \leq 1; \end{cases} \quad (6.16)$$

Isolando-se \ddot{x} em (6.5), substituindo-o em (6.11) e (6.12) e adotando-se as relações (6.17) e (6.18):

$$u = \tau e \hat{u} = \hat{\tau} \quad (6.17)$$

$$\mathbf{f} = -[\mathbf{C}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{g}(\mathbf{x})] \quad (6.18)$$

obtem-se duas equações, para $\dot{\mathbf{s}}$ e $\hat{\boldsymbol{\tau}}$, respectivamente:

$$\dot{\mathbf{s}} = \mathbf{M}^{-1}[\boldsymbol{\tau} - \mathbf{C}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} - \mathbf{D}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} - \mathbf{g}(\mathbf{x})] - \ddot{\mathbf{x}}_d + \lambda\dot{\tilde{\mathbf{x}}} \quad (6.19)$$

$$\hat{\boldsymbol{\tau}} = \mathbf{M}(\ddot{\mathbf{x}}_d - \lambda\dot{\tilde{\mathbf{x}}}) + \mathbf{C}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{g}(\mathbf{x}) \quad (6.20)$$

ficando o sinal de controle final sob a forma:

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{M}(\ddot{\mathbf{x}}_d - \lambda\dot{\tilde{\mathbf{x}}}) + \mathbf{C}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{g}(\mathbf{x}) - \mathbf{ksat}\left(\frac{\mathbf{s}}{\boldsymbol{\phi}}\right) \quad (6.21)$$

6.2.2 Superfície integral

Para a superfície integral, o raciocínio é o mesmo, mas a superfície $\mathbf{s}(\mathbf{t})$ assume a seguinte forma:

$$\mathbf{s} = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} \left(\int_0^t \tilde{\mathbf{x}} d\mathbf{r}\right) \quad (6.22)$$

Para $n=3$, por exemplo:

$$\mathbf{s} = \dot{\tilde{\mathbf{x}}} + 2\lambda\tilde{\mathbf{x}} + \lambda^2 \int_0^t \tilde{\mathbf{x}} d\mathbf{r} \quad (6.23)$$

Derivando-se (6.23) em relação ao tempo, obtém-se:

$$\dot{\mathbf{s}} = \ddot{\tilde{\mathbf{x}}} + 2\lambda\dot{\tilde{\mathbf{x}}} + \lambda^2\tilde{\mathbf{x}} \quad (6.24)$$

sendo que, neste caso, a função do controle estimado assume a forma:

$$\hat{\mathbf{u}} = -\hat{\mathbf{f}} + \ddot{\mathbf{x}}_d - 2\lambda\dot{\tilde{\mathbf{x}}} - \lambda^2\tilde{\mathbf{x}} \quad (6.25)$$

Por fim, isola-se $\ddot{\mathbf{x}}$ em (6.5), aplica-se nas equações (6.24) e (6.25) e usando as relações (6.17) e (6.18), obtém-se o controle estimado e a superfície integral do modelo:

$$\dot{\mathbf{s}} = \mathbf{M}^{-1}[\boldsymbol{\tau} - \mathbf{C}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} - \mathbf{D}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} - \mathbf{g}(\mathbf{x})] - \ddot{\mathbf{x}}_d + 2\lambda\dot{\tilde{\mathbf{x}}} + \lambda^2\tilde{\mathbf{x}} \quad (6.26)$$

$$\hat{\boldsymbol{\tau}} = \mathbf{M}(\ddot{\mathbf{x}}_d - 2\lambda\dot{\tilde{\mathbf{x}}} - \lambda^2\tilde{\mathbf{x}}) + \mathbf{C}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{g}(\mathbf{x}) \quad (6.27)$$

ficando o sinal de controle final com a função de suavização sob a forma:

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{M}(\ddot{\mathbf{x}}_d - 2\lambda\dot{\tilde{\mathbf{x}}} - \lambda^2\tilde{\mathbf{x}}) + \mathbf{C}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{g}(\mathbf{x}) - \mathbf{k}\text{sat}\left(\frac{\mathbf{s}}{\boldsymbol{\phi}}\right) \quad (6.28)$$

6.3 SIMULAÇÕES PARA OS VEÍCULOS SUBAQUÁTICOS

A seguir, são apresentadas simulações realizadas no Matlab, com a função integradora ode45nn (que consiste numa alteração da função ode45 original), onde o tempo foi dividido em intervalos com 0,05 s de passo de integração (equivalente ao passo de discretização numa implementação em tempo real). Durante cada intervalo, enquanto o sistema evolui, o controle é atualizado uma única vez, simulando assim, um controle discreto real conforme implementado em tempo real. As simulações mostram o comportamento da interação entre fluido e estrutura dos veículos Tatuí e Nerov (descritos resumidamente no cap. 3), utilizando-se o sistema de controle desenvolvido na seção 6.2 (controle Modo Deslizante com Superfície Simples e controle Modo Deslizante com Superfície Integral). Os resultados são comparados com o PID utilizando-se da técnica de linearização por realimentação (Fossen, 1994). Lembra-se que a componente integral utilizada pelo PID é determinada pelo processo de Gomes e Bier (1998), o qual utiliza uma janela de esquecimento. A estrutura da simulação obedece a três equações diferenciais (6.1), (6.2) e (6.3) que agrupadas, formam uma equação diferencial de estado. A trajetória de referência a ser seguida foi gerada adotando-se um perfil de velocidade trapezoidal. Nos gráficos a seguir, investiga-se para cada veículo, a robustez

(desempenho x estabilidade) do controlador sob a ação de correntes marinhas e variações paramétricas, onde as linhas tracejadas vermelhas representam a trajetória de referência, enquanto as linhas pretas representam a trajetória de saída.

As matrizes de ganho proporcional (K_p), integral (K_i) e derivativo (K_d), o número de pontos da janela de esquecimento (j_n) e a matriz de ganho da frequência de corte do filtro passa baixa (λ), vetores de ganho do termo chaveado (k) e camada limite (ϕ) do controle estrutura variável foram todos determinados de modo iterativo, através da análise dos resultados de diversas simulações. Optou-se por não se exigir um elevado desempenho, a fim de não se comprometer a estabilidade.

Os ganhos utilizados em cada controlador foram:

a) Proporcional, integral e derivativo (PID)

$$K_p = \text{diag} \{12 \ 12 \ 12 \ 12 \ 12 \ 12\}$$

$$K_d = \text{diag} \{3.3 \ 3.3 \ 3.3 \ 3.3 \ 3.3 \ 3.3\}$$

$$K_i = \text{diag} \{0.6 \ 0.6 \ 0.6 \ 0.6 \ 0.6 \ 0.6\}$$

$$j_n = 10 \text{ (número de pontos para a janela de esquecimento)}$$

b) Estrutura variável (superfície simples e superfície integral)

$$\lambda = \text{diag} \{5 \ 5 \ 5 \ 5 \ 5\}$$

$$k = \{0.15; 0.15; 0.15; 0.15; 0.15; 0.15\}$$

$$\phi = \{0.03; 0.03; 0.03; 0.03; 0.03; 0.03\}$$

6.3.1 Simulações para o Tatuí

a) *Simulação 1 (sem distúrbio e sem variação paramétrica)*

O objetivo estipulado foi o de levar o veículo da posição inicial (0m, 0m, 0m), com ângulos de rolamento, arfagem e guinada iguais a 30° para a posição final (10 m, 10 m, 10 m), com ângulos de rolamento, arfagem e guinada nulos, durante 100s. Considerou-se que não existe corrente oceânica e nem variação paramétrica e que o modelo adotado é igual à planta física.

Em função da localização e do número de propulsores (apenas quatro), não se consegue controlar de forma ativa todos os seis graus de liberdade, ou seja, os movimentos de rolamento e de arfagem são controlados de forma passiva pelas forças e momentos

restauradores. Portanto, apenas quatro movimentos são controlados ativamente: as três posições do centro de massa e o ângulo de guinada.

Quando se considera o modelo nominal idêntico ao modelo da planta física (realmente usado em simulação), não há diferenças significativas entre os controles por modo deslizante com superfície integral (Fig. 6.5-6.8) e PID com linearização por realimentação (Fig 6.9-6.12), sendo que ambos conseguem acompanhar de modo satisfatório a trajetória de referência, apresentando resultados com um ótimo desempenho. O controle com superfície simples apresentou um resultado um pouco inferior aos demais (Fig 6.1-6.4).

Nenhum dos atuadores saturou (saturação estipulada em 20 rps), fato que contribuiu para o bom desempenho do sistema.

a.1) Controle modo deslizante com a superfície simples (Fig. 6.1-6.4)

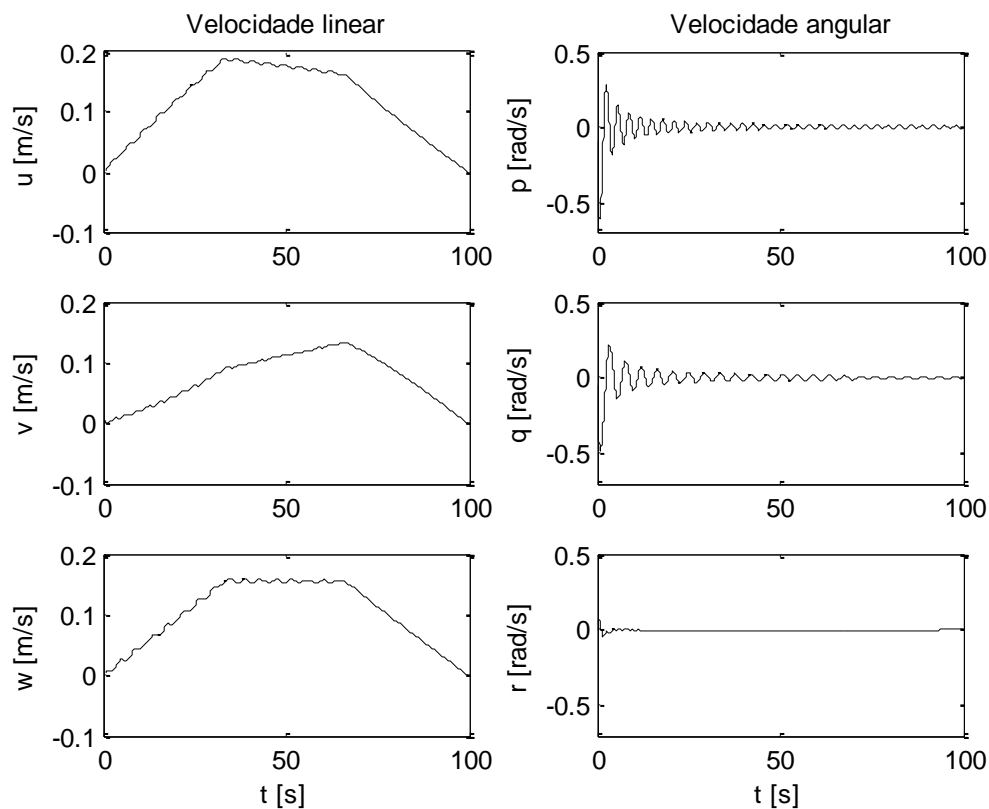


Figura 6.1. Velocidade no referencial do corpo

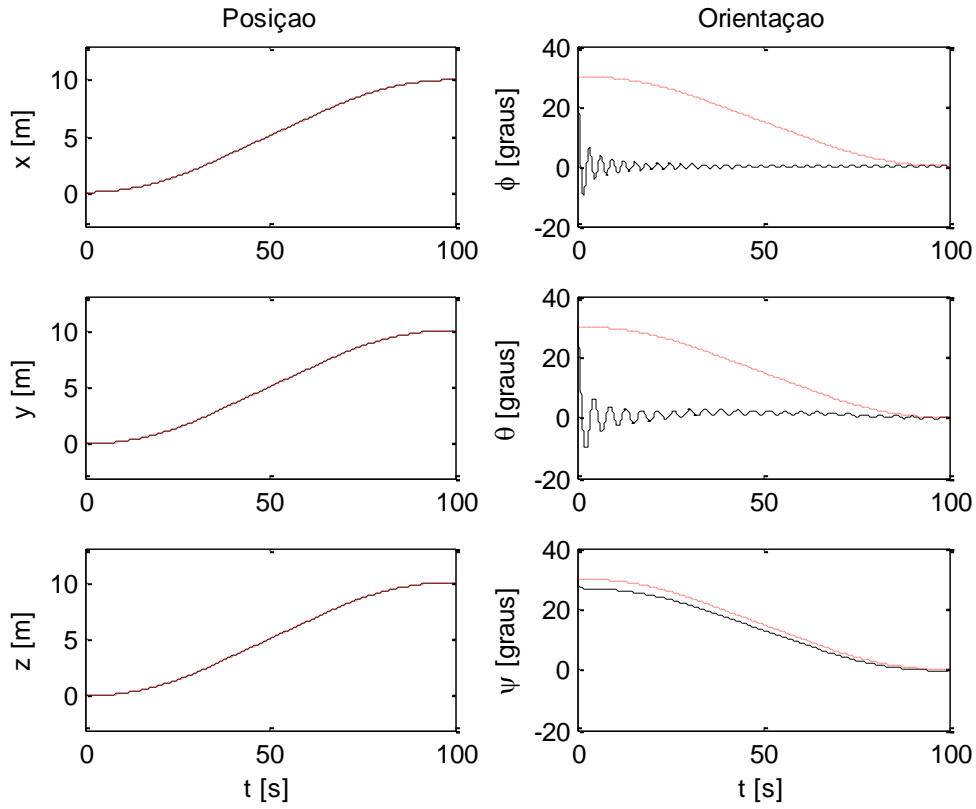


Figura 6.2. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

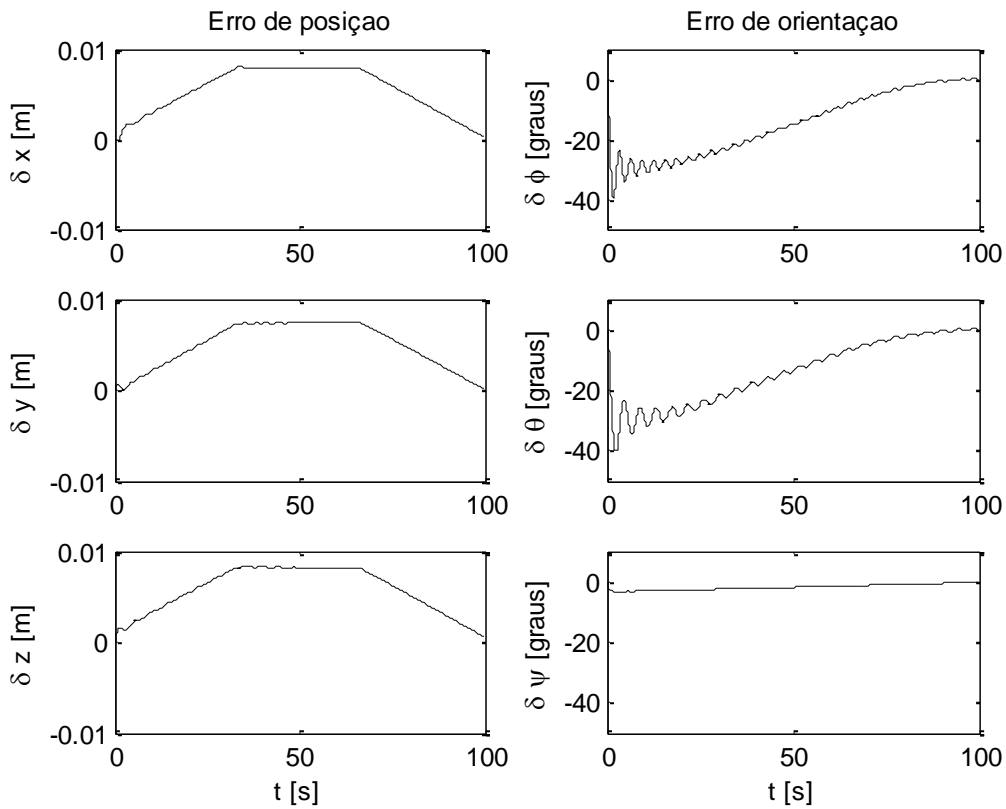


Figura 6.3. Erro de posição e orientação

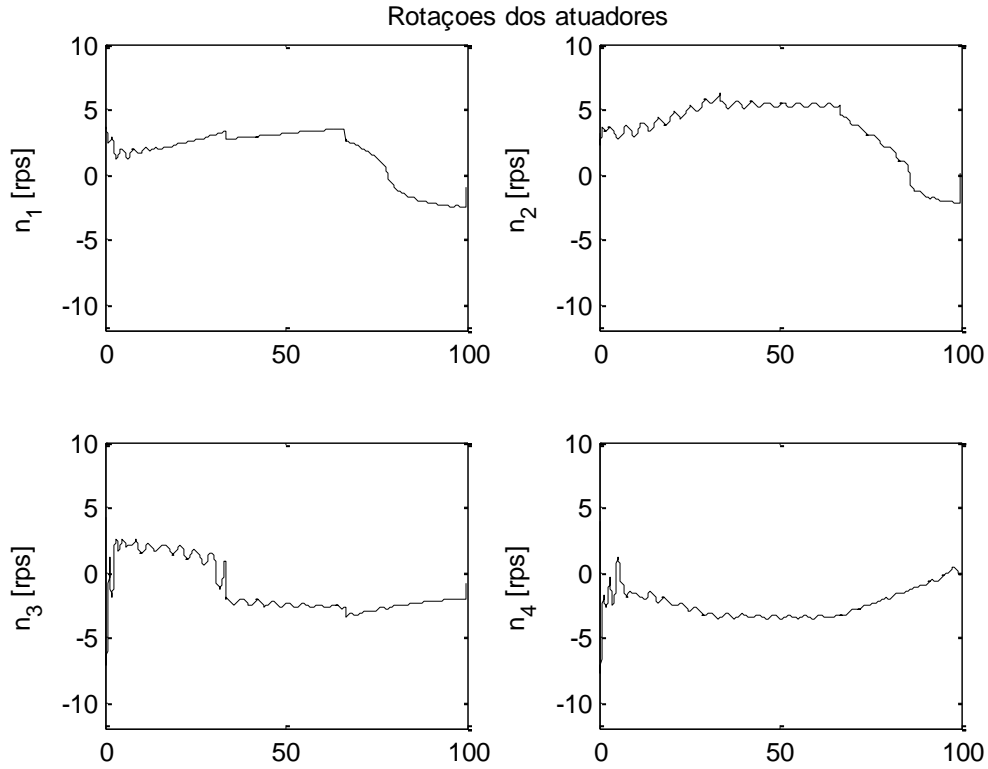


Figura 6.4. Rotação dos propulsores

a.2) Controle modo deslizante com a superfície integral (Fig. 6.5-6.8)

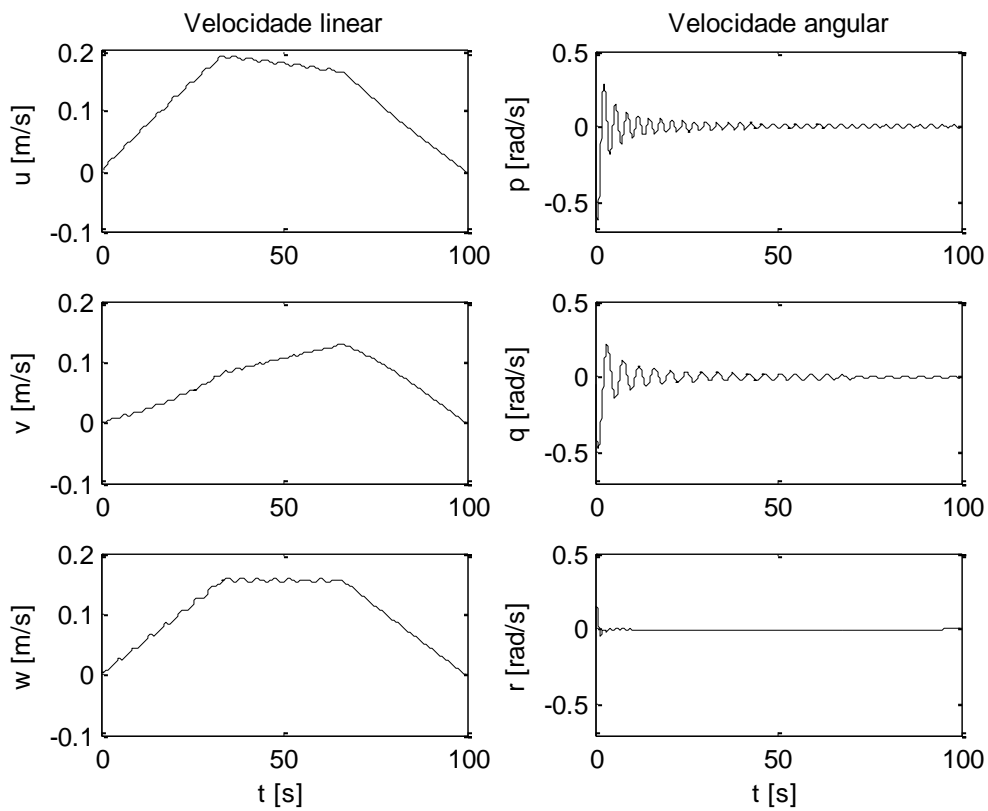


Figura 6.5. Velocidade no referencial do corpo

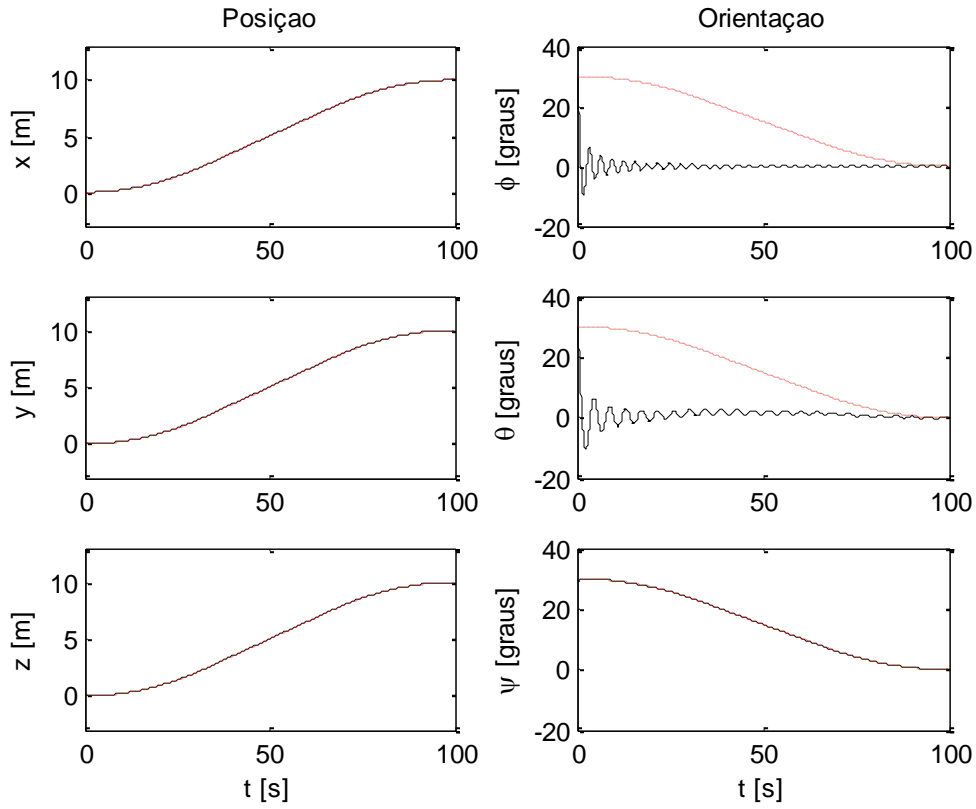


Figura 6.6. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

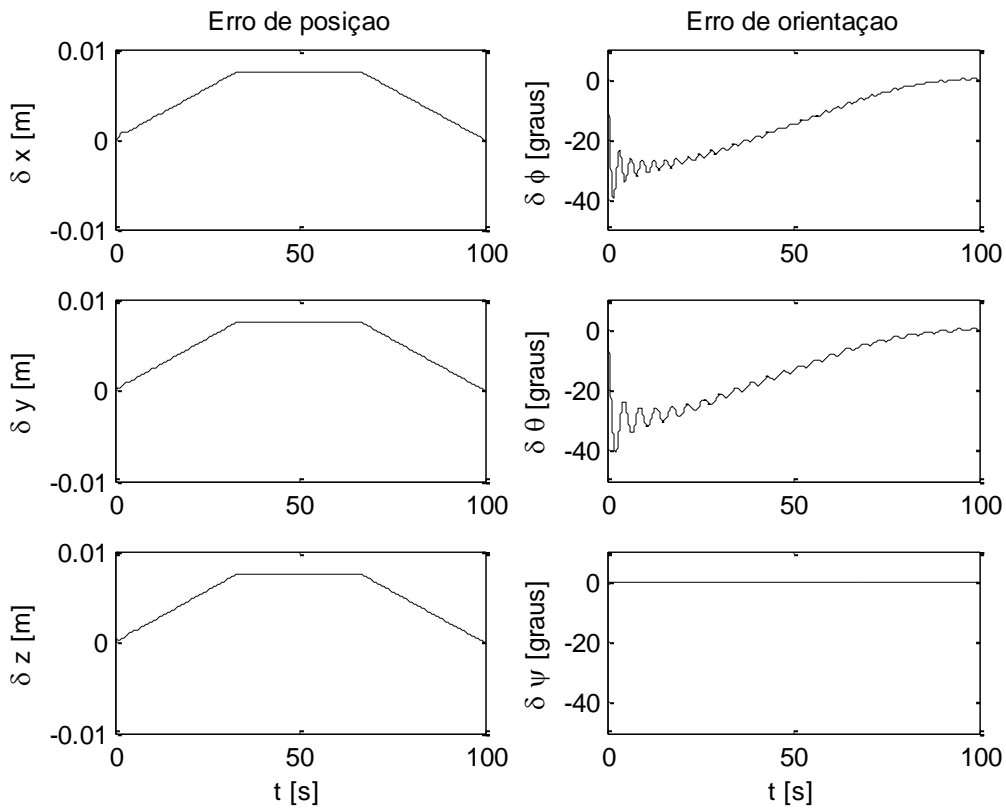


Figura 6.7. Erro de posição e orientação

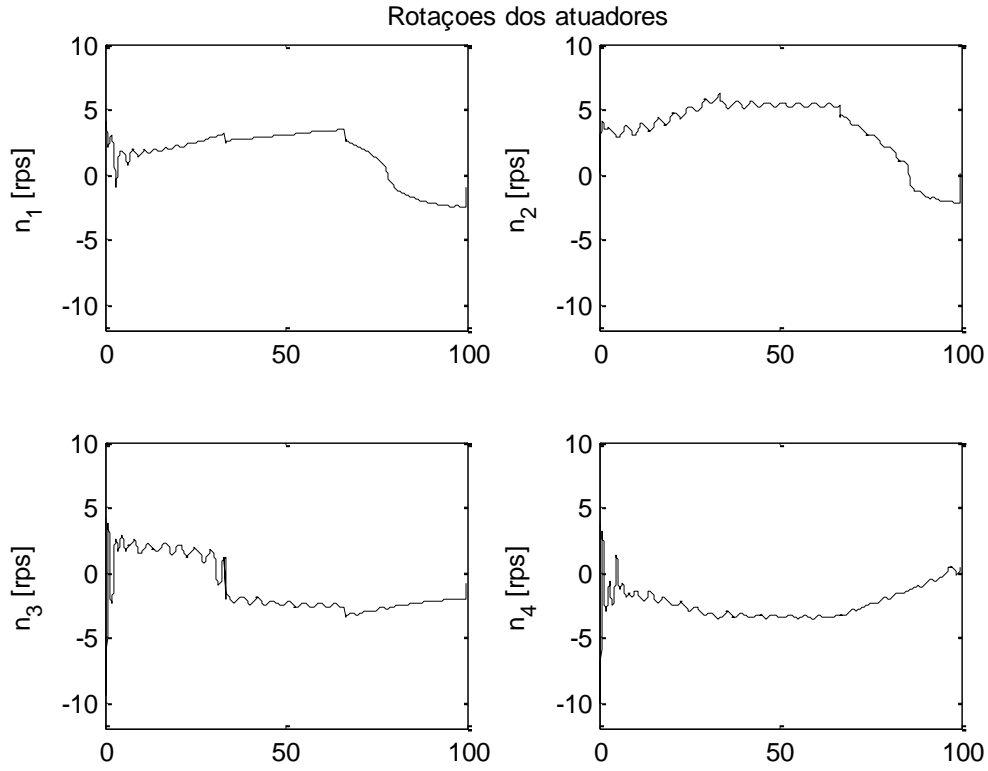


Figura 6.8. Rotação dos propulsores

a.3) PID com linearização por realimentação (Fig 6.9-Fig 6.12)

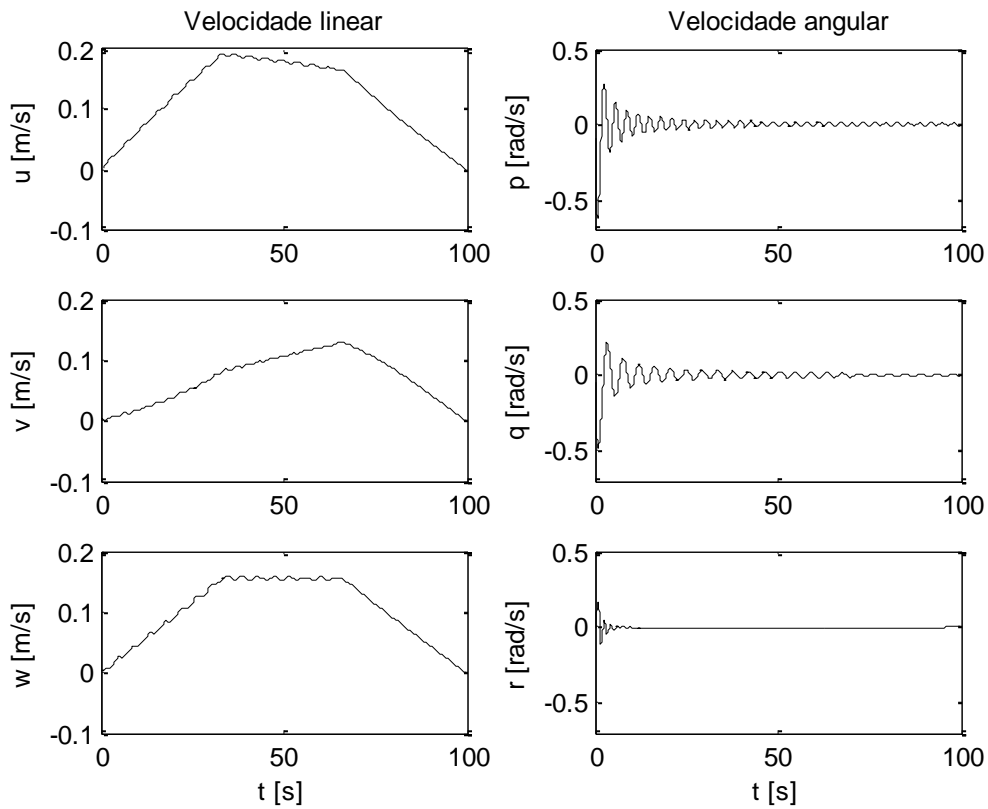


Figura 6.9. Velocidade no referencial do corpo

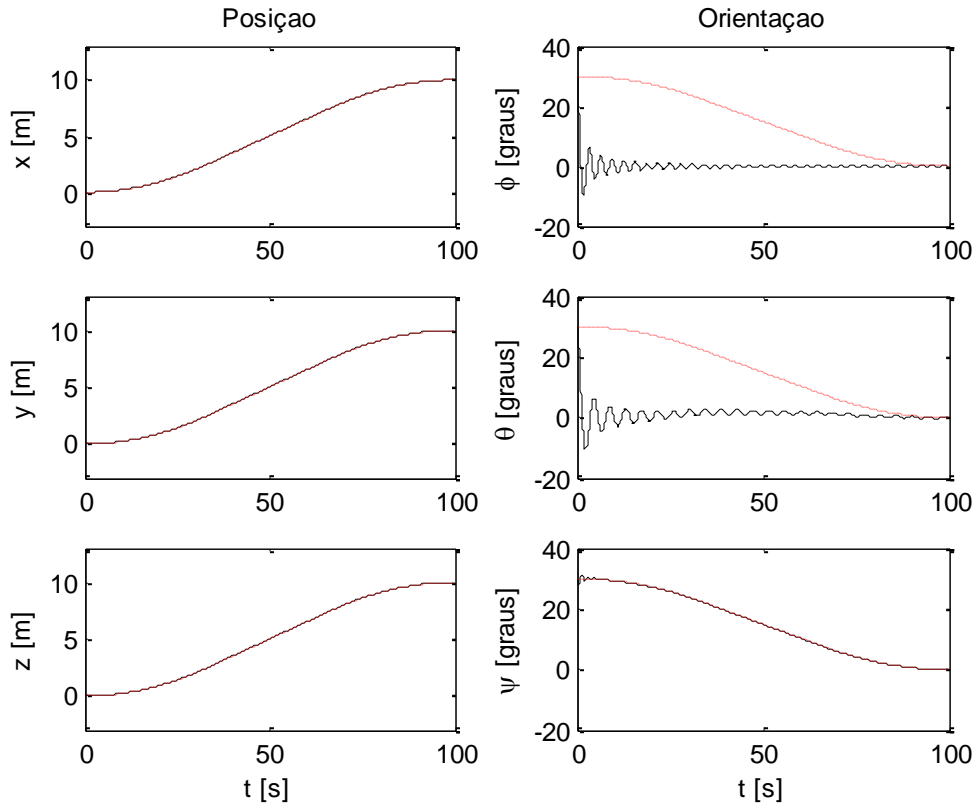


Figura 6.10. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

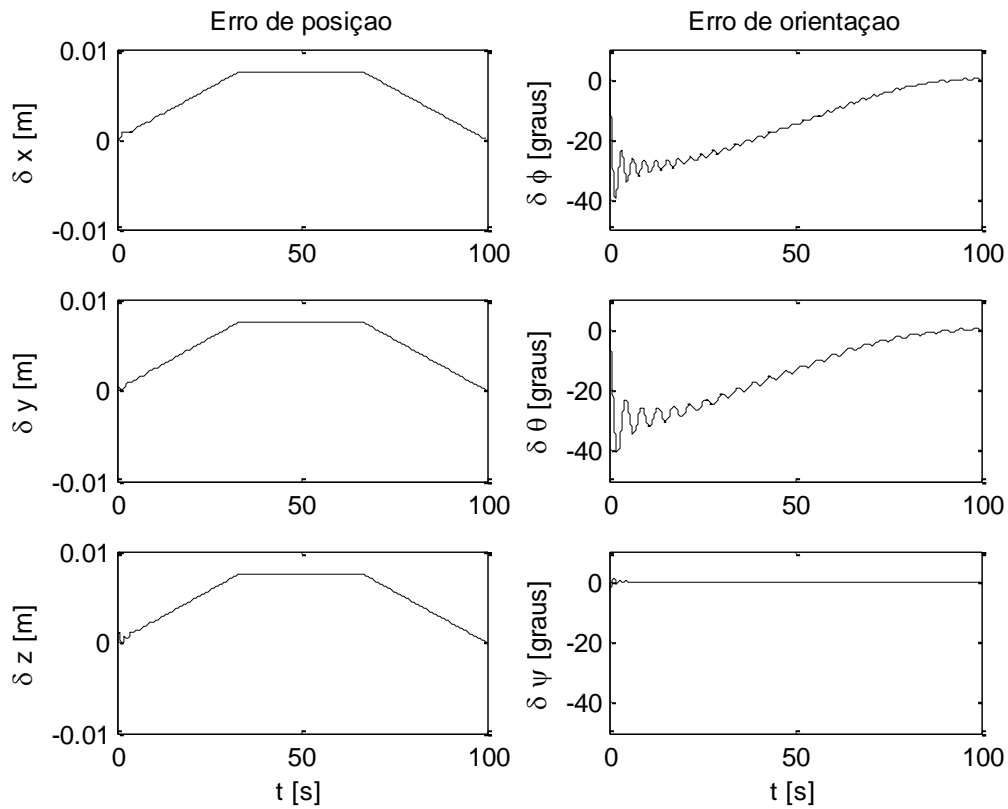


Figura 6.11. Erro de posição e orientação

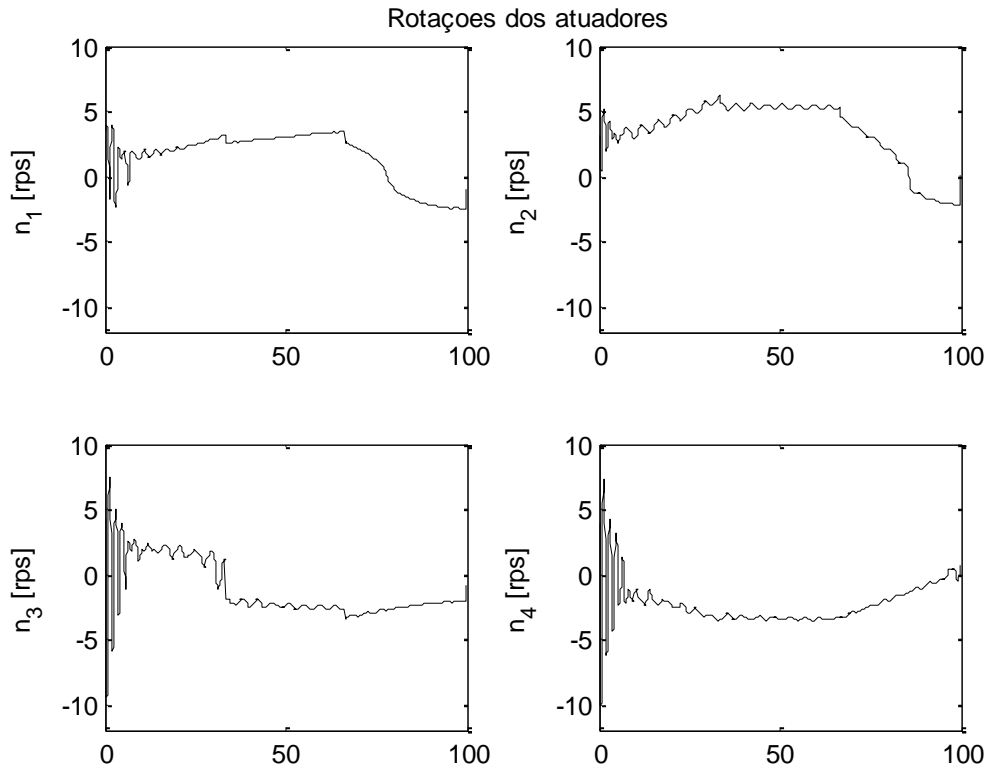


Figura 6.12. Rotação dos propulsores

b) Simulação 2 (com variação paramétrica e inclusão da zona morta)

Esta simulação é semelhante à simulação 1, porém foi considerado a inclusão da zona morta em torque na dinâmica dos atuadores, ou seja, qualquer torque inferior ao atrito estático não passa para a estrutura a ser controlada, dificultando ainda mais a ação das leis de controle.

Inicialmente, para avaliar os efeitos de variações paramétricas, as matrizes do modelo matemático (matriz de propulsão, matrizes de inércia e matriz de arrasto e sustentação) foram alteradas isoladamente, observando-se, posteriormente, os efeitos destas variações em simulações. O mesmo procedimento foi adotado para outros parâmetros como: massa específica da água, volume do veículo, posições do centro de gravidade e centro de empuxo e constantes de torque e inércia dos motores.

Observou-se que os parâmetros críticos são a massa e o volume do veículo, assim como a massa específica da água. Sabe-se que estas grandezas determinam o peso e o empuxo. Isto mostra que o maior problema é o movimento do veículo no plano vertical. Se a

diferença entre peso e empuxo for maior que 5%, para mais ou para menos, a corrente de comando do propulsor vertical, que é único, satura e leva o sistema a uma grande perda de desempenho. Portanto, para que o controle aplicado ao Tatuí funcione satisfatoriamente, este veículo deve possuir flutuação aproximadamente neutra. Nesta simulação considerou-se que o empuxo é 4% maior do que o empuxo nominal. O objetivo estipulado nesta simulação foi o de levar o veículo da posição inicial (0 m, 0 m, 0 m), com ângulos de rolamento, arfagem e guinada iguais a 30° para a posição final (10 m, 10 m, 10 m), com ângulos de rolamento, arfagem e guinada nulos. A simulação do controle com a superfície integral é mostrado nas figuras (6.17), (6.18), (6.19) e (6.20). Este controle obteve resultados bons no seguimento da trajetória de referência conforme figuras (6.18) e (6.19). As figuras (6.21), (6.22), (6.23) e (6.24) mostram resultados para o controle PID com linearização por realimentação. Percebe-se um desempenho um pouco pior somente no seguimento do ângulo de guinada (Fig. 6.22) do que o verificado com o controle modo deslizante com superfície integral (Fig. 6.18).

As figuras (6.13), (6.14), (6.15) e (6.16) mostram a simulação com o controle que utiliza a superfície simples. Houve uma significativa perda de desempenho, inviabilizando o uso do controle, mesmo sem a saturação de nenhum atuador (figura 6.16). Todos os erros mostrados na figura (6.15) aumentaram em relação à simulação com o caso em que o modelo nominal é igual à planta física (fig. 6.3), chamando atenção o erro de posição δ_z .

Nota-se uma melhora significativa da superfície integral com relação ao resultado da superfície simples (Fig 6.13-6.16), mostrando assim, a robustez do controle na presença de variações paramétricas. Os pequenos erros de acompanhamentos nas posições y (δ_y) e z (δ_z) são devidos à inclusão da zona morta na dinâmica do atuador. Devido à diferença entre peso e empuxo os atuadores permanecem ligados, mesmo depois de o Tatuí ter atingido a posição e orientação desejados. A figura (6.20) mostra que não houve saturação dos atuadores.

b.1) Controle modo deslizante com a superfície simples (Fig 6.13-Fig 6.16)

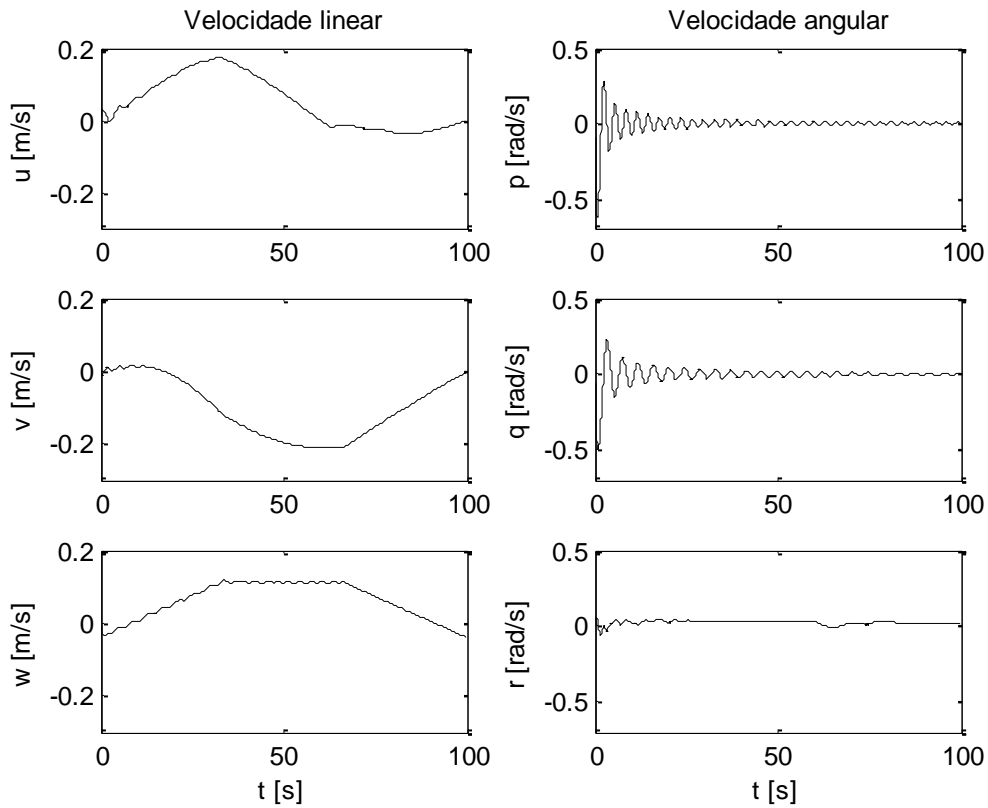


Figura 6.13. Velocidade no referencial do corpo

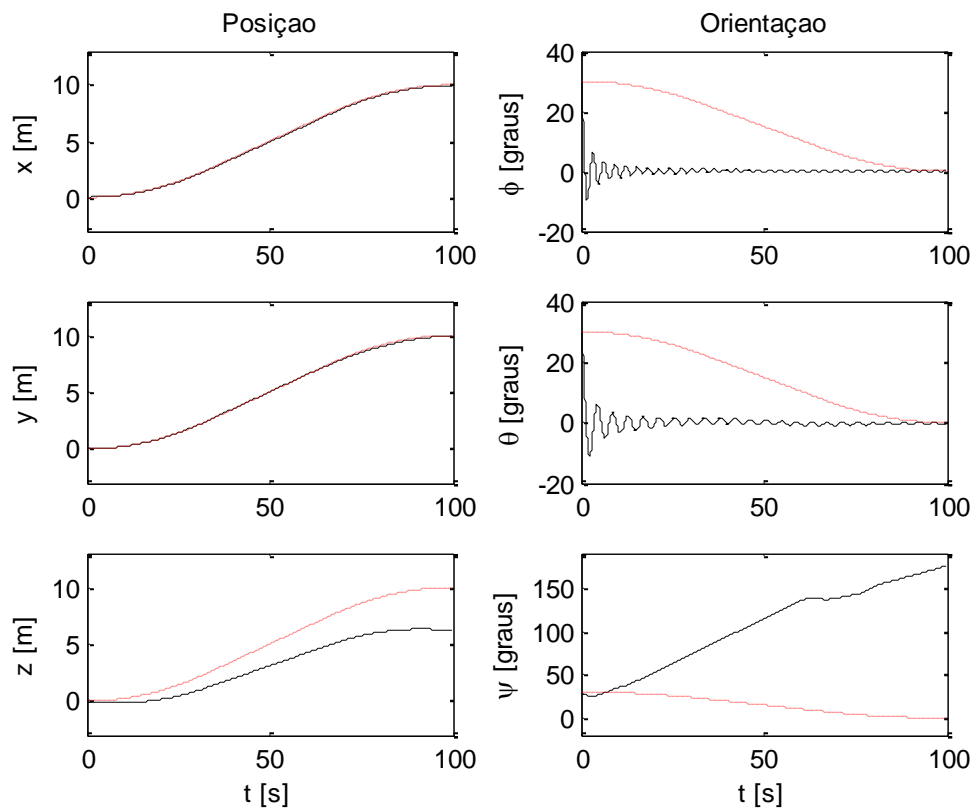


Figura 6.14. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

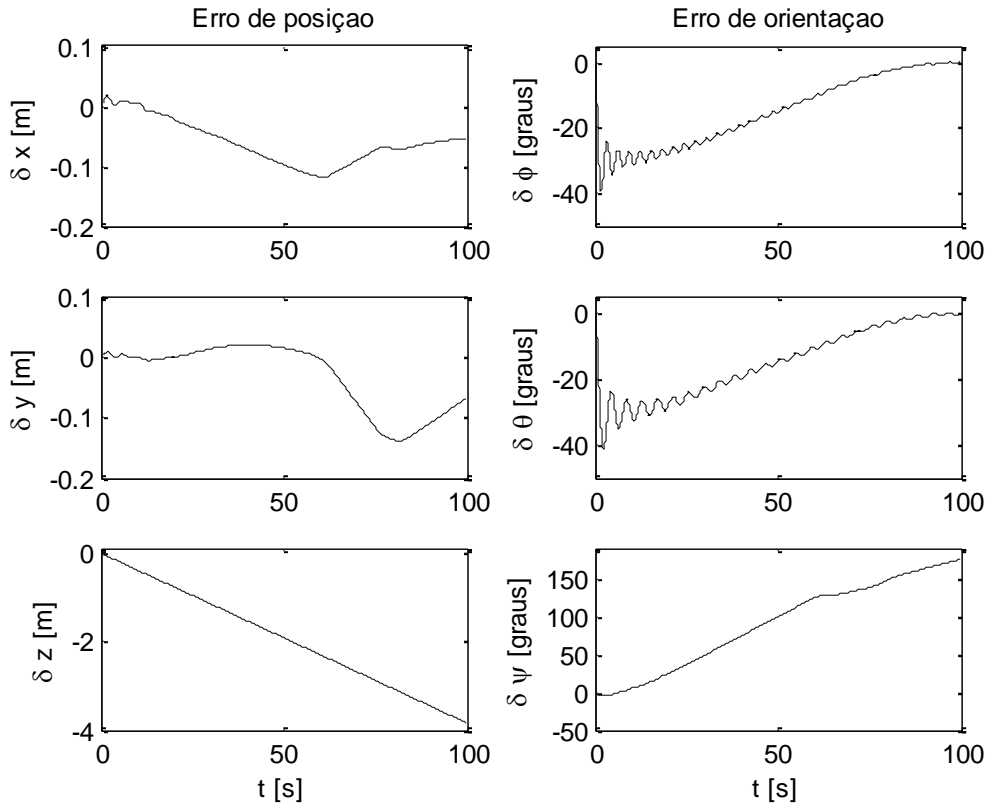


Figura 6.15. Erro de posição e orientação

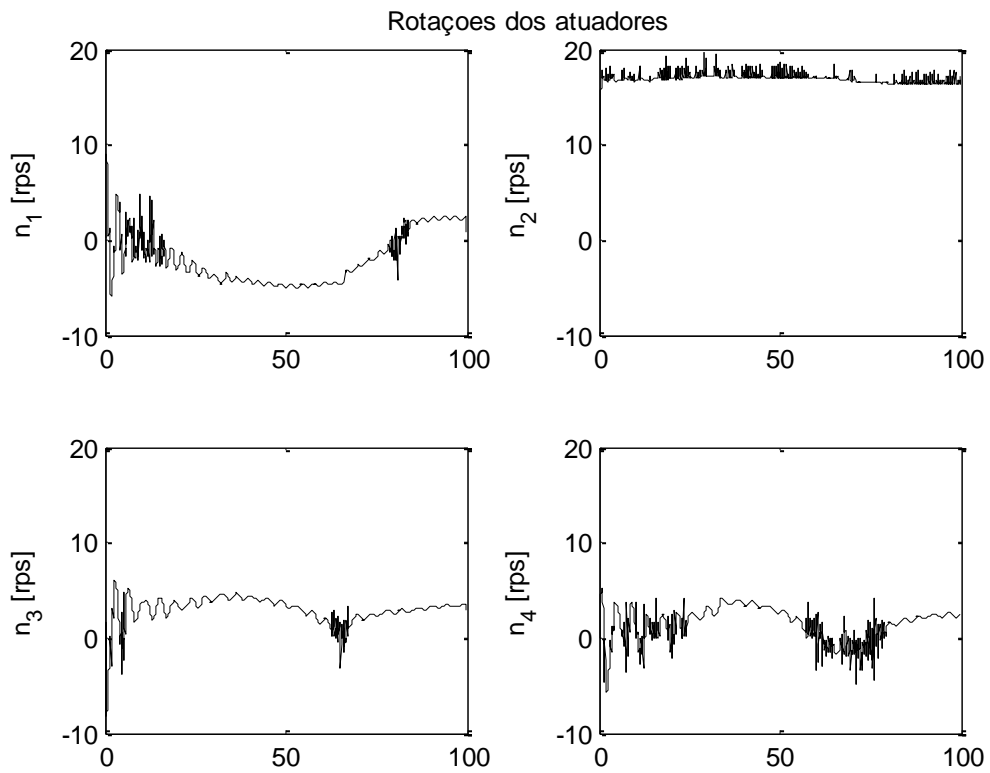


Figura 6.16. Rotação dos propulsores

b.2) Controle modo deslizante com a superfície integral (Fig 6.17-Fig 6.20)

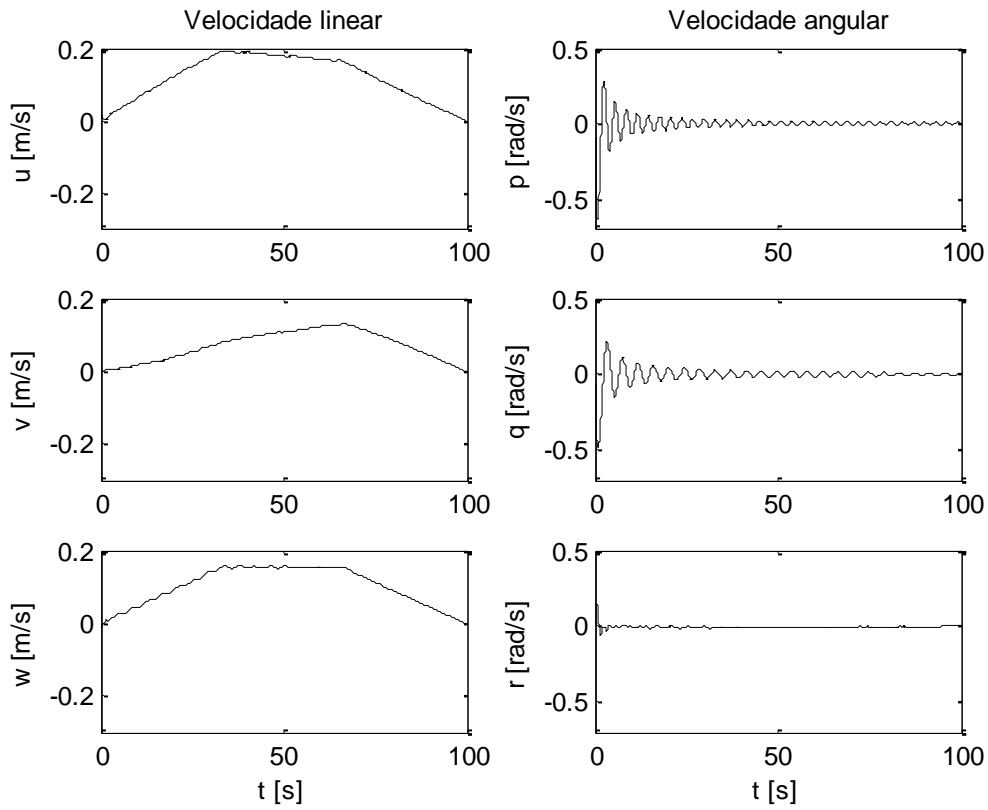


Figura 6.17. Velocidade no referencial do corpo

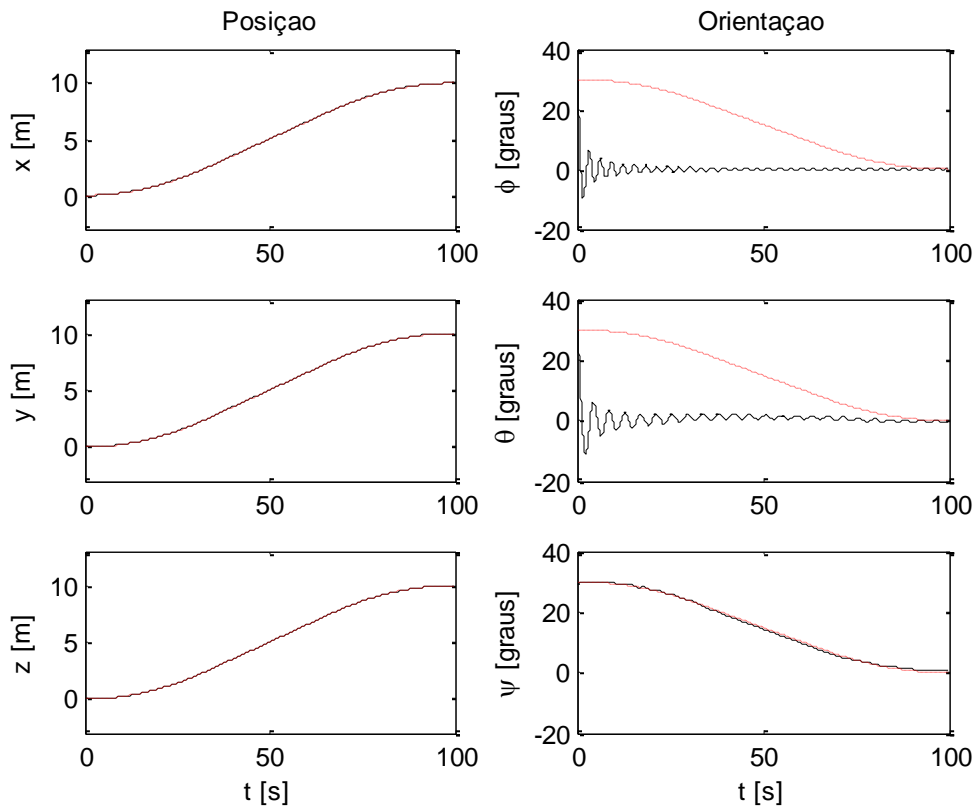


Figura 6.18. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

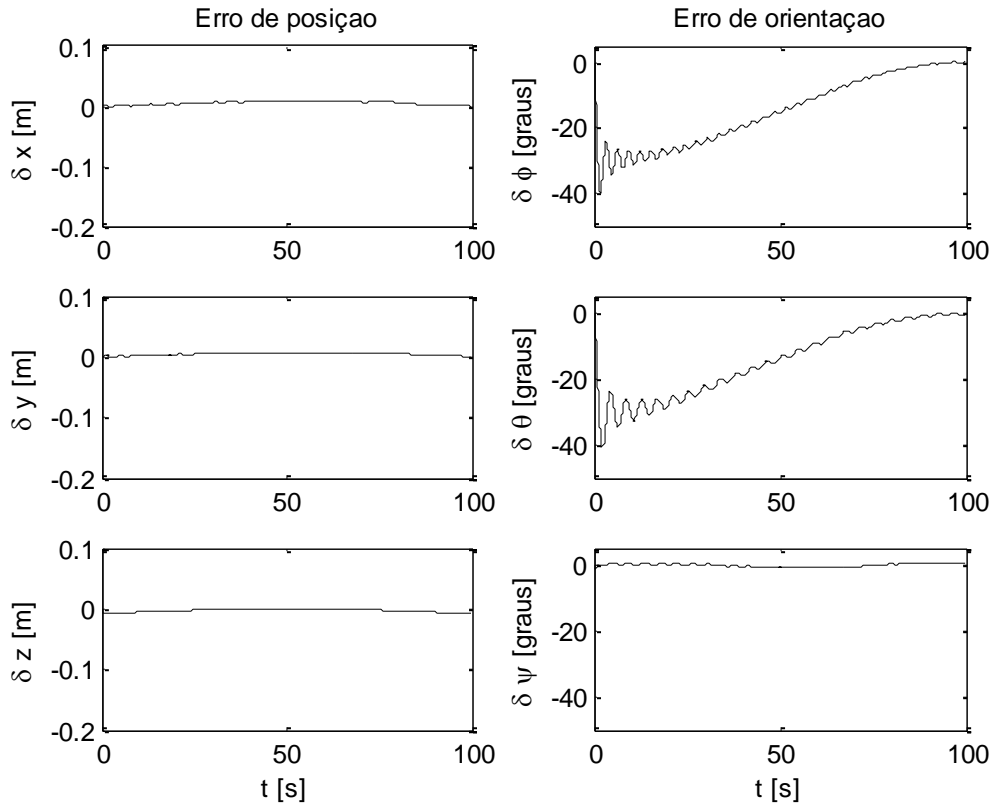


Figura 6.19. Erro de posição e orientação

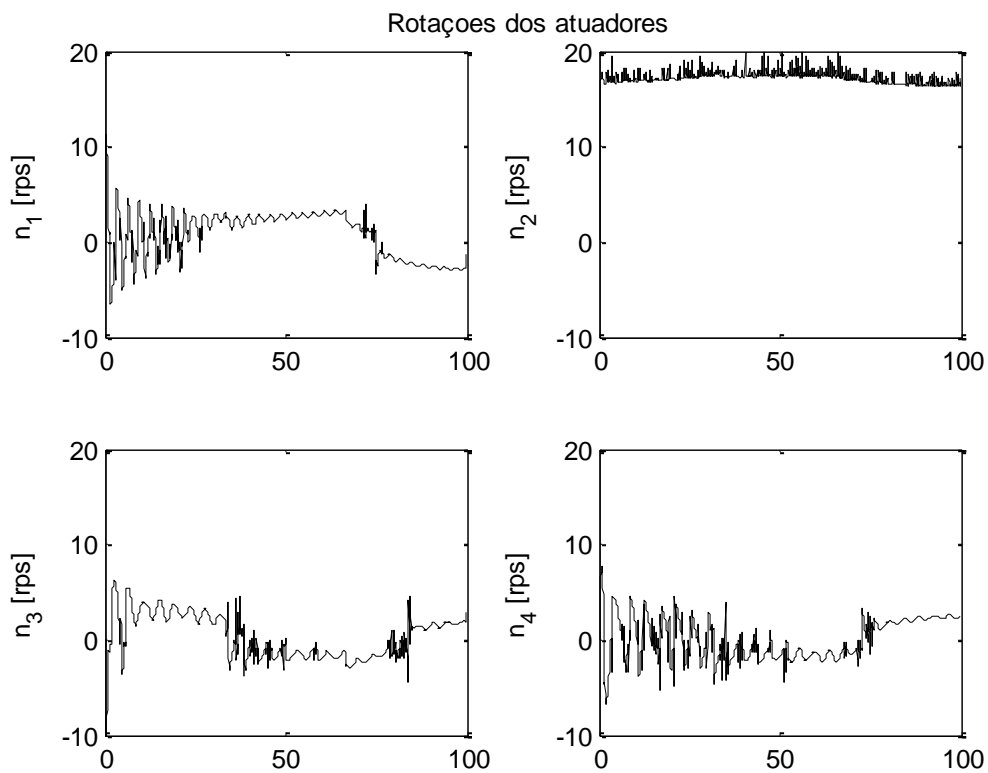


Figura 6.20. Rotação dos propulsores

b.3) PID com linearização por realimentação (Fig 6.21-Fig 6.24)

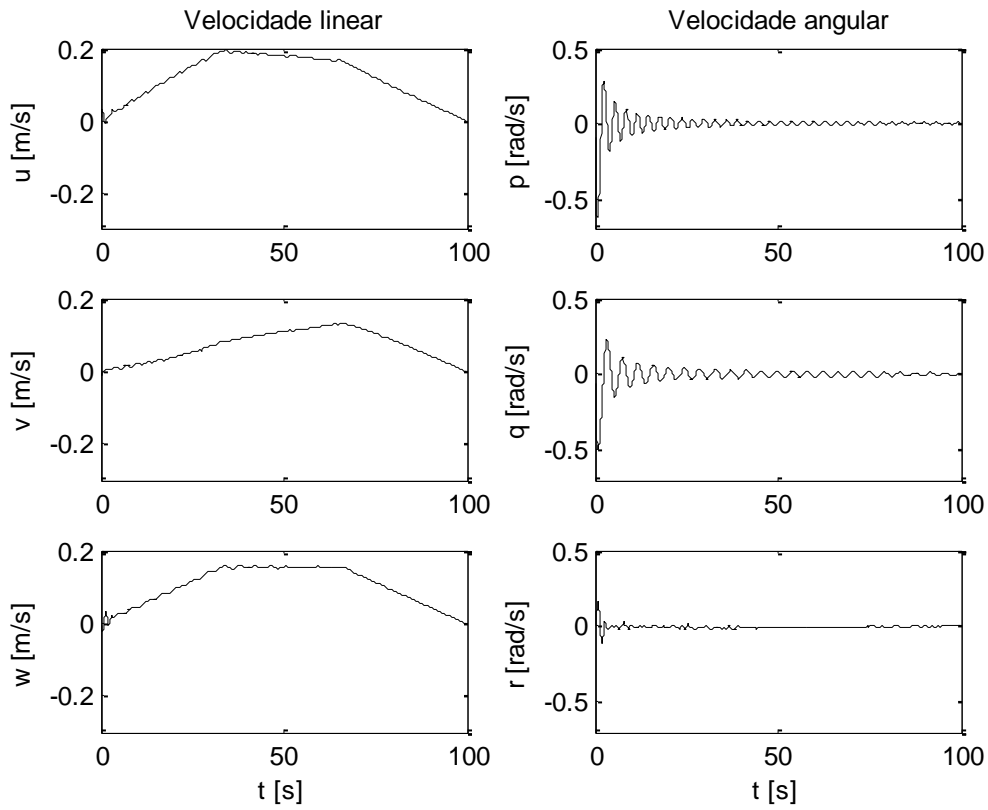


Figura 6.21. Velocidade no referencial do corpo

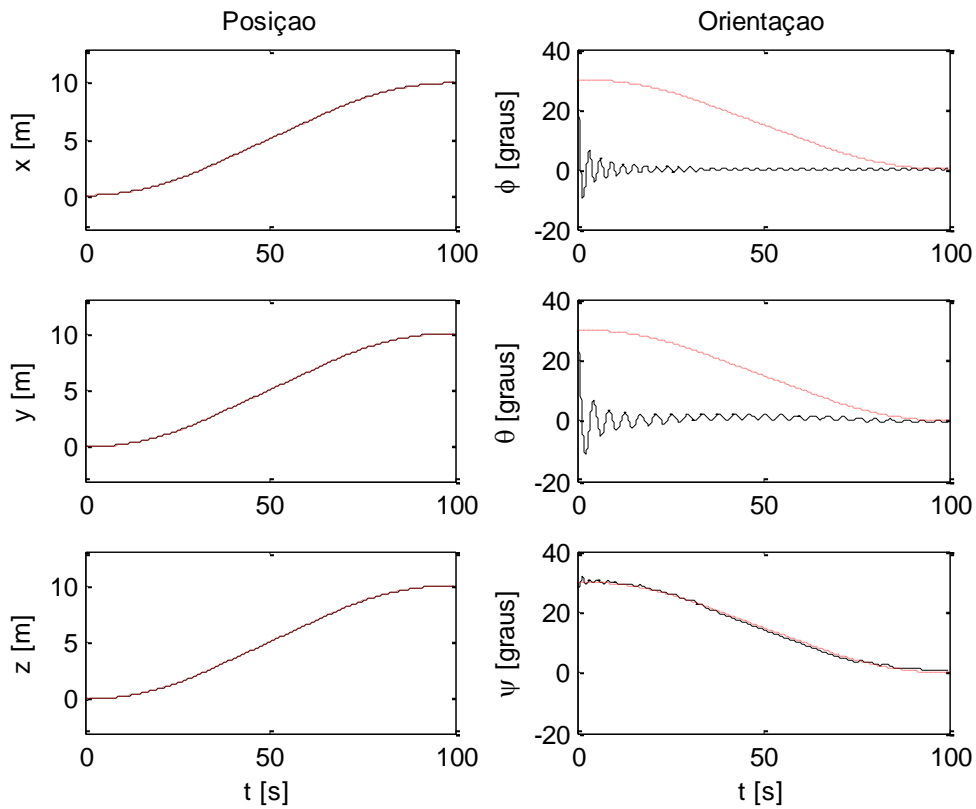


Figura 6.22. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

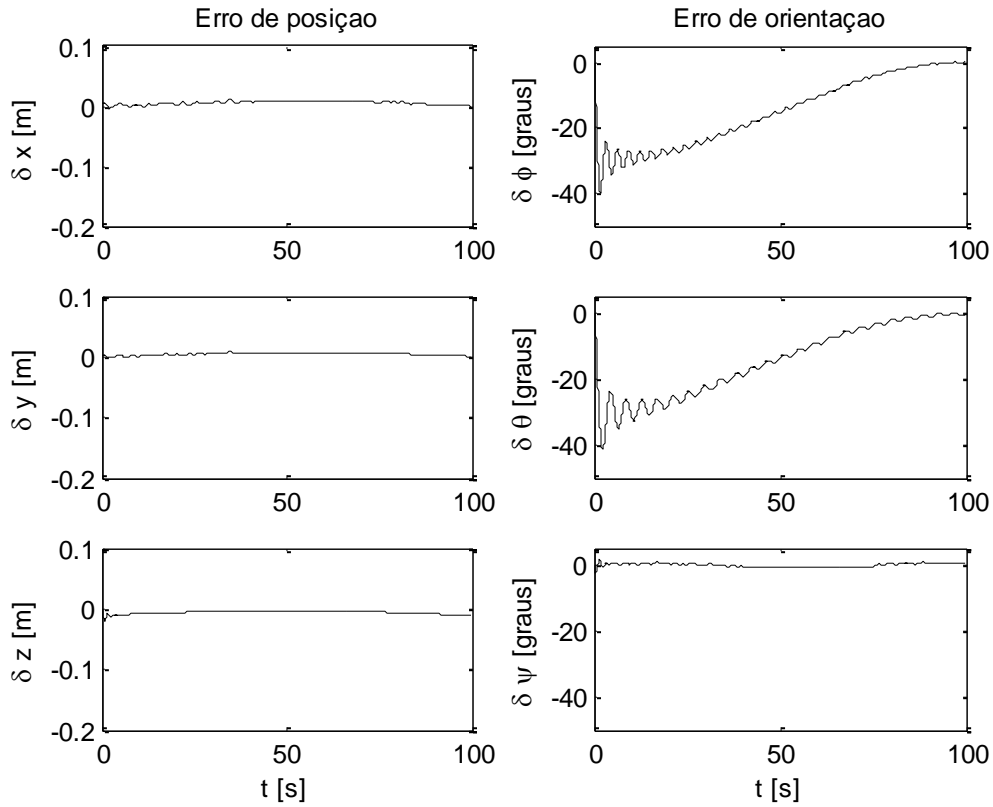


Figura 6.23. Erro de posição e orientação

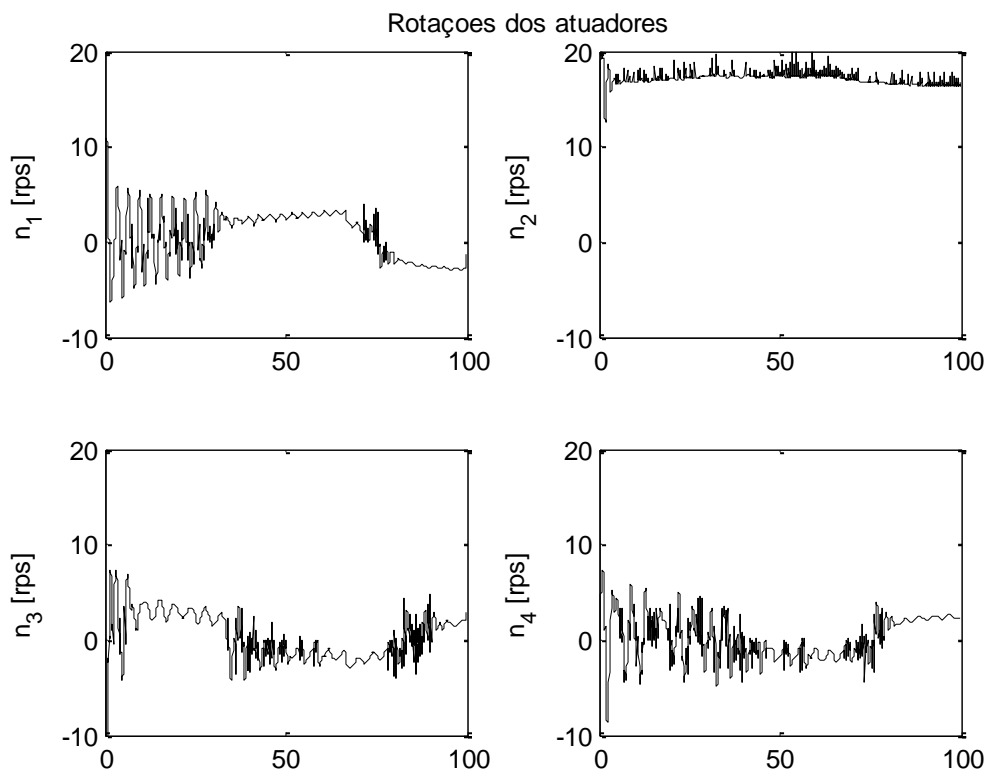


Figura 6.24. Rotação dos propulsores

6.3.2 Simulações para o Nerov

a) Simulação 1 (sem distúrbio e sem variação paramétrica)

O objetivo estipulado foi o de levar o veículo da posição inicial (0m, 0m, 0m), com ângulos de rolamento, arfagem e guinada iguais a 30° para a posição final (10 m, 10 m, 10 m), com ângulos de rolamento, arfagem e guinada nulos, durante 100s. Considerou-se que não existe corrente oceânica e nem variação paramétrica e que o modelo adotado é igual à planta física.

Observa-se que os sistemas de controle com superfície integral por modos deslizantes (Fig. 6.29-6.32) e PID com linearização por realimentação (Fig 6.33-6.36) desenvolvidos apresentam um bom e semelhante desempenho, todos superiores ao controle modo deslizante com superfície simples (Fig. 6.25-6.28), conseguindo acompanhar de modo satisfatório a posição e a orientação de referência (fig. 6.26, fig. 6.30 e fig. 6.34). Em nenhum momento houve a saturação dos propulsores (Fig. 6.28, Fig. 6.32 e Fig. 6.36).

a.1) Controle modo deslizante com a superfície simples (Fig 6.25-Fig 6.28)

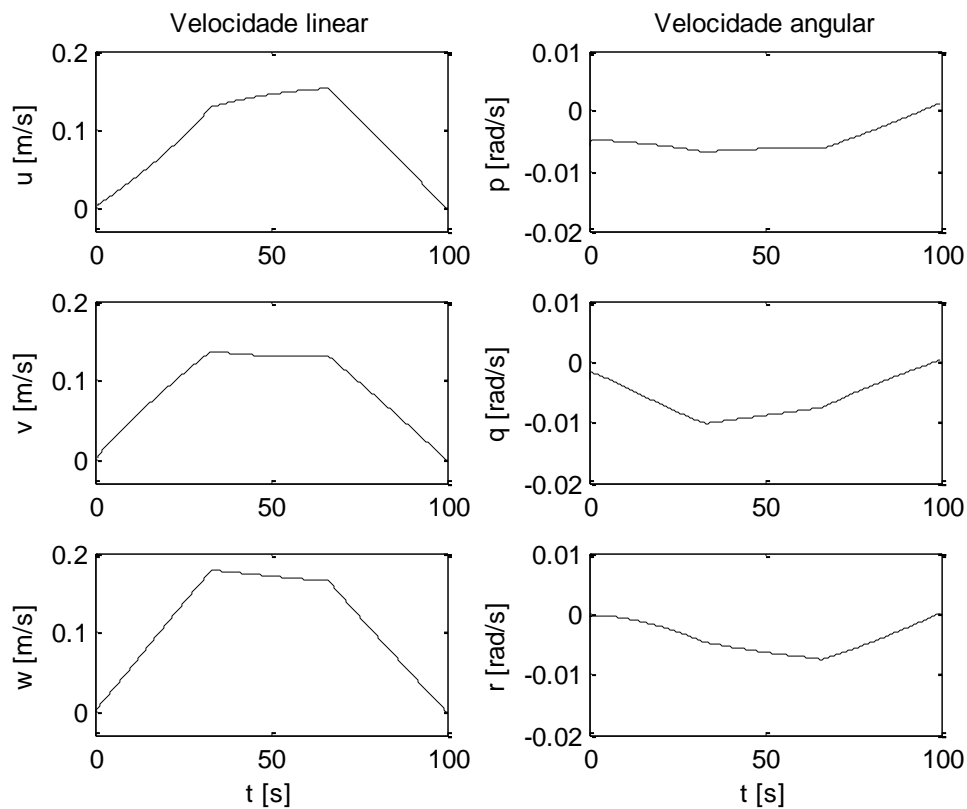


Figura 6.25. Velocidade no referencial do corpo

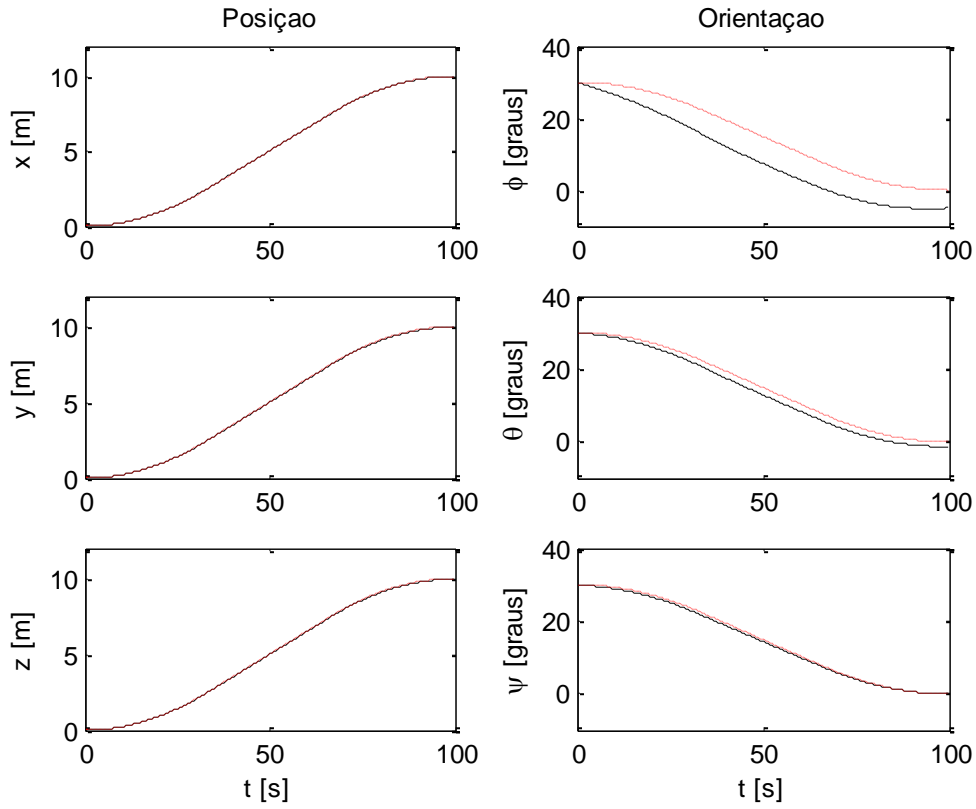


Figura 6.26. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

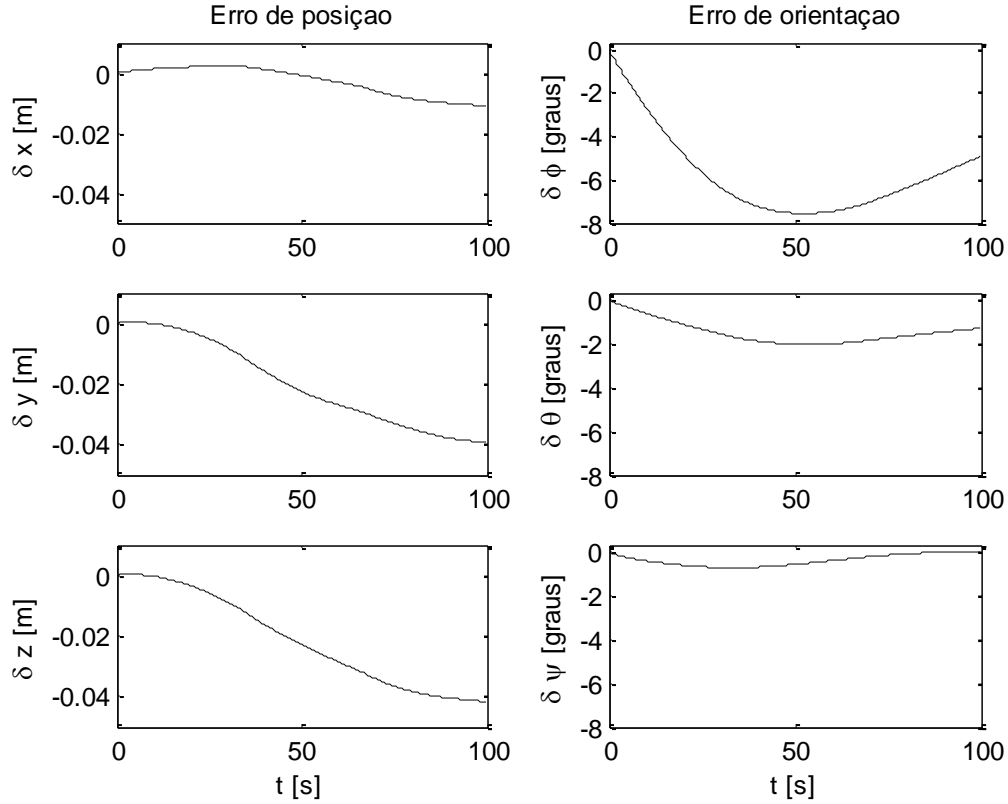


Figura 6.27. Erro de posição e orientação

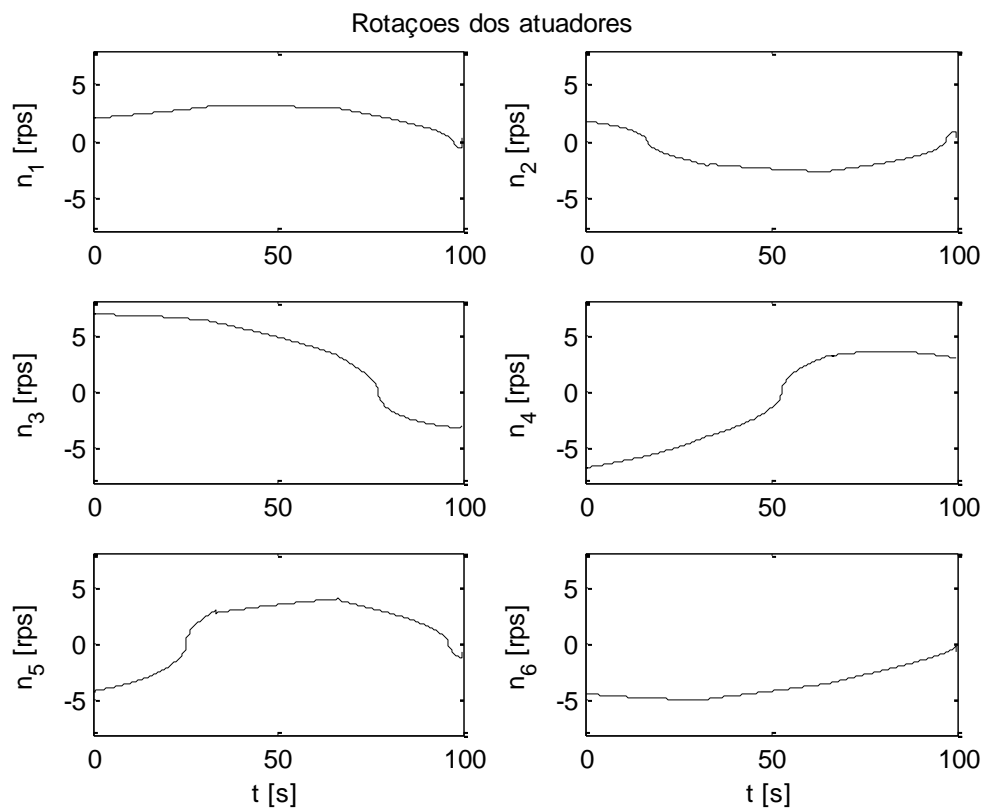


Figura 6.28. Rotação dos propulsores

a.2) Controle modo deslizante com a superfície integral (Fig. 6.29-Fig. 6.32)

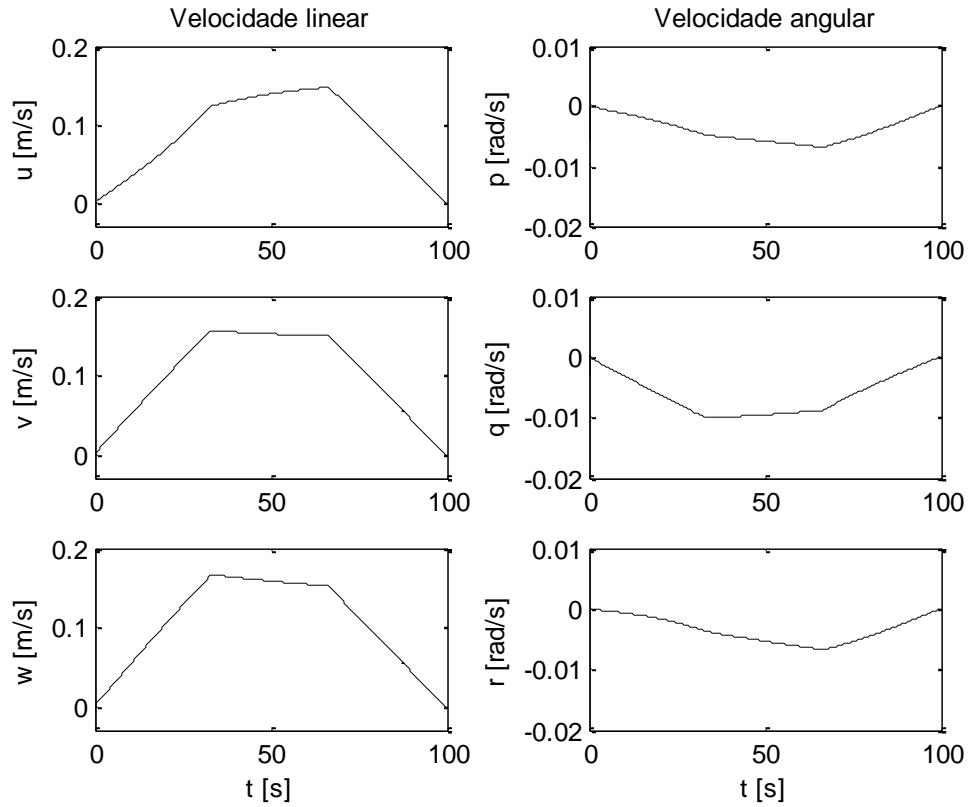


Figura 6.29. Velocidade no referencial do corpo

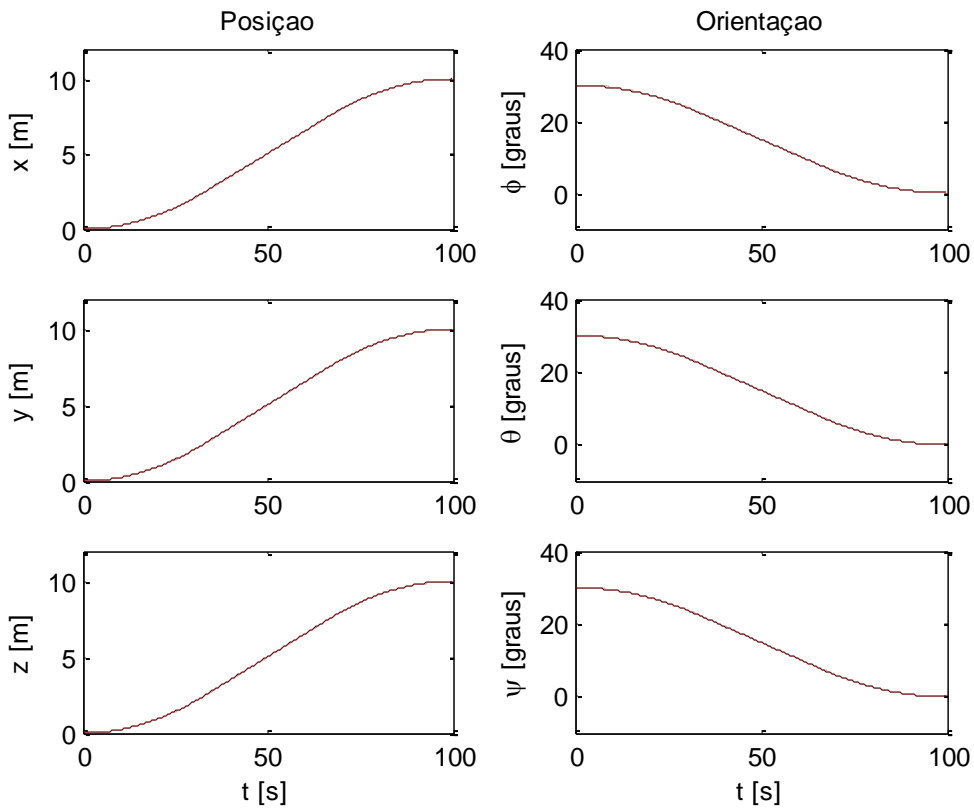


Figura 6.30. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

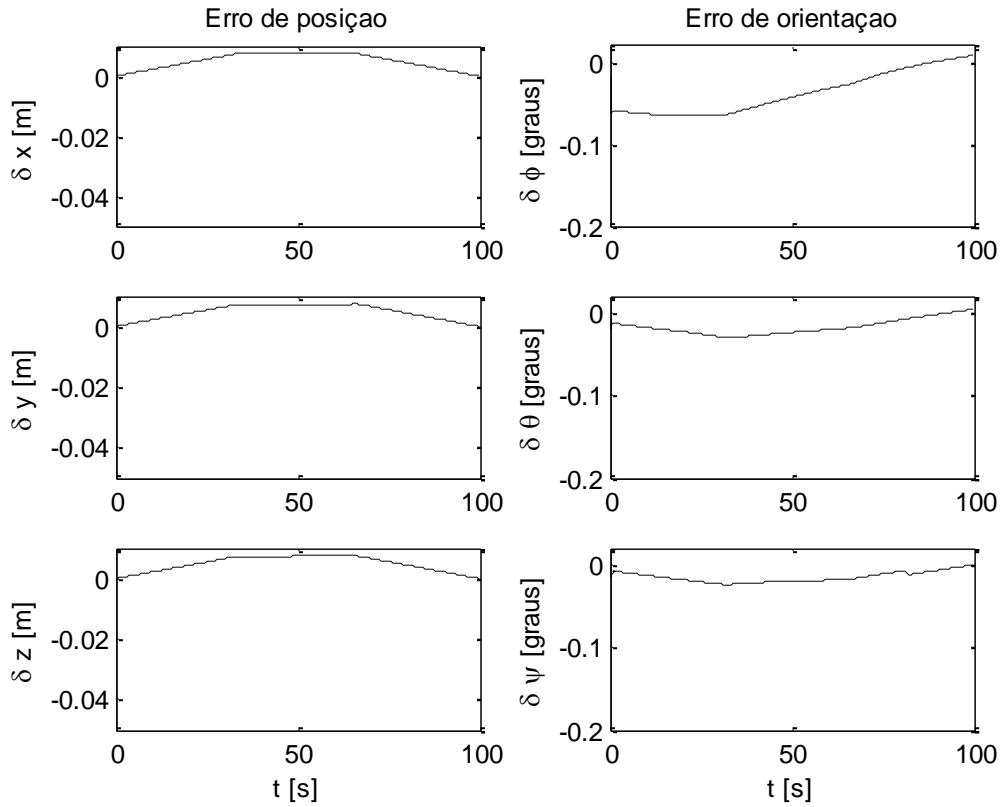


Figura 6.31. Erro de posição e orientação

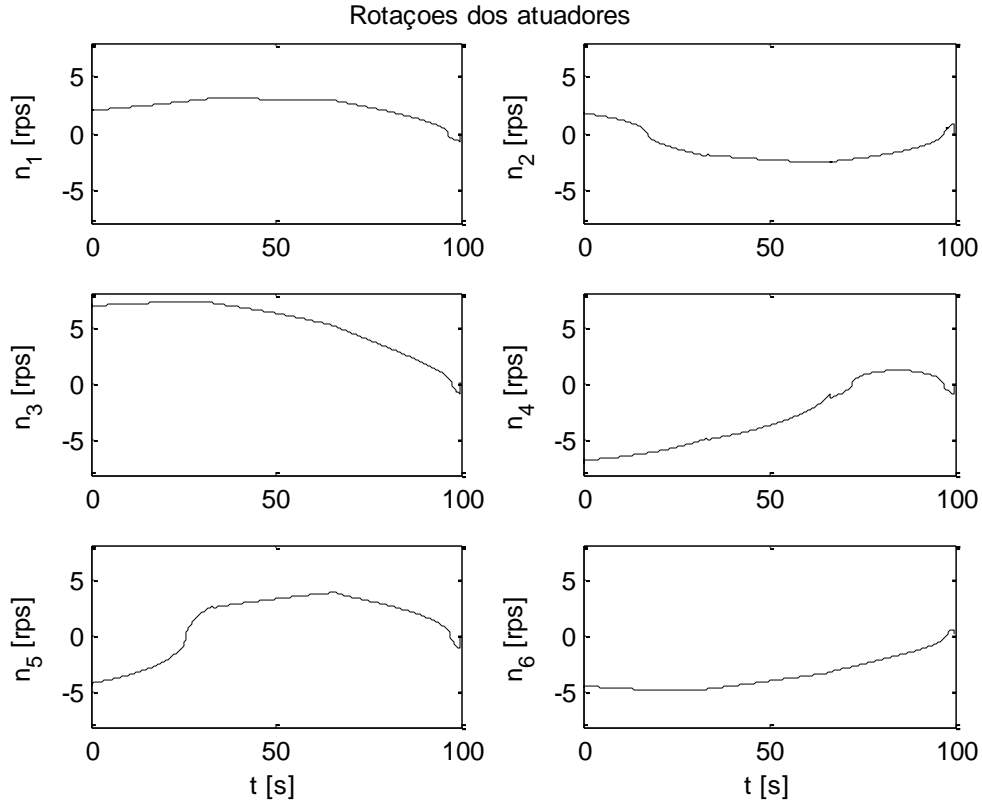


Figura 6.32. Rotação dos propulsores

a.3) PID com linearização por realimentação (Fig 6.33-Fig. 6.36)

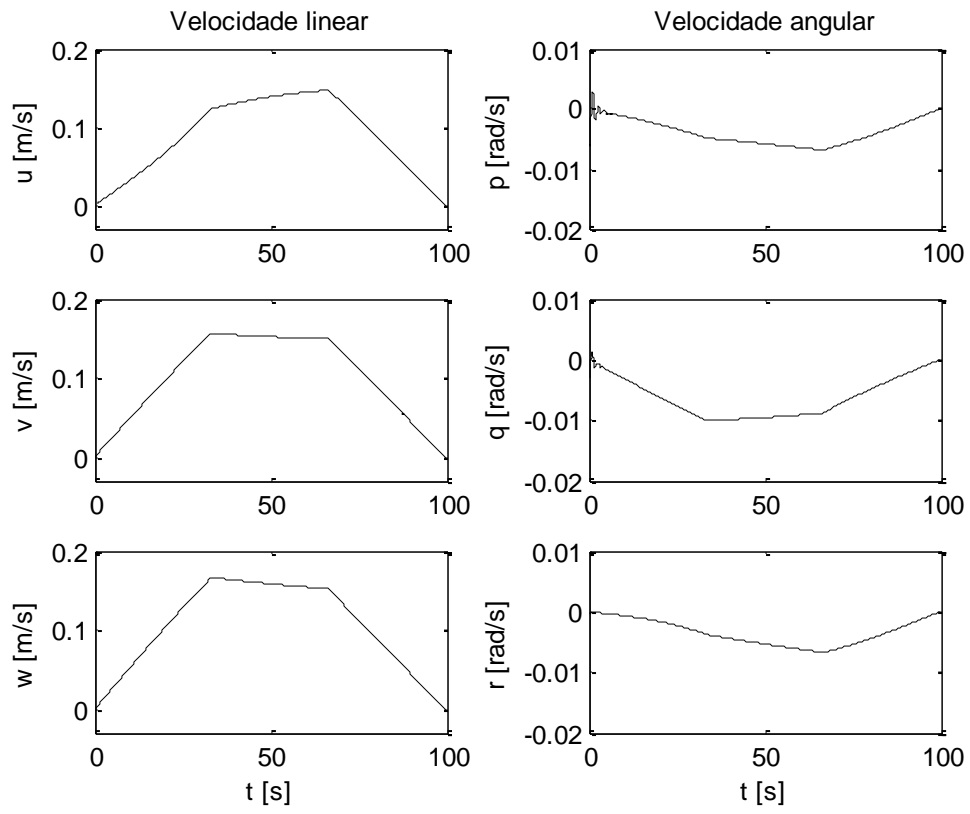


Figura 6.33. Velocidade no referencial do corpo

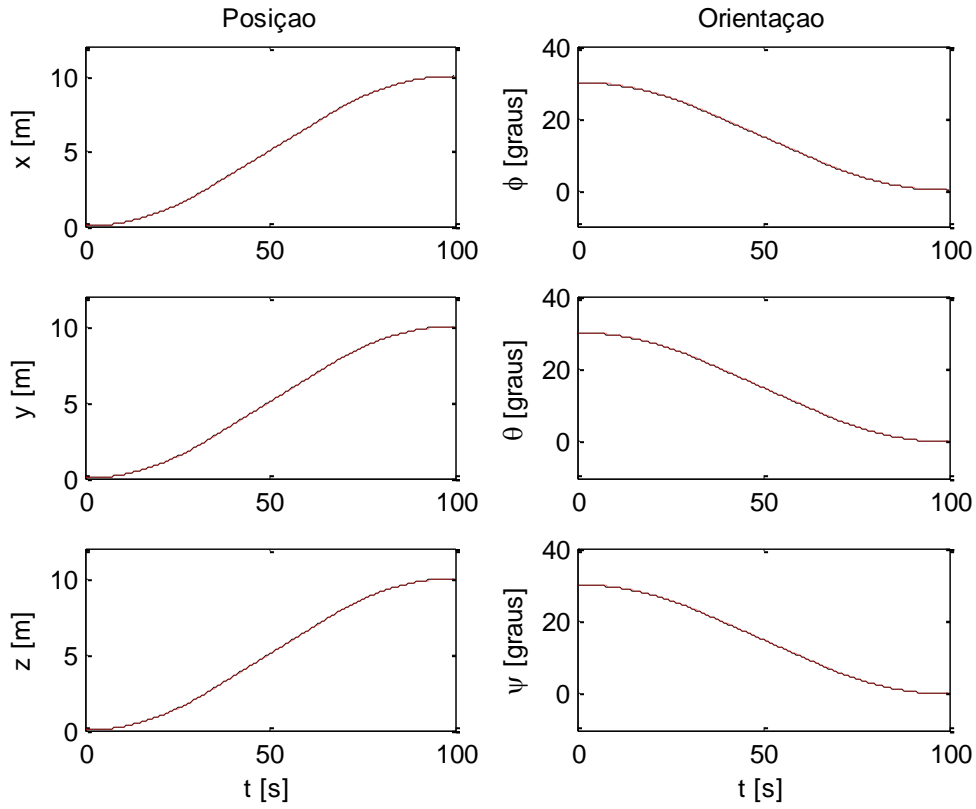


Figura 6.34. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

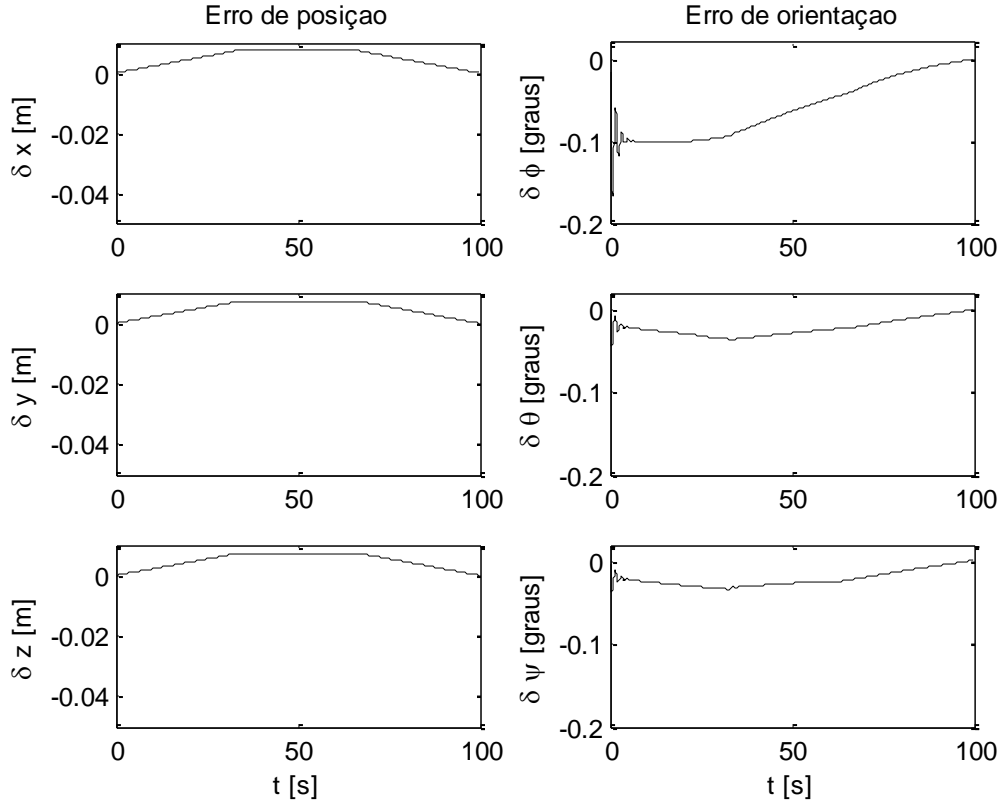


Figura 6.35. Erro de posição e orientação

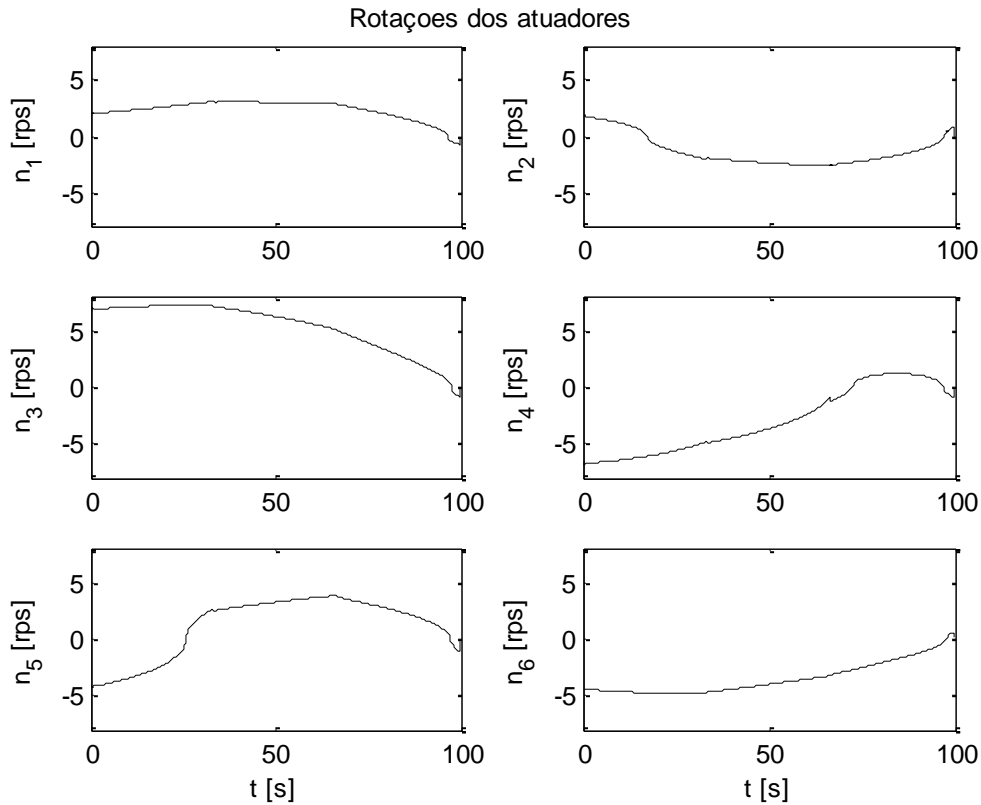


Figura 6.36. Rotação dos propulsores

b) Simulação 2 (com corrente oceânica e inclusão da zona morta)

Esta simulação é semelhante à simulação 1, porém foi considerada a inclusão da zona morta em torque na dinâmica dos atuadores, ou seja, qualquer torque inferior ao atrito estático não passa para a estrutura a ser controlada, dificultando ainda mais o projeto das leis de controle. Considerou-se que a corrente oceânica possui componentes de 0,4 m/s nas direções contrárias a X e Y do referencial inercial e que o modelo adotado é igual à planta física.

Observa-se que o sistema de controle desenvolvido com superfície integral (fig. 6.42 e 6.43) e PID com linearização por realimentação (fig. 6.46 e 6.47) apresentaram um bom desempenho, conseguindo acompanhar a trajetória prevista. Percebem-se erros de posição menores para o PID com linearização por realimentação (Fig. 6.47) em relação ao controle modo deslizante com a superfície integral (Fig 6.43). Este resultado deve-se, em parte, à utilização da janela de esquecimento na componente integral, a qual permite que se aumente o desempenho mantendo-se ainda a estabilidade. Diferentemente do Tatuí, os ângulos de rolamento e arfagem foram controlados. Assim, verifica-se que os seis propulsores são

suficientes para controlar os seis graus de liberdade. Nenhum dos atuadores saturou (saturação estipulada em 10 rps), fato que contribui para o bom desempenho do sistema. O controle com superfície simples não apresentou um bom resultado com relação ao desempenho, conforme pode ser observado nas figuras (6.37-6.40). Os erros entre referência e saída são devidos à existência da dinâmica não modelada (corrente) e de não linearidades nos atuadores.

b.1) Controle modo deslizante com a superfície simples (Fig 6.37-Fig 6.40)

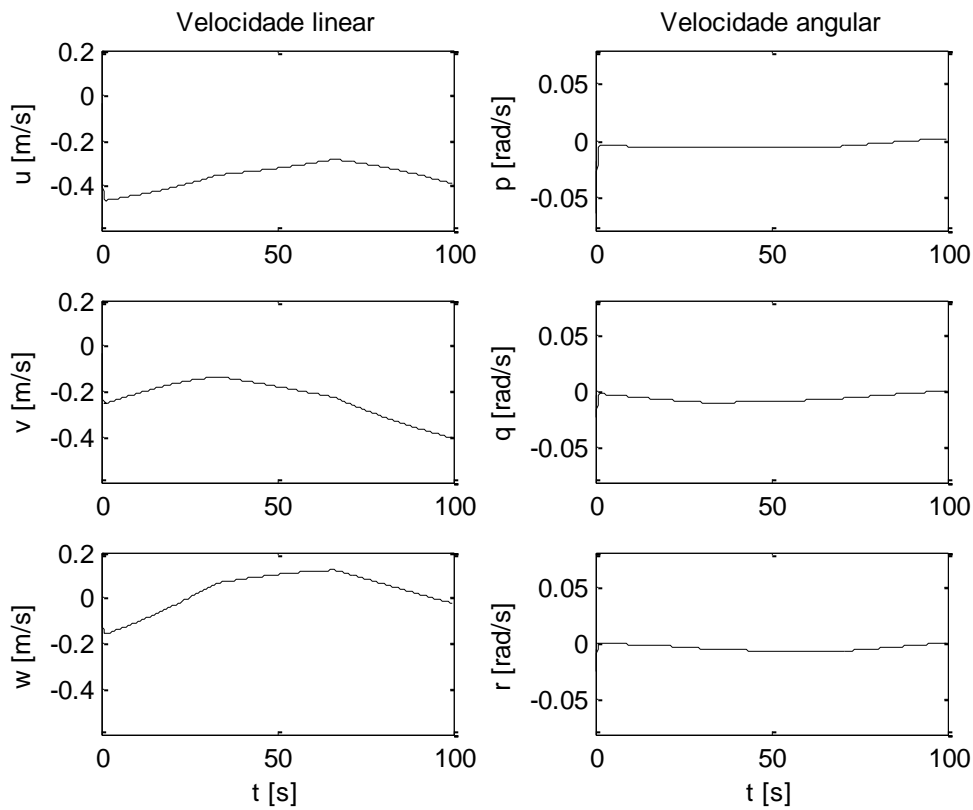


Figura 6.37. Velocidade no referencial do corpo

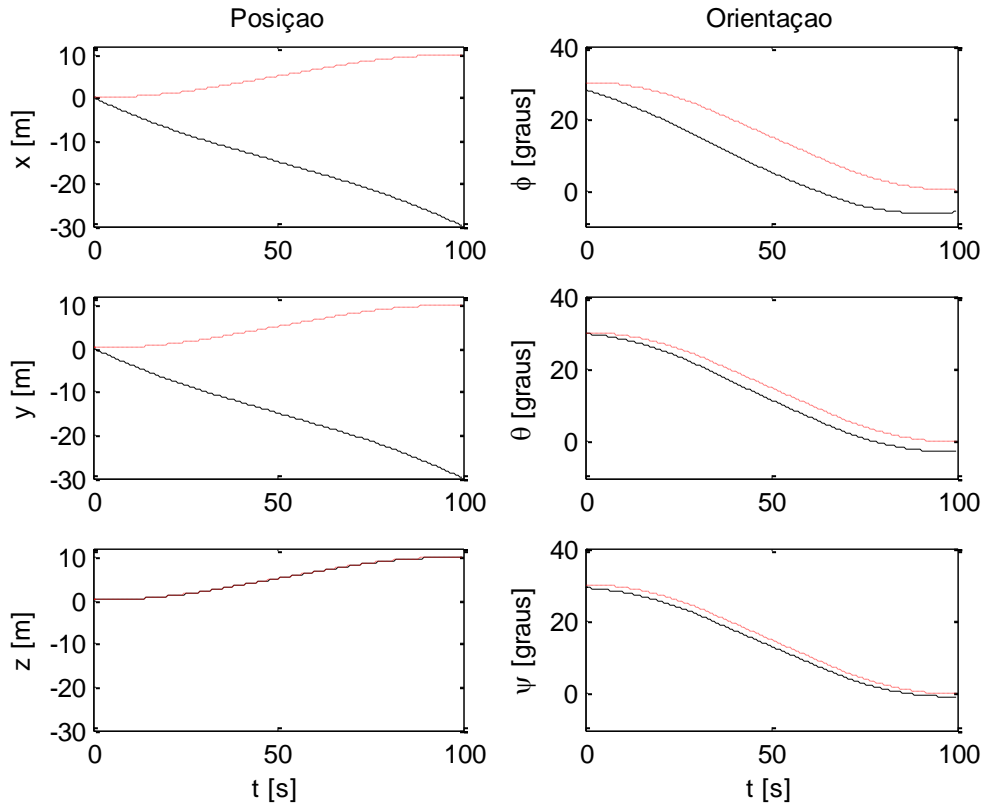


Figura 6.38. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

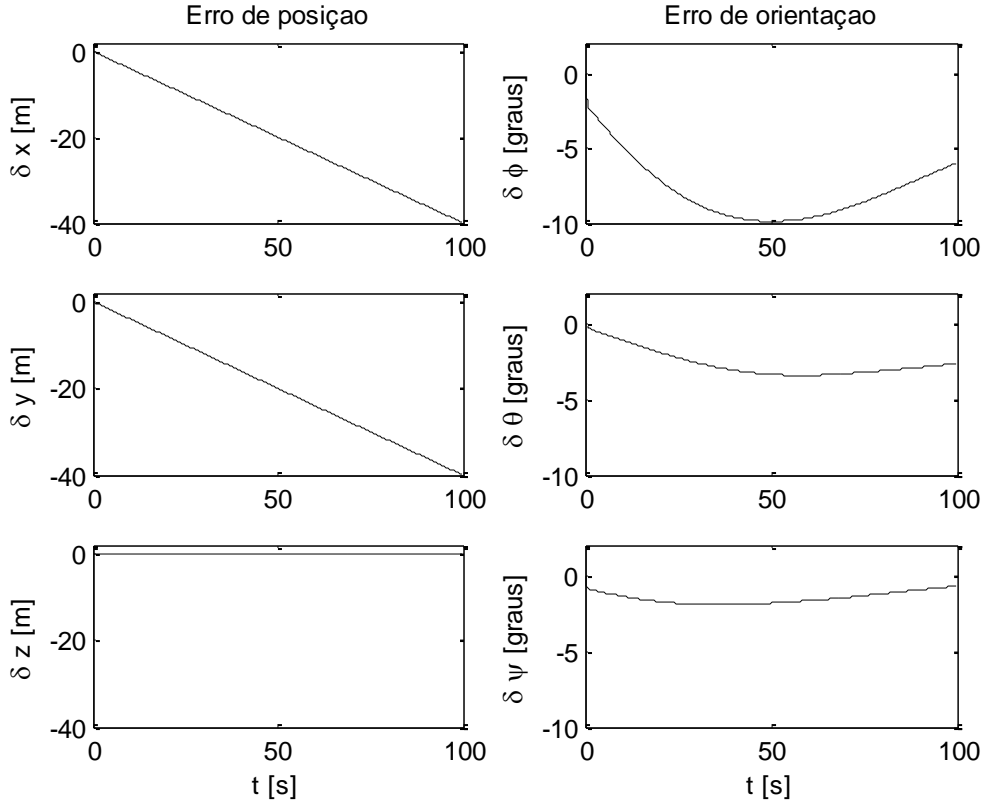


Figura 6.39. Erro de posição e orientação

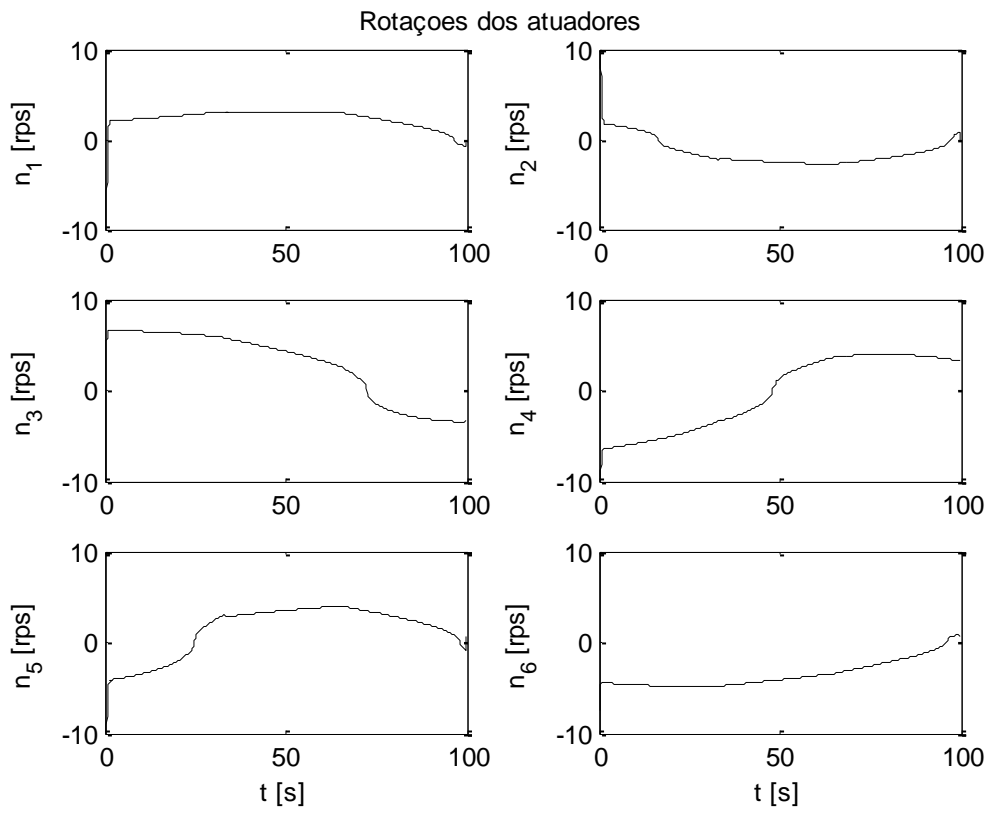


Figura 6.40. Rotação dos propulsores

b.2) Controle modo deslizante com superfície integral (Fig 6.41-Fig 6.44)

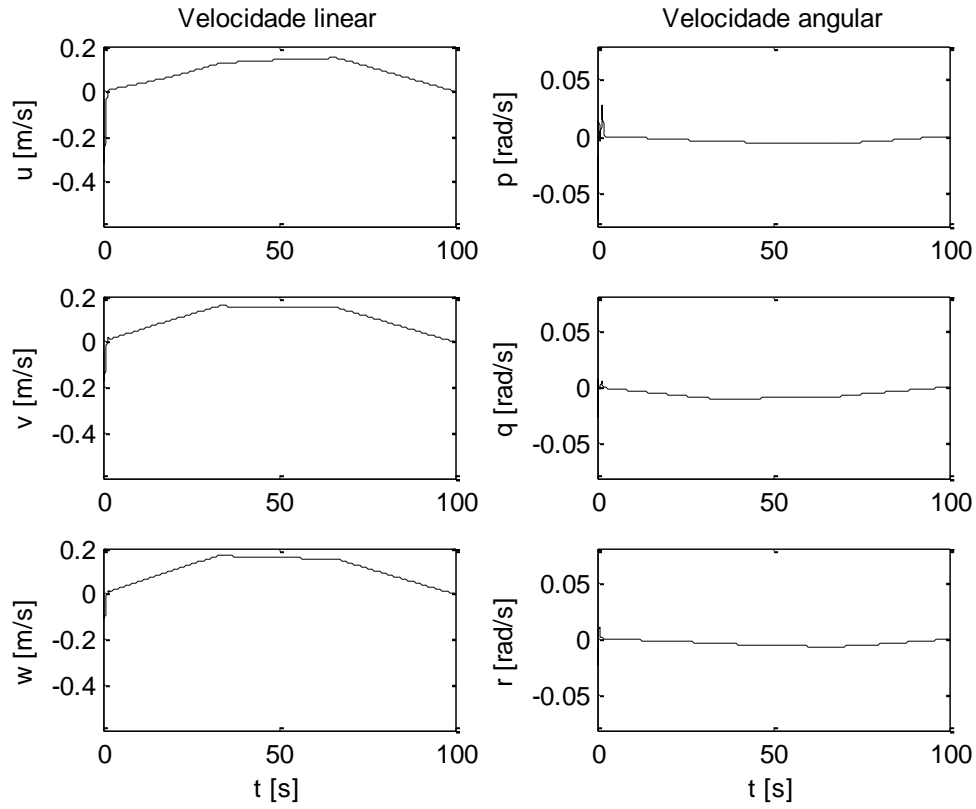


Figura 6.41. Velocidade no referencial do corpo

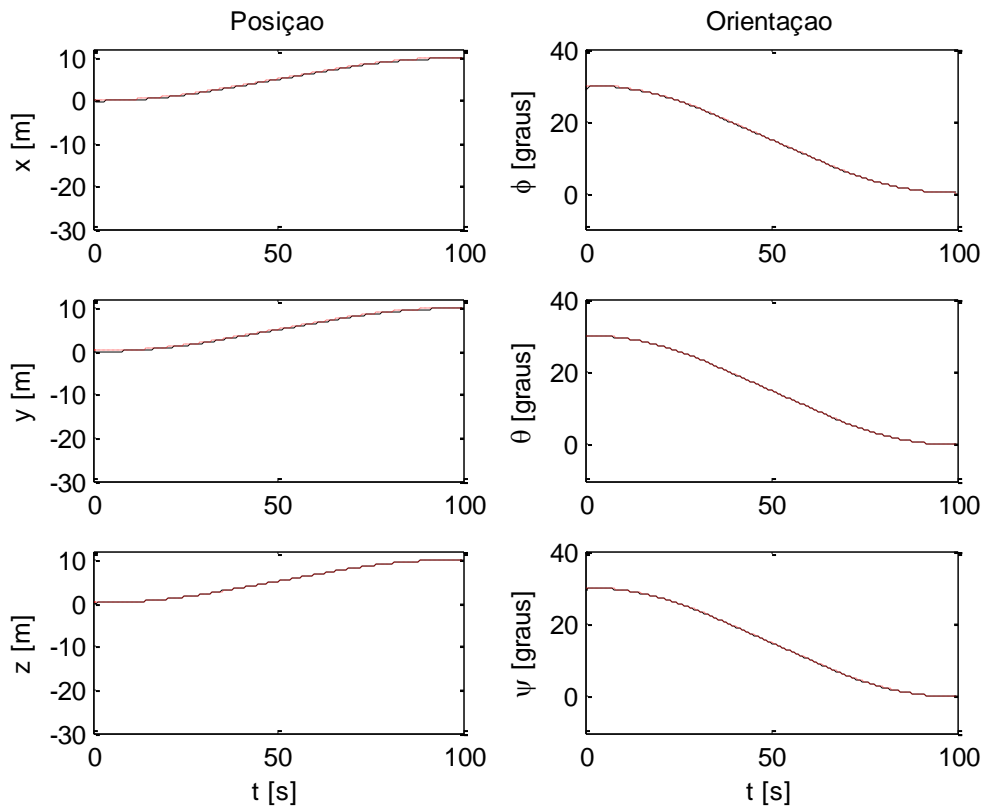


Figura 6.42. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

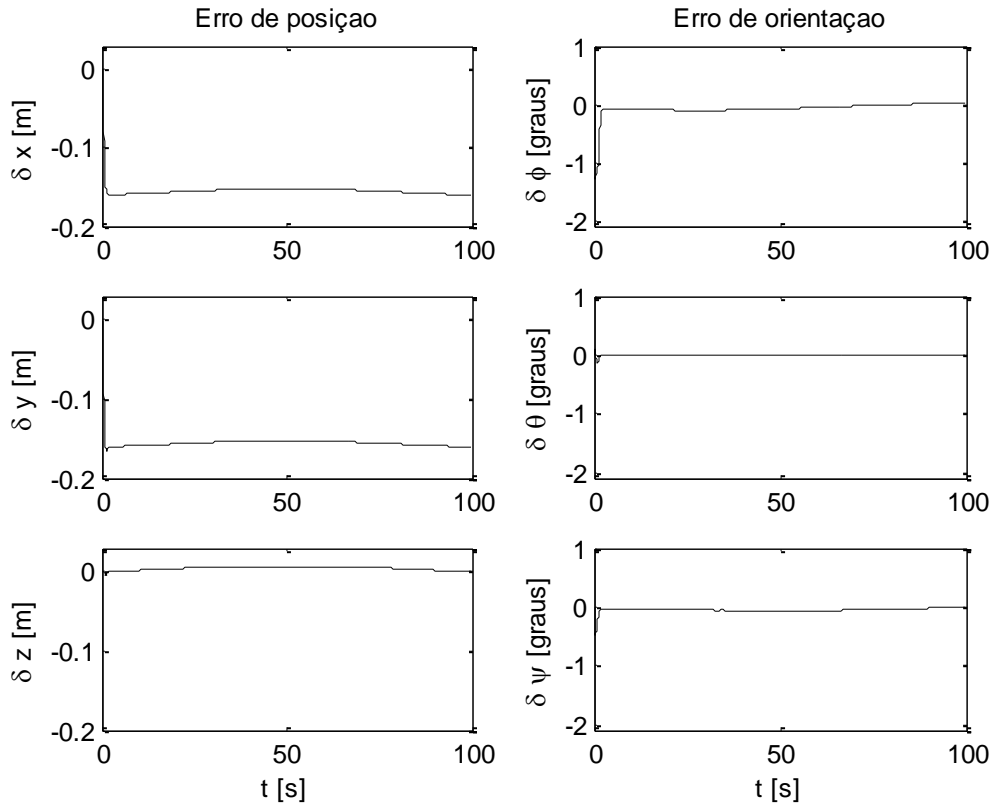


Figura 6.43. Erro de posição e orientação

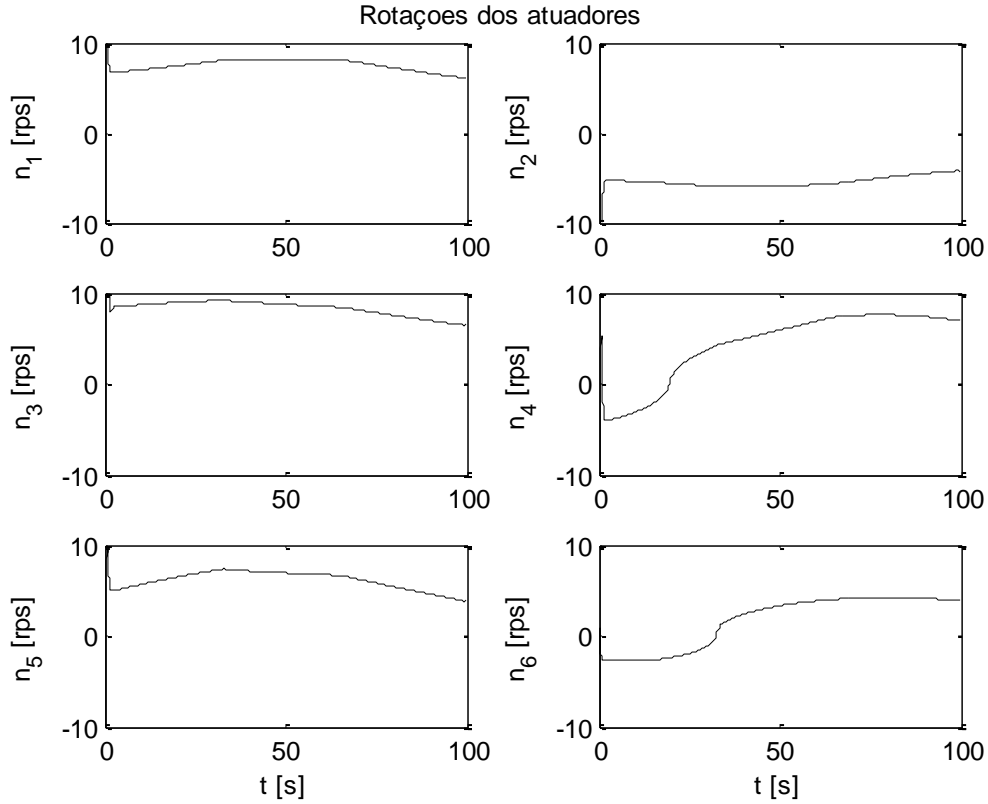


Figura 6.44. Rotação dos propulsores

b.3) PID com linearização por realimentação (Fig 6.45-Fig 6.48)

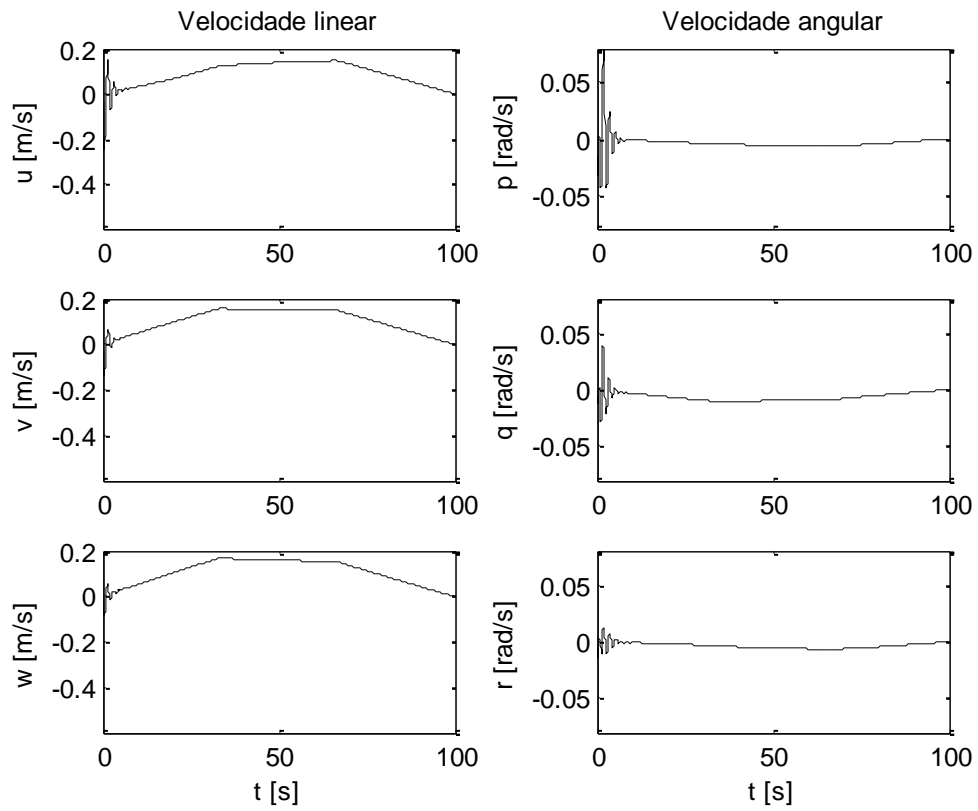


Figura 6.45. Velocidade no referencial do corpo

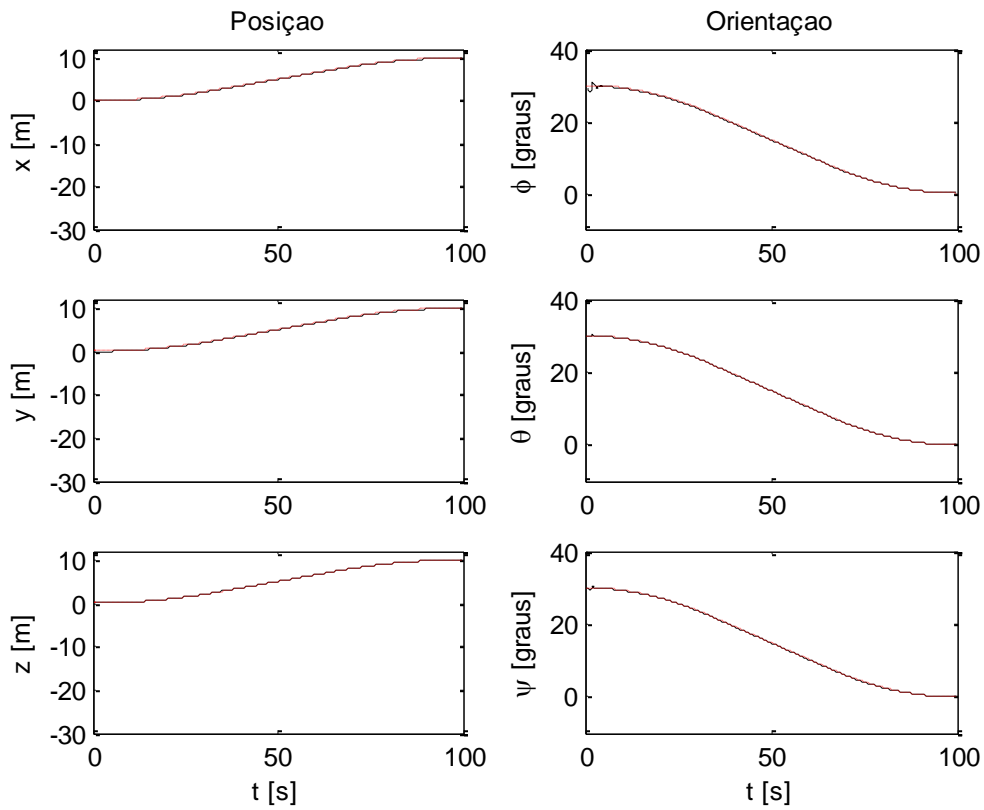


Figura 6.46. Posição e orientação no referencial inercial (referência tracejado em vermelho)

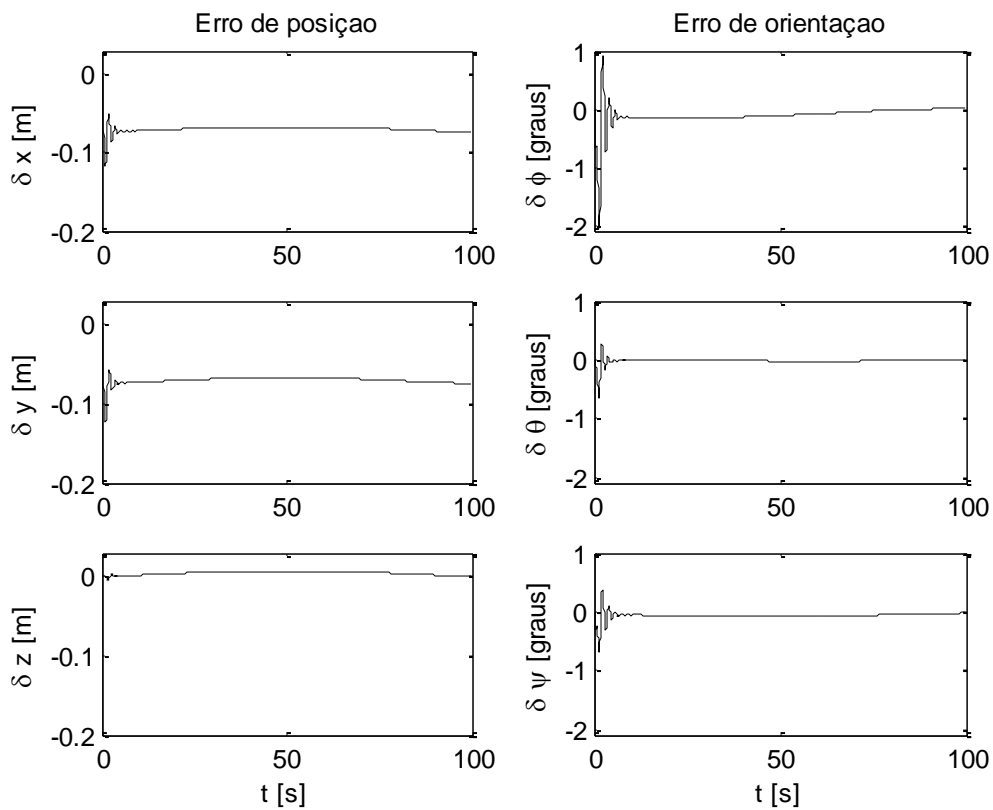


Figura 6.47. Erro de posição e orientação

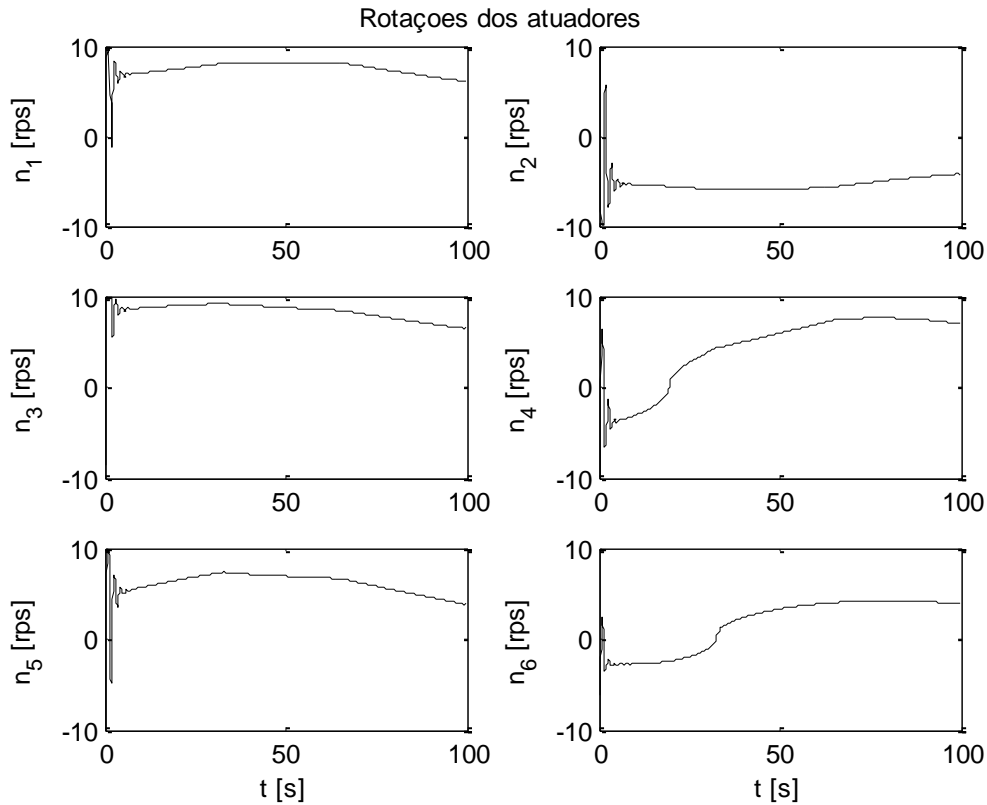


Figura 6.48. Rotação dos propulsores

6.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Na realidade, fazer comparações entre diferentes técnicas de controle empregadas na solução de um problema é sempre uma tarefa difícil, principalmente em razão da forte dependência dos resultados com relação ao projeto dos ganhos destas diferentes leis de controle. Entretanto, foram feitos diversos projetos de ganhos a fim de se aumentar o desempenho sem a perda de estabilidade, chegando-se finalmente aos projetos testados na presente dissertação. Constatou-se uma maior facilidade com o PID, ou seja, pode-se mais facilmente determinar um conjunto de ganhos que amplie o desempenho mantendo respostas estáveis (Gomes, 2009).

Verificou-se que para os veículos Tatuí e Nerov, o controle modo deslizante com superfície integral apresentou resultados satisfatórios e semelhantes ao proporcional, integral e derivativo, com linearização por realimentação. Ambos os controladores mostraram-se robustos o suficiente perante a zona morta em torque na dinâmica dos atuadores, variações

paramétricas entre modelo nominal e planta física e ação de correntes oceânicas (dinâmicas não modeladas). O controle modo deslizante com superfície simples não apresentou bons resultados, ficando o seu desempenho sempre muito abaixo do desempenho das demais leis de controle.

CONCLUSÕES

7. CONCLUSÕES

Esta dissertação tratou da modelagem e do controle do atuador robótico e de veículos subaquáticos não tripulados. Primeiramente são apresentados dois modelos de atrito existentes na literatura (LuGre e Gomes), que foram comparados e validados experimentalmente.

O modelo de LuGre apresenta uma boa representação do efeito Stribeck e outras características do atrito, mas desconsidera a aplicação do torque motor nos dois sentidos de rotação. O desempenho, portanto, foi satisfatório no sentido positivo, mas no negativo houve diferenças significativas nas trajetórias.

Já o modelo de Gomes se diferencia dos modelos clássicos pelo fato do atrito ser representado diretamente na dinâmica interna do sistema e por ter uma fácil identificação de parâmetros, o que tornou sua implementação mais simples. Além de não utilizar o acréscimo de equações diferenciais em seu modelo, possui uma excelente representação do fenômeno Stick-Slip, comum em atuadores operando em baixas velocidades, além de considerar o atrito em dois sentidos diferentes de rotação, horário (positivo) e anti-horário (negativo). Por isso, o modelo atrito de Gomes pode ser também considerado eficiente e fiel à realidade.

Depois o trabalho abordou o problema do controle de atuadores robóticos do tipo *harmonic-drive*, considerando o atrito não-linear e avaliando o desempenho de controladores a estrutura variável (modos deslizantes) em comparação ao controle clássico proporcional, integral e derivativo (PID), considerando-se variações paramétricas nas simulações.

Foram desenvolvidos dois tipos de controle que utilizam modos deslizantes: um com superfície simples e outro com superfície integral. Em ambos os casos o objetivo foi o de efetuar o controle em posição do atuador robótico. Constataram-se duas situações críticas de trajetórias que podem ajudar a degradar as leis de controle: posição angular final de referência pequena e tempo de resposta longo e posição angular final de referência grande e tempo de resposta curto.

Os resultados das simulações desenvolvidos no capítulo cinco mostraram que o parâmetro considerado crítico para a dinâmica do atuador é o coeficiente de atrito viscoso variável. Adotou-se para esse coeficiente uma variação paramétrica 15% maior que a estimada no controlador, procurando ressaltar qual lei de controle se mantém robusta o

suficiente, ou seja, mantém um bom desempenho na presença de uma importante variação paramétrica.

Constatou-se que tanto o controle com superfície integral quanto o controle proporcional, integral e derivativo (PID) implementado com a janela de esquecimento na componente integral tiveram resultados muito próximos e ambos se mostraram robustos às diferenças entre modelo nominal e planta. Verificou-se ainda que o controle com superfície simples obteve uma grande perda de desempenho, tendo seus resultados inferiores aos obtidos com os demais sistemas de controle.

Posteriormente o trabalho abordou os modelos matemáticos (cinemático e dinâmico) de veículos subaquáticos, os quais possuem sistemas de propulsão que utilizam atuadores robóticos, fato que justifica o estudo inicial desenvolvido nos capítulos 2 e 5. O modelo cinemático usando ângulos de Euler foi adotado por ser utilizado na maioria dos trabalhos pesquisados e ter uma implementação simples, além de apresentar uma fácil visualização física na orientação do veículo e uma exatidão razoável. A matriz de amortecimento utilizada para o modelo dinâmico foi a de Fossen, devido ao menor tempo de simulação com o mesmo resultado. Foi apresentado, ainda, o problema do controle de veículos subaquáticos, considerando-se zona morta em torque, correntes oceânicas e incertezas paramétricas no modelo e avaliando-se a robustez, a partir de simulações, quanto à manutenção do desempenho de controladores a estrutura variável (modos deslizantes com superfície simples e superfície integral) em comparação com o PID usando linearização por realimentação sempre com o objetivo de efetuar o posicionamento dinâmico do veículo.

Os resultados das simulações desenvolvidas no capítulo seis mostraram que se a planta é igual ao modelo os resultados de ambos os controladores são satisfatórios. Quando se considerou que o empuxo real (planta) é 4% maior do que o atribuído no modelo nominal ou quando se considerou que a corrente oceânica possuía componentes de 0,4 m/s nas direções contrárias a X e Y do referencial inercial e que o modelo adotado era igual à planta, ambos com zona morta em torque na dinâmica dos propulsores, a primeira constatação é que o controle modo deslizante com superfície simples é descartado, uma vez que não mantém o desempenho mesmo no caso de pequenas diferenças entre modelo nominal e planta e dinâmicas não modeladas. Porém, o modo deslizante com superfície integral apresentou um resultado bem superior com relação ao obtido com a superfície simples, empatando, entretanto, com o controle PID usando linearização por realimentação. Tanto o controle com superfície integral quanto o controle PID implementado com uma janela de esquecimento mostraram-se relativamente bem robustos às diferenças entre modelo e planta e também à

ação de correntes marinhas, mantendo desempenhos próximos do caso simulado sem zona morta, sem corrente oceânica e sem variação paramétrica, ou seja, foram possíveis projetar os ganhos exigindo-se um maior desempenho sem que houvesse problemas de instabilidade.

Verificou-se que os parâmetros mais sensíveis do modelo estão relacionados à massa e ao volume do veículo, assim como à massa específica do fluido. Estes parâmetros influenciam diretamente as forças de peso e empuxo, responsáveis pelos torques restauradores. Foi verificado ainda que no controle com superfície integral, se a diferença entre peso e empuxo for, na prática, maior do que 5% (Tatuí) e 9% (Nerov) com relação ao valor nominal, os atuadores responsáveis pelo movimento vertical não teriam autonomia para compensar este efeito e permaneceriam saturados, inviabilizando completamente o desempenho em malha fechada.

Notou-se que testar e comparar diferentes técnicas de controle é sempre uma tarefa difícil porque os resultados são muito dependentes dos projetos de controle (tamanho do passo de integração, trajetória de referência escolhida, graus de liberdade do modelo e ganhos do controlador). No entanto, essas leis de controle foram sempre projetadas para fornecer aproximadamente o mesmo desempenho quando os modelos nominais são considerados idênticos as plantas físicas. Constatou-se uma maior facilidade com o PID, que com a janela de esquecimento na componente integral, aumenta para quatro as possibilidades de ajustes dos ganhos do projetista, obtendo um melhor refinamento, ou seja, pode-se mais facilmente determinar um conjunto de ganhos que amplie o desempenho mantendo respostas estáveis.

Em resumo, esta dissertação procurou comparar e encontrar qual lei de controle apresenta maior capacidade de manter a estabilidade e desempenho, mesmo na presença de variações paramétricas e dinâmicas não-modeladas. Acredita-se que por possuir o desenvolvimento detalhado do controle baseado em estrutura variável em dois modelos dinâmicos diferentes, a pesquisa possa contribuir para novas aplicações dessa técnica de controle. Ressalta-se que nos dois modelos dinâmicos estudados, a superfície integral obteve resultados sempre superiores ao da superfície simples quanto à robustez de desempenho, fato que se deve à presença da componente integral na superfície de controle.

Sugere-se que trabalhos futuros incluam: um estudo comparativo de diferentes modelos de atrito, a implementação do controle neuro-fuzzy nos modelos para posterior comparação, controle com trajetória de referência gerada por uma câmera de vídeo embarcada e a validação experimental da estratégia de controle a estrutura variável aplicada a veículos subaquáticos, a fim de se avaliar desempenho e estabilidade deste tipo de lei de controle.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AGOSTINHO, Adriana Cavalcante. Controle por modos deslizantes aplicado a sistema de posicionamento dinâmico. São Paulo, 2009. 90 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- [2] CANUDAS de Wit, C., OLSSON, H., ASTROM, K. and LISCHINSKY, P., A new model for control of systems with friction, IEEE Transactions on Automatic Control, vol. 40, p. 419-425, 1995.
- [3] CASANOVA, Christiano Corrêa. Modelagem e compensação de atrito em robôs manipuladores com flexibilidade nas juntas: identificação, análise e resultados experimentais. Florianópolis, 2007. 114 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Universidade Federal de Santa Catarina.
- [4] CENTENO, Mário Lobo. ROVFURG-II: Projeto e construção de um veículo subaquático não tripulado de baixo custo. Rio Grande, 2007. 89 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica), Universidade Federal do Rio Grande.
- [5] CUNHA, João Paulo Vilela Soares. Projeto e Estudo de Simulação de um Sistema de Controle a Estrutura Variável de um Veículo Submarino de Operação Remota. Rio de Janeiro, 1992. 135 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), COPEE, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- [6] DOMINGUEZ, Roberto Blanco. Simulação e Controle de um Veículo Submarino de Operação Remota. Rio de Janeiro, 1989. 206 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), COPEE, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- [7] D'SOUZA, A Frank, GARG, Vijay Kumar. Advanced Dynamics: Modeling and Analysis. Englewood: Prentice-Hall, 1984. 358 p.

- [8] EMELYANOV, S. V. Variable structure control systems, Moscow, Nauka, 1967.
- [9] FJELLSTAD, Ola-Erik. Control of Unmanned Underwater Vehicles in Six Degrees of Freedom-A quaternion Feedback Approach. Trondheim, Norway, 1994. 113 p. Tese (Doutorado em Engenharia Cibernética), The Norwegian Institute of Technology, University of Trondheim.
- [10] FOSSEN, Thor I. Guidance and Control of Ocean Vehicles. Chichester: John Wiley & Sons, 1994. 480 p.
- [11] FOSSEN, Thor I., BALCHEN, J. G. The Nerov Autonomous Underwater Vehicle. In: Proceedings of the OCEANS'91 Conference, Honolulu, Hawaii, October, 1991.
- [12] FOSSEN, Thor I., FJELLSTAD, Ola-Erik. Cascaded Adaptive Control of Marine Vehicles With Significant Actuator Dynamics. IN: IFAC WORLD CONGRESS, 12TH, Sydney, Australia, July 1993, p. 512-522.
- [13] FRANKLIN, Gene F., POWELL, J. David and Emami-Naeini, Abbas E. Feedback control of dynamic systems. Addison_Wesley Publishing Company, 1994.
- [14] GERVINI, Vitor Irigon, GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro, ROSA, Vagner Santos, A new robotic drive joint friction compensation mechanism using neural networks. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science & Engineering, ABCM, April-June, Vol. XXV, No. 2, 2003.
- [15] GOMES, Rui Manoel Ferreira. Controlo e Modelização de veículos subaquáticos. Porto, 2002. 117 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Eletrotécnica e de Computadores), Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [16] GOMES, Samuel Silva, MORAES, Tiago Guimarães, GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro. Controle baseado em estrutura variável aplicado a atuadores robóticos. **Revista Vetor**, Rio Grande, v.17, n.1, p. 23-34, 2009.

- [17] GOMES, Samuel Silva, GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro, CENTENO, Mário Lobo. Analysis of control laws for unmanned underwater vehicles. In 20th COBEM, CD-ROM, Gramado, 2009.
- [18] GOMES, Samuel Silva, ZEILMANN, Adriano Pilla, TERRES, Marco Antônio Souza, SOARES, Leonardo Bandeira, GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro. Controle baseado em estrutura variável aplicado em atuadores robóticos. **Argentina Computational Mechanics Association**, Buenos Aires, v. XXIX, págs. 2345-2364 (ISSN 1666-6070), Noviembre 2010.
- [19] GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro. Precision de La Transmission Du couple par um moto-reducteur electrique: modelisation ET commande d'un Brás rigide ou flexible avec compensation Du frottement. Toulouse, 1992. 257 p. Tese (Doutorado em Automação). L'Ecole Nationale Superieure de L'Aeronautique Et de L'Espace.
- [20] GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro. Modelagem de atritos internos às articulações de robôs manipuladores. In XIII COBEM, CD-ROM, Belo Horizonte, 1995.
- [21] GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro, BIER, Carlos Cesar. Estudo sobre trajetórias de controle para robôs manipuladores. In: XII CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA, 1998, Uberlândia, MG. Anais do XII Congresso Brasileiro de Automática, 1998.
- [22] GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro, ROSA, Vagner Santos. A new approach to compensate friction in robotic actuators. In Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA2003), Taipei, Taiwan, 2003.
- [23] GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro, ROSA, Vagner Santos, ALBERTINI, Bruno C., Active control to flexible manipulators. IEEE/ASME, Transactions on Mechatronics, 11 (1), USA, 2006.
- [24] GOMES, Sebastião Cícero Pinheiro, ROSA, Vagner Santos, ALBERTINI, Bruno C., GOMES, Diego Silva, DINIZ, Cláudio Machado. Validação experimental de modelos dinâmicos de atuadores e estruturas flexíveis. In: XV Congresso Brasileiro de Automática, 2004, Gramado, RS. Anais do CBA, 2004.

- [25] GOULART, Christiano. Modelagem, simulação e controle de um veículo submarino de operação remota. Rio de Janeiro, 2007. 127 p Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- [26] GROOVER, Mikell P., WEISS, Mitchell, NAGEL, Roger N., ODREY, Nicholas G. Robótica: tecnologia e programação. McGraw-Hill. São Paulo. 1988.
- [27] INNOCENTI, Mario, CAMPA, Giampiero. Robust control of underwater vehicles: Sliding mode control VS. LMI synthesys, In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE 199, San Diego, Califórnia, 1999.
- [28] MACHADO, Celiane Costa. Modelagem matemática e controle ativo de um manipulador com um elo flexível. Porto Alegre, 2007. 152 p. Tese (Doutorado em Matemática Aplicada), Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- [29] MIOTTO, Fabiane Eloisa Morandini. Modelagem Matemática da dinâmica do atrito e sua aplicação no controle ótimo de um atuador hidráulico. Ijuí, 2009. 110 p. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática), Universidade Regional do Noroeste do Estado.
- [30] PEIXOTO, Alessandro Jacoud. Controle suave a estrutura variável e filtro de Kalman para atenuar ruído de medição. Rio de Janeiro, 2002. 134 p. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica), Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- [31] PRESTERO, Timothy. Verification of a Six-Degree of Freedom Simulation Model for the Remus Autonomous Underwater Vehicle. Davis, USA, 2001. 128 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica), MIT – Massachusetts Institute of Technology.
- [32] SCHIRMER, Léo. Modelagem do Robothron - Um Manipulador de Barras Paralelas. 111 f. Dissertação (Mestrado em Automação Industrial) - Universidade do Estado de Santa Catarina. Joinville, 2005.
- [33] SLOTINE, Jean-Jacques, LI, Weiping. *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1991, 461p.

- [34] SOUZA, Eric Conrado. Modelagem e Controle de Veículos Submarinos Não Tripulados. São Paulo, 2003. 150 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- [35] SOUZA, Eric Conrado, MARUYAMA, Newton. An Investigation of Dynamic Positioning Strategies for Unmanned Underwater Vehicles. CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA, XIV, 2002, Natal-RN. p.1273-1278.
- [36] SPANGELO, Inge, EGELAND, Olav. Trajectory Planning and Collision Avoidance for Underwater Vehicles Using Optimal Control. **IEEE Journal of Oceanic Engineering**, v. OE-19, n^o 4, p. 502-511, October, 1994.
- [37] SUNADA, Marcelo Massayuki. Acionamento de um posicionador linear de ultra-precisão empregando uma redução Harmonic-Drive com controle de velocidade. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2007.
- [38] TAVARES, Adilson Melcheque. Um estudo sobre a modelagem e o controle de veículos subaquáticos não tripulados. Rio Grande, 2003. 218 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica), Universidade Federal do Rio Grande.
- [39] UTKIN, V.I. Sliding Modes and their Application to Variable Systems. MIR Publishers, Moscow, 1978.