

Chandler Klüser Chantre

Controle de Profundidade de um ROV Sujeito a Perturbações de Ondas

São Paulo

2020

Chandler Klüser Chantre

Controle de Profundidade de um ROV Sujeito a Perturbações de Ondas

Trabalho de formatura submetido à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo como requisito para a obtenção do diploma Graduação em Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos.

Universidade de São Paulo – USP

Escola Politécnica

Graduação

Orientador: Eduardo Aoun Tannuri

São Paulo

2020

Chandler Klüser Chantre

Controle de Profundidade de um ROV Sujeito a Perturbações de Ondas/ Chandler Klüser Chantre. – São Paulo, 2020
65p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Eduardo Aoun Tannuri

Trabalho de conclusão de curso – Universidade de São Paulo – USP
Escola Politécnica
Graduação, 2020.

1. Controle. 2. Robôs. 3. Veículos Operados Remotamente. 4. Filtros de Onda.
I. Eduardo Aoun Tannuri. II. Universidade de São Paulo. III. Escola Politécnica -
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos. IV. Controle de
Profundidade de um ROV Sujeito a Perturbações de Ondas

Agradecimentos

Quero agradecer a Deus pela tranquilidade, saúde e força nesta caminhada, à minha esposa Sthefanie pelo companheirismo e carinho e ao meu filhinho Marcos pelos momentos de alegria.

Chandler Klüser Chantre

Resumo

Um dos desafios para a utilização de Veículos Operados Remotamente está relacionado a missões com baixas profundidades, o que faz o veículo sofrer perturbações devidas a ondas especialmente em mar aberto, o que dificulta a manutenção de uma profundidade constante de operação. Neste trabalho, um controlador de profundidade de um veículo desse tipo foi projetado e testado com diferentes técnicas de controle através de Simulador produzido em código aberto.

Palavras-chave: Controle; Robôs; Veículos Operados Remotamente; Filtros de Onda.

Abstract

One of the challenges for the use of Remote Operated Vehicles is related to missions with low depths, which causes the vehicle to suffer disturbances due to waves, especially in the open sea, which makes it difficult to maintain a constant depth of operation. In this work, a depth controller for a vehicle of this type was designed and tested with different control techniques through a simulator produced in open code.

Keywords: Control; Robots; Remotely Operated Vehicles; Wave Filters.

Lista de abreviaturas e siglas

ROV	<i>Remotely Operated Vehicle</i>
CR	Corpo Rígido
ED	Equação Diferencial
EDO	Equação Diferencial Ordinária
AUV	<i>Autonomous Underwater Vehicle</i>
GL	Grau de Liberdade
MB	Marinha do Brasil

Sumário

1	INTRODUÇÃO	8
1.1	Histórico	8
1.2	Introdução	8
1.3	Objetivos	9
1.4	Metodologia	9
1.5	Estrutura do Texto	10
2	MODELAGEM DO SISTEMA DINÂMICO	11
2.1	Dados para a dinâmica do ROV	14
2.2	Equações Dinâmicas	17
2.2.1	Efeitos Hidrostáticos	19
2.2.2	Efeitos de Arrasto	20
2.2.3	Efeitos de Propulsão	20
2.2.4	Efeitos Inerciais	21
2.2.5	Efeito de Massa Adicional	22
2.2.6	Efeitos oriundos de Perturbações	25
3	APRESENTAÇÃO DO SIMULADOR	28
3.1	Ferramenta Utilizada	28
3.2	Manipulação Algébrica	28
3.3	Entrada das Leis de Controle	30
4	PROJETO DO FILTRO DE ONDA	31
5	IMPLEMENTAÇÃO DE TÉCNICAS DE CONTROLE	34
5.1	Feedback Linearization	34
5.2	Sliding Modes	41
5.3	Model Predictive Control	49
6	RESULTADOS E CONCLUSÕES	62
	REFERÊNCIAS	64

1 Introdução

1.1 Histórico

Ao longo da história da humanidade percebeu-se que o mergulho é uma atividade estratégica para o seu desenvolvimento, que é aplicado para pesquisa, exploração de recursos naturais, construção de pontes e atividades com navios. Dentre essas atividades encontra-se a inspeção de cascos, que pode ser realizada quando eles são docados ou quando estão debaixo d'água.

A história do mergulho é muito antiga, em 400 AC já se imaginavam dispositivos como o sino submarino que permitem que um mergulhador tenha maior autonomia, a partir de 1700 e 1800 vieram os barris de mergulho, os sinos de fundo aberto e também os capacetes submarinos com ar bombeado. Em seguida, mais dispositivos como os *rebreathers*, *aqua-lung*, roupas de borracha e técnicas para evitar sintomas descompressivos como o mergulho saturado foram desenvolvidos ao longo da história. Contudo, o mergulho é uma atividade perigosa, nem sempre há mergulhadores disponíveis para a realização de uma inspeção, e também conta-se com o elevado dispêndio de dinheiro e de tempo para a atividade.

É nesse contexto que ROVs surgem como uma excelente alternativa. Eles são robôs operados à distância, geralmente através de cabo umbilicais, que executam determinada tarefa debaixo d'água. A sua história se inicia no ano de 1953, no qual um fotógrafo mergulhador francês chamado Dimitri Rebikoff desenvolveu o Torpille, que basicamente é um torpedo adaptado com uma câmera para procurar destroços navais no fundo do mar.

Durante os anos 70 com a crise do petróleo, o investimento que vinha outrora de pesquisa militar passou a ser de indústrias *offshore*. No âmbito comercial, nessa época havia apenas um fabricante industrial de ROVs e apenas a Universidade de Edinburgo tinha presença acadêmica na área, porém o interesse em ROVs rapidamente cresceu nesse período até os dias de hoje.

1.2 Introdução

Um dos desafios para a utilização de ROVs está relacionado a missões com baixas profundidades, o que faz o veículo sofrer perturbações devidas a ondas especialmente em

mar aberto, o que dificulta a manutenção de uma profundidade constante de operação.

Hoje em dia, muitos ROVs utilizam profundímetros (sensores de pressão relativos ou absolutos). Pela própria natureza desses sensores, eles estão sujeitos à variações de pressão causadas pelas ondas do mar dificultando o seu emprego, por exemplo, em inspeções de obras vivas em dias de mar agitado ou então em empresas que atuam *offshore*, onde as ondas possuem maiores amplitudes.

A abordagem deste problema através da investigação de pilotos automáticos integrados ou não a filtros para a leitura de alturas de ondas é objeto de trabalhos acadêmicos nos últimos anos. Pretende-se aproveitar algumas das técnicas em evidência para o projeto de um regulador de profundidade para um ROV.

A Marinha do Brasil, através da Diretoria de Engenharia Naval, manifestou interesse no projeto de um ROV para inspeções de cascos de navios em águas rasas e encarregou o autor deste trabalho em projetar o controlador de profundidade para o veículo de interesse.

1.3 Objetivos

O objetivo global do trabalho é o projeto de um controlador de profundidade que mitigue os efeitos de ondas em ROVs operando em águas rasas para utilização em inspeção de navios. As metas principais associadas a tal objetivo são:

- Investigar a dinâmica de ROVs a baixa profundidades, submetidos a perturbações de ondas;
- Modelar a sua dinâmica para implementação de técnicas de controle;
- Implementar um filtro de onda para suprimir o efeito de perturbação; e
- Implementar e avaliar diferentes técnicas de controle para o problema.

1.4 Metodologia

Foi implementado, através do modelo dinâmico de um ROV, diferentes técnicas de controle com filtro de onda. Como o projeto do ROV da MB encontra-se em fase inicial de implementação, dados faltantes para a implementação do modelo foram estimados através do colhimento e ponderação de dados de ROVs comerciais.

1.5 Estrutura do Texto

Este trabalho é organizado em 6 Capítulos que, com exceção deste, possuem as seguintes propostas:

- Capítulo 2 — Apresentar a dinâmica do ROV para o projeto do controlador;
- Capítulo 3 — Apresentar como organizou-se o espaço de estados que representa a dinâmica do ROV para as simulações;
- Capítulo 4 — Apresentação do filtro de onda;
- Capítulo 5 — Apresentação de técnicas de controle implementadas; e
- Capítulo 6 — Conclusões.

2 Modelagem do Sistema Dinâmico

Para um caso genérico de um robô submarino, adota-se um sistema de coordenadas solidário aos seus movimentos (Referencial não Inercial) e outro num referencial terrestre fixo (Referencial Inercial) conforme mostra a Figura 1.

A cinemática de um ROV pode ser descrita através de vetores que definem como ele se posiciona. O primeiro deles é o vetor $\vec{\eta}$ de posição combinado com seus ângulos de Euler (nesta ordem) (FOSSSEN, 2011):

$$\vec{\eta} = \{x \ y \ z \ \phi \ \theta \ \psi\}^T \quad (2.1)$$

onde os ângulos de Euler são definidos como:

- ϕ é o ângulo de balanço (*roll*);
- θ é o ângulo de caturro (*pitch*); e
- ψ é o ângulo de guinada (*yaw*).

O segundo vetor, representado pelo símbolo \vec{v} , representa as velocidades lineares e angulares (nesta ordem) do ROV de acordo com as Figuras 1 e 2 (FOSSSEN, 2011):

$$\vec{v} = \{u \ v \ w \ p \ q \ r\}^T \quad (2.2)$$

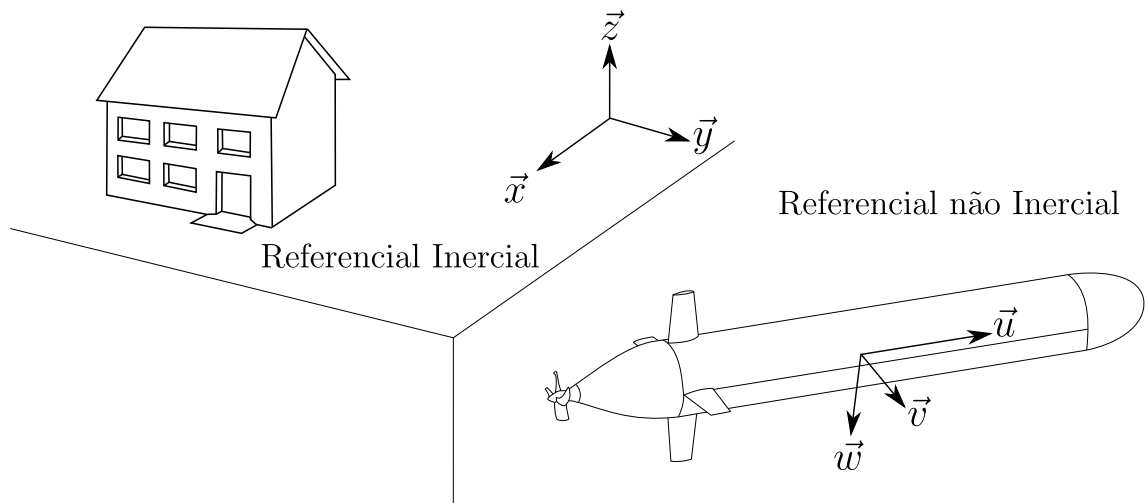


Figura 1 – Sistemas de referências de um ROV.

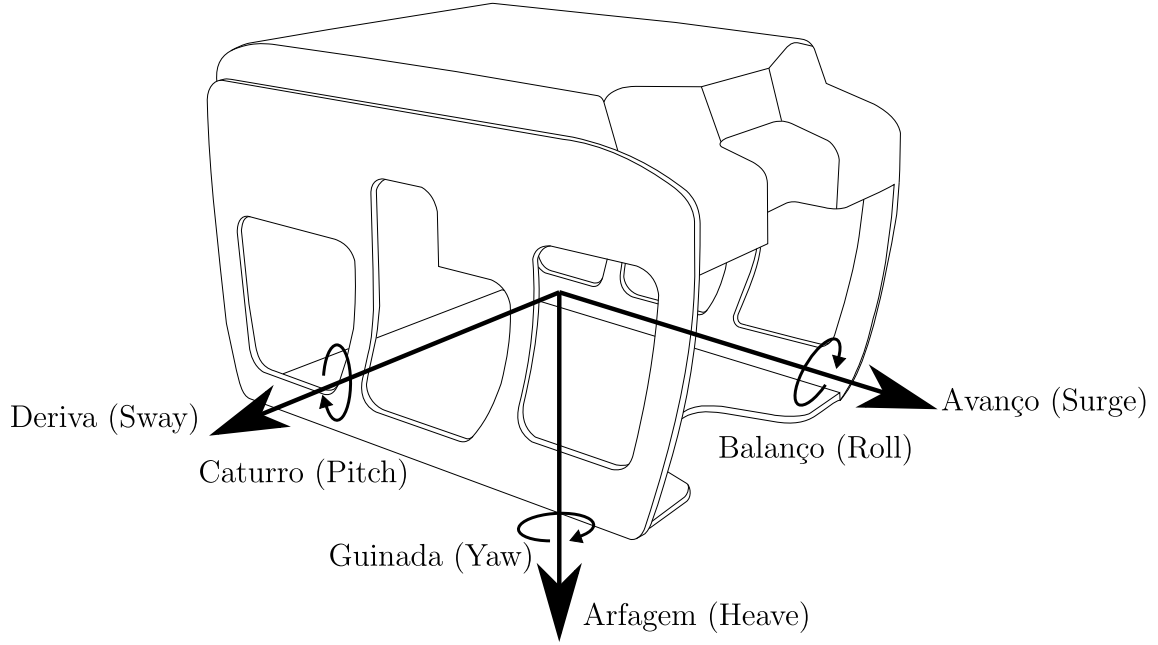


Figura 2 – Nomenclatura dos 6 movimentos de um ROV associados a um referencial solidário a ele.

É possível trocar o sistema de referência através da matriz de transformação \mathbf{J} (ISHIDERA et al., 1986; FOSSEN, 2011):

$$\dot{\vec{\eta}} = \mathbf{J}(\vec{\eta}) \vec{\nu} \quad (2.3)$$

onde (FOSSEN, 2011; ISHIDERA et al., 1986):

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{T} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos \theta \cos \psi & \sin \phi \sin \theta \cos \psi - \cos \phi \sin \psi & \cos \phi \sin \theta \cos \psi + \sin \phi \sin \psi \\ \cos \theta \sin \psi & \sin \phi \sin \theta \sin \psi + \cos \phi \cos \psi & \cos \phi \sin \theta \sin \psi - \sin \phi \cos \psi \\ -\sin \theta & \sin \phi \cos \theta & \cos \phi \cos \theta \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & \sin \phi \tan \theta & \cos \phi \tan \theta \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi \sec \theta & \cos \phi \sec \theta \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Este trabalho concentrar-se-á apenas em controlar a profundidade do veículo. Por isso, o modelo será simplificado para 3 GLs, sendo eles:

- avanço;

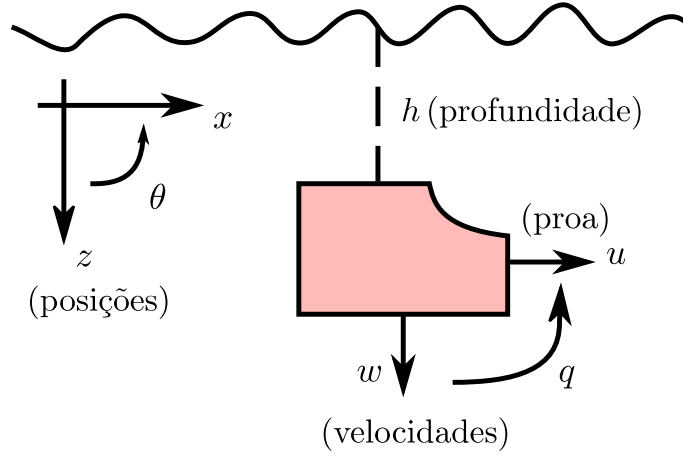


Figura 3 – Os 3 GLs que serão empregados no projeto do controlador e a posição do veículo no sistema de coordenadas fixo.

- caturro; e
- arfagem (sendo este, de fato, o GL a ser controlado).

dessa forma, os vetores $\vec{\eta}$ e \vec{v} serão reduzidos para:

$$\vec{\eta} = \begin{Bmatrix} x & z & \theta \end{Bmatrix}^T \quad (2.7)$$

e:

$$\vec{v} = \begin{Bmatrix} u & w & q \end{Bmatrix}^T \quad (2.8)$$

e seguirá de acordo com os referenciais da Figura 3.

A matriz de transformação \mathbf{J} simplificada será representada por:

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

que trata como caso particular onde os ângulos $\phi = 0$ e $\psi = 0$. Para o modelo como um todo, o controlador levará em conta apenas, conforme ilustrado na Figura 3, o movimento do ROV no plano vertical.

Assim sendo, efeitos relacionados aos GLs desprezados serão considerados como distúrbios para o projeto do controlador. Além disso, serão adotados pontos para análise hidrostática, apresentados na Figura 4, como:

- Centro de Referência (CO), que é um ponto de referência fixo no veículo;

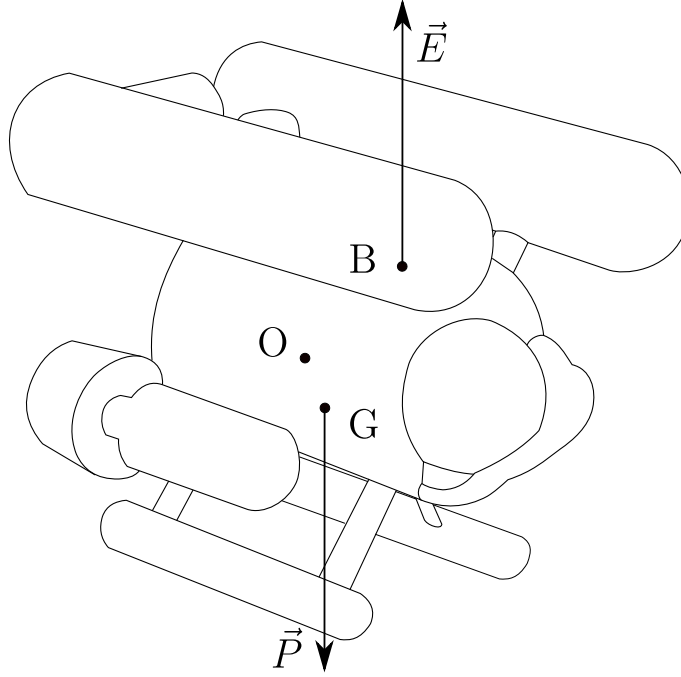


Figura 4 – Pontos notáveis de um ROV.

- Centro de Flutuação (CB), onde atua o empuxo \vec{E} ; e
- Centro de Gravidade (CG), onde atua o peso \vec{P} .

Consequentemente, os vetores $\overrightarrow{OG} = \langle x_G, y_G, z_G \rangle$ e $\overrightarrow{OB} = \langle x_B, y_B, z_B \rangle$ representam as coordenadas desses pontos em relação à referência CO.

2.1 Dados para a dinâmica do ROV

Conforme já mencionado no item 1.4, o projeto da MB encontra-se atualmente em fase inicial. Ainda não há dados sobre o ROV para o projeto do controlador. Porém, um dos requisitos de projeto é não possuir massa superior a 33 kg e será com base nele que outros parâmetros do controlador serão estimados.

Em pesquisa por veículos comerciais, levantou-se cerca de 21 modelos nos quais foram levantadas as suas dimensões (altura, largura e comprimento) e também a sua propulsão máxima. Esses dados foram relacionados com a massa desses modelos comerciais cujo comportamento pode ser observado na Figura 5.

De acordo com os dados levantados resolveu-se estabelecer um modelo, escolhido através de inspeção aos dados apresentados na Figura 5, para estimar os parâmetros de um ROV de 33 kg, são eles:

- Dimensões por unidade de massa (altura, largura e comprimento): $a \log(bx) + c$; e

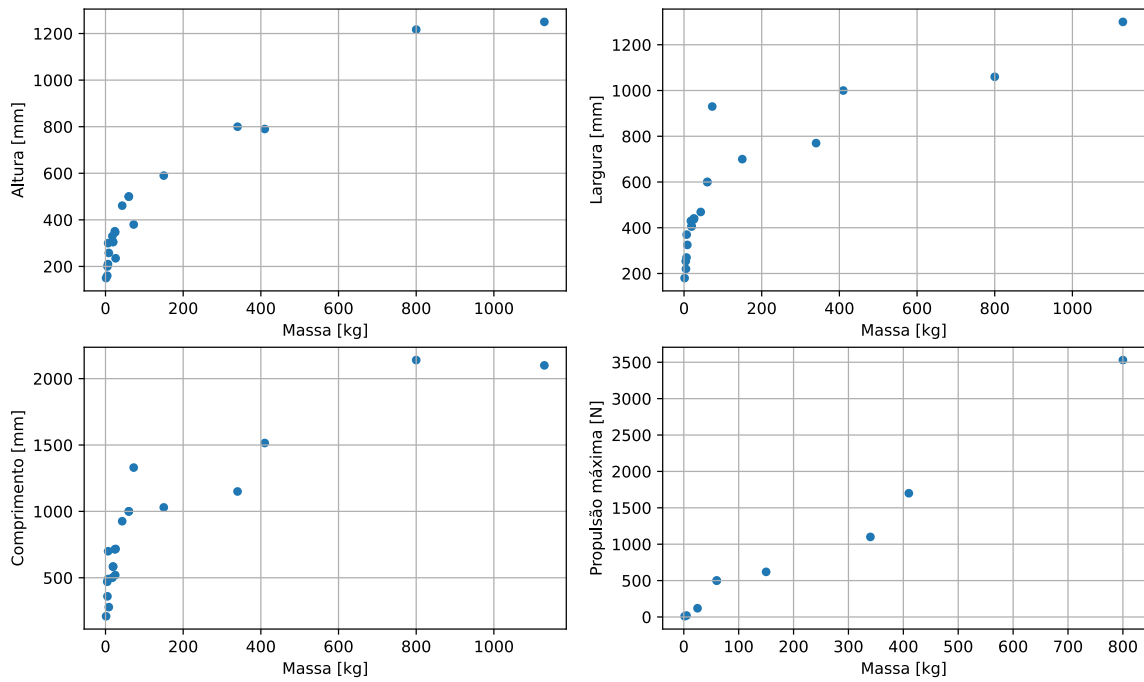


Figura 5 – Dados de ROVs comerciais levantados.

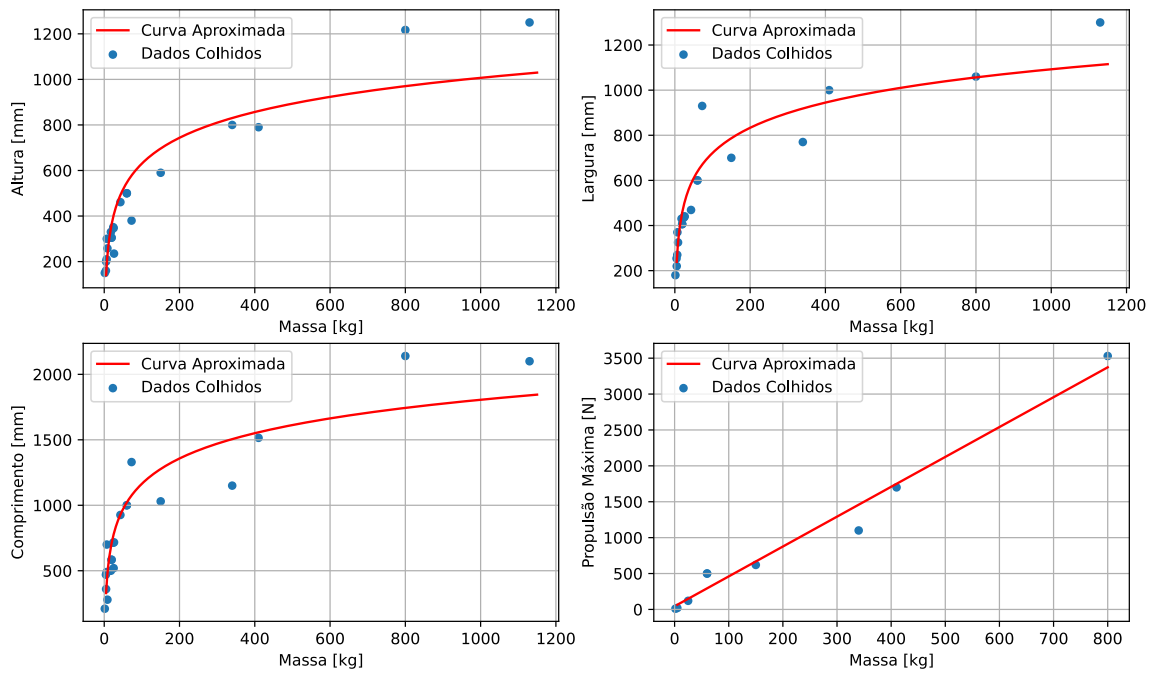


Figura 6 – Dados de ROVs comerciais levantados com o modelo ajustado.

- Propulsão Máxima por unidade de massa: $ax + b$.

sendo a , b e c constantes a determinar.

O processo escolhido para estimar as constantes para o ajuste do modelo foi o algoritmo de otimização por Mínimos Quadrados nos quais podem ser observados os resultados, que estão apresentados na Figura 6.

É sabido, pelos requisitos de projeto da MB, que o veículo deve ter no máximo 33 kg de massa, este valor será utilizado como base no dimensionamento. Dessa forma, para um ROV com essa massa, os dados do modelo fornecem, aproximadamente:

- Altura: 450 mm;
- Largura: 543 mm;
- Comprimento: 855 mm; e
- Propulsão Máxima: 181 N.

Com base nesses parâmetros, os demais dados para o modelo do ROV foram estimados resultando nos valores apresentados na Tabela 1.

Descrição	Valor
Posição do Centro de Flutuação (eixo z)	+30 cm
Posição do Centro de Massa (eixo z)	0 cm
Inércia de Rotação (eixo x)	$0,8 \text{ kg m}^2$
Inércia de Rotação (eixo y)	$0,6 \text{ kg m}^2$
Inércia de Rotação (eixo z)	$1,4 \text{ kg m}^2$
Aceleração da gravidade	$9,81 \text{ m s}^{-2}$

Tabela 1 – Dados complementares estimados para o modelo do ROV

Sobre os dados apresentados na Tabela 1, é importante observar que:

- A matriz de massa de corpo rígido do ROV será obtida com base nos valores de massa e de inércia já apresentados, a forma de cálculo dessa matriz encontra-se apresentada no livro de Fossen (2011) e apresentada no item 2.2.4 deste trabalho;
- A posição do centros notáveis (centro de massa e centro de flutuação) do ROV nos eixos x e y locais, por considerações de simetria, serão tomadas como nulas; e
- A posição do ponto de referência, bem como o cruzamento das linhas de ação dos propulsores coincidem com o centro de massa do ROV.

Conforme será apresentado posteriormente, fazem parte da modelagem do veículo os coeficientes de arrasto e de inércia (matriz de massa de corpo rígido e massa adicional) do veículo. As modelagens em si serão apresentadas no próximo item (2.2), mas ainda neste item seus dados numéricos serão fornecidos com base em dados da literatura, uma vez que não se dispõe de dados geométricos para estimativas oriundas de simulações numéricas um ou protótipo para avaliação experimental desses parâmetros.

Apesar da matriz de massa de corpo rígido ter sido definida para o veículo deste trabalho, a matriz de massa adicional ainda é uma incógnita. Tendo em vista as observações feitas no parágrafo anterior, um valor adaptado ao trabalho de You-Hong et al. (2013) será utilizado. No artigo, eles revelam que os dados obtidos de um *software* profissional (WAMIT™) obtiveram margem de erros menores que 10% em comparação com ensaios experimentais para os GLs de operação deste trabalho, o que é satisfatório.

A matriz de massa adicional simplificada para o veículo do trabalho de You-Hong et al. (2013) é definida a seguir:

$$M_{\text{Massa Adicional}} = \begin{bmatrix} 21,1403 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 51,7012 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 92,4510 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3,6191 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2,6427 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2,3033 \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

como o valor de massa do veículo do trabalho (115 kg) é cerca de 30% do veículo deste trabalho, será aplicado um fator de correção proporcional à massa do ROV deste trabalho (até 33 kg).

O valor dos coeficientes de arrasto foram colhidos do ROV utilizado no artigo de Fernández (2017), são eles:

$$C_{d,x} = 0,84 \quad (2.11)$$

$$C_{d,z} = 1,06 \quad (2.12)$$

como são coeficientes adimensionais, não há necessidade de fazer adaptações ao ROV deste trabalho.

2.2 Equações Dinâmicas

A modelagem mais realista existente remete à equação de Navier-Stokes:

$$\frac{\partial \vec{V}_f}{\partial t} + (\vec{V}_f \cdot \vec{\nabla}) \vec{V}_f - \nu_f \nabla^2 \vec{V}_f = \frac{1}{\rho_0} \vec{\nabla} p + \vec{g} \quad (2.13)$$

porém, a resolução de sistemas com esse modelo é complexa e só é viável através de *softwares* do tipo CFD.

Uma abordagem alternativa, adotada em modelos de manobra de veículos aquáticos, consiste na superposição linear de esforços de naturezas físicas diferentes formando um conjunto de EDs relacionadas aos GLs considerados para o movimento do veículo.

O modelo empregado tem origem no livro *Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control* (FOSSSEN, 2011) e é largamente utilizado na literatura.

A dinâmica desses veículos é estimada através da Equação 2.14 e detalhada ao longo dos subitens subsequentes.

$$\mathbf{M} \dot{\vec{v}} + \mathbf{C}(\vec{v}) \vec{v} = \vec{\tau} \quad (2.14)$$

onde:

- \mathbf{M} é a Matriz de Massa do ROV;
- \mathbf{C} é a Matriz de Força Centrípeta e Coriolis do ROV, que é função do vetor \vec{v} ; e
- $\vec{\tau}$ são quaisquer forças e momentos externos ao ROV.

As Matrizes \mathbf{M} e \mathbf{C} representam os Efeitos Inerciais e de Massa Adicional do veículo e serão apresentadas com mais detalhes nos subitens 2.2.4 e 2.2.5 deste trabalho.

O vetor τ será composto por uma diversidade de efeitos significantes para a dinâmica do veículo, sendo eles:

- Hidrostático;
- Arrasto;
- Propulsão; e
- Perturbações.

o efeito de sustentação (*Lift*) será desprezado para o modelo do ROV em virtude de:

1. a geometria do ROV não favorecer componentes dessa natureza; e
2. o veículo operar em baixas velocidades.

2.2.1 Efeitos Hidrostáticos

Os efeitos hidrostáticos são oriundos exclusivamente da pressão hidrostática que o fluido exerce na fronteira com o ROV e podem ser expressas por Fossen (2011):

$$\vec{\tau}_{\text{Hidrostática}} = g \begin{Bmatrix} -(m - \rho \nabla) \sen \theta \\ (m - \rho \nabla) \cos \theta \cos \phi \\ -(mx_G - \rho \nabla x_B) \cos \theta \cos \phi - (mz_G - \rho \nabla z_B) \sen \theta \end{Bmatrix} \quad (2.15)$$

sendo ∇ o deslocamento do ROV e (x_B, y_B, z_B) são as coordenadas de centro de flutuação do veículo em relação ao seu ponto de referência.

A equação parte do princípio que o centro de flutuação encontra-se mais à retaguarda do ROV em relação ao centro de massa.

Na modelagem deste trabalho considerar-se-á o veículo com flutuabilidade neutra (empuxo igual ao peso):

$$m = \rho \nabla \quad (2.16)$$

Por considerações de simetria no plano xz e um posicionamento conveniente do lastro do ROV, vem:

$$x_G = x_B \quad (2.17)$$

e:

$$y_G = y_B = 0 \quad (2.18)$$

e considerando o modelo reduzido com 3 GLs (ou seja, considerando $\phi = 0$ e $\psi = 0$). Tem-se que o vetor $\vec{\tau}$ para efeitos hidrostáticos torna-se:

$$\vec{\tau}_{\text{Hidrostática}} = -mg \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ (z_B - z_G) \sen \theta \end{Bmatrix} \quad (2.19)$$

como pode-se perceber, a única influência das forças hidrostáticas remetem à recuperação de ângulo de caturro do ROV, fazendo com que a necessidade de um controlador ou de propulsores para ângulos de caturro possa ser questionada mais adiante no projeto do ROV.

2.2.2 Efeitos de Arrasto

O efeito de arrasto simplificado em veículos submarinos é modelado por Fossen (2011) pode ser expresso da forma:

$$F_{\text{Arrasto}} = -K_i V_{\text{relativa}} |V_{\text{relativa}}| \quad (2.20)$$

sendo K_i uma constante que pode ser levantada experimentalmente ou por CFD. É importante lembrar que essa modelagem é simplificada pois não considera os efeitos de arrasto cruzados, naturais da interação de movimentos em diferentes eixos. Sendo assim, é um modelo que considera que o movimento de um eixo é desacoplado, isto é, independente, de outro.

É válido pontuar que:

- em determinadas literaturas (FOSSEN, 2011; EIDSVIK; SCHJØLBERG, 2016) também está presente uma componente linear de atrito viscoso, onde o efeito dissipativo é proporcional à velocidade relativa do veículo com o meio líquido, porém neste trabalho este efeito será considerado um distúrbio em virtude das dificuldades de levantamento deste tipo de parâmetro;
- prevê-se que não há sensores de corrente marinha para o ROV e que o veículo opera em águas cujo meio não possui perturbações de massas de água que não sejam as oriundas de ondas. Dessa forma, a velocidade relativa entre o veículo e o meio será considerada apenas como a velocidade do veículo por si só; e
- a constante K_i pode ser calculada pela expressão $\frac{\rho}{2} \cdot C_{d,i} \cdot A_{\text{seção transversal},i}$.

2.2.3 Efeitos de Propulsão

Os esforços de propulsão importantes para o controle de profundidade serão modelados através da Equação 2.21, onde considera-se que:

- O módulo da força propulsiva é proporcional ao quadrado da rotação do motor;
- Os motores produzem forças no sentido contrário para “rotações negativas”;
- Forças proporcionais ao produto de velocidades com a rotação serão desprezados em virtude da condição de baixas velocidades em que o ROV opera; e
- Propulsores que agem num mesmo plano possuirão a mesma rotação.

$$\vec{\tau}_{\text{Propulsão}} = \begin{Bmatrix} K_{n_u} n_u |n_u| \\ K_{n_w} n_w |n_w| \\ K_{n_q} n_q |n_q| \end{Bmatrix} \quad (2.21)$$

onde $n_{\#}$ representa a velocidade de rotação do propulsor na direção em que ele opera, que são multiplicadas pelas constantes de força dos motores em relação ao quadrado da rotação.

Pela natureza da função de força propulsiva por rotação do motor, o controlador é capaz de utilizar uma função inversa para calcular uma rotação de motor para chegar à força propulsiva desejada e, sendo assim, em termos de simulação de malha aberta a expressão da Equação 2.21 pode ser utilizada como uma função direta de tensão enviada pelo controlador por força propulsiva, a depender do modelo de propulsor do projeto.

Como já foi exposto, a expressão da Equação 2.21 não é utilizada para simulações de controle em malha fechada em virtude do fato da força propulsiva ser função dos estados do sistema (lei de controle). Sendo assim, para simulações de malha fechada será considerada apenas a saturação dos propulsores em seu estado de propulsão máxima (nos dois sentidos).

Considera-se também, nesta modelagem, que o veículo terá propulsores exclusivos para todos os GLs (o que é natural para ROVs empregados em tarefas de inspeção submarina).

2.2.4 Efeitos Inerciais

As Matrizes \mathbf{M}_{CR} e \mathbf{C}_{CR} apresentadas no item 2.2 representam os efeitos inerciais que o veículo possui. Elas são calculadas através das Equações 2.22 e 2.23 (FOSSEN, 2011).

$$\mathbf{M}_{CR} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & m z_G & -m y_G \\ 0 & m & 0 & -m z_G & 0 & m x_G \\ 0 & 0 & m & m y_G & -m x_G & 0 \\ 0 & -m z_G & m y_G & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ m z_G & 0 & -m x_G & -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -m y_G & m x_G & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

$$\mathbf{C}_{CR}(\vec{v}) = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{C}_{CR-A}(\vec{v}) \\ -\mathbf{C}_{CR-A}^t(\vec{v}) & \mathbf{C}_{CR-B}(\vec{v}) \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

sendo as Matrizes \mathbf{C}_{CR-A} e \mathbf{C}_{CR-B} :

$$\mathbf{C}_{CR-A}(\vec{v}) = \begin{bmatrix} m(y_G q + z_G r) & -m(x_G q - w) & -m(x_G r + v) \\ -m(y_G p + w) & m(z_G r + x_G p) & -m(y_G r - u) \\ -m(z_G p - v) & -m(z_G q + u) & m(x_G p + y_G q) \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

$$\mathbf{C}_{CR-B}(\vec{v}) = \begin{bmatrix} 0 & -I_{yz}q - I_{xz}p + I_{zz}r & I_{yz}r + I_{xy}p - I_{yy}q \\ I_{yz}q + I_{xz}p - I_{zz}r & 0 & -I_{xz}r - I_{xy}q + I_{xx}p \\ -I_{yz}r - I_{xy}p + I_{yy}q & I_{xz}r + I_{xy}q - I_{xx}p & 0 \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Como o modelo do controlador considera os 3 GLs já mencionados neste trabalho, as variáveis (e as linhas das matrizes) referentes a v , p e r serão desprezadas e seus efeitos decorrentes tratados como distúrbios.

2.2.5 Efeito de Massa Adicional

O efeito de Massa Adicional pode ser visto como uma massa virtual (FOSSEN, 2011) acrescentada a um sistema devido a aceleração (ou desaceleração) de um corpo que moverá volume do fluido que o circunda.

Para modelá-lo deve-se, em primeiro lugar, definir energia cinética de um fluido (FOSSEN, 2011):

$$T = \frac{1}{2} \vec{v}^t \mathbf{M}_{\text{Massa Adicional}} \vec{v}, \quad \dot{\mathbf{M}}_{\text{Massa Adicional}} = 0 \quad (2.26)$$

onde $\mathbf{M}_{\text{Massa Adicional}} = \mathbf{M}_{\text{Massa Adicional}}^t = \mathbf{M}_{AD}$ é uma matriz simétrica 6×6 dos termos de massa adicional:

$$\mathbf{M}_{AD} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} & m_{14} & m_{15} & m_{16} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} & m_{24} & m_{25} & m_{26} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} & m_{34} & m_{35} & m_{36} \\ m_{41} & m_{42} & m_{43} & m_{44} & m_{45} & m_{46} \\ m_{51} & m_{52} & m_{53} & m_{54} & m_{55} & m_{56} \\ m_{61} & m_{62} & m_{63} & m_{64} & m_{65} & m_{66} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & X_{\dot{v}} & X_{\dot{w}} & X_{\dot{p}} & X_{\dot{q}} & X_{\dot{r}} \\ Y_{\dot{u}} & Y_{\dot{v}} & Y_{\dot{w}} & Y_{\dot{p}} & Y_{\dot{q}} & Y_{\dot{r}} \\ Z_{\dot{u}} & Z_{\dot{v}} & Z_{\dot{w}} & Z_{\dot{p}} & Z_{\dot{q}} & Z_{\dot{r}} \\ K_{\dot{u}} & K_{\dot{v}} & K_{\dot{w}} & K_{\dot{p}} & K_{\dot{q}} & K_{\dot{r}} \\ M_{\dot{u}} & M_{\dot{v}} & M_{\dot{w}} & M_{\dot{p}} & M_{\dot{q}} & M_{\dot{r}} \\ N_{\dot{u}} & N_{\dot{v}} & N_{\dot{w}} & N_{\dot{p}} & N_{\dot{q}} & N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

A segunda parcela da Equação 2.27 (FOSSEN, 2011) encontra-se no padrão de SNAME (1950). Por exemplo, a parcela de massa adicional que provocada no eixo y em virtude de uma aceleração \dot{u} é escrita por:

$$Y = -Y_{\dot{u}}\dot{u}, \quad Y_{\dot{u}} = \frac{\partial Y}{\partial \dot{u}} \quad (2.28)$$

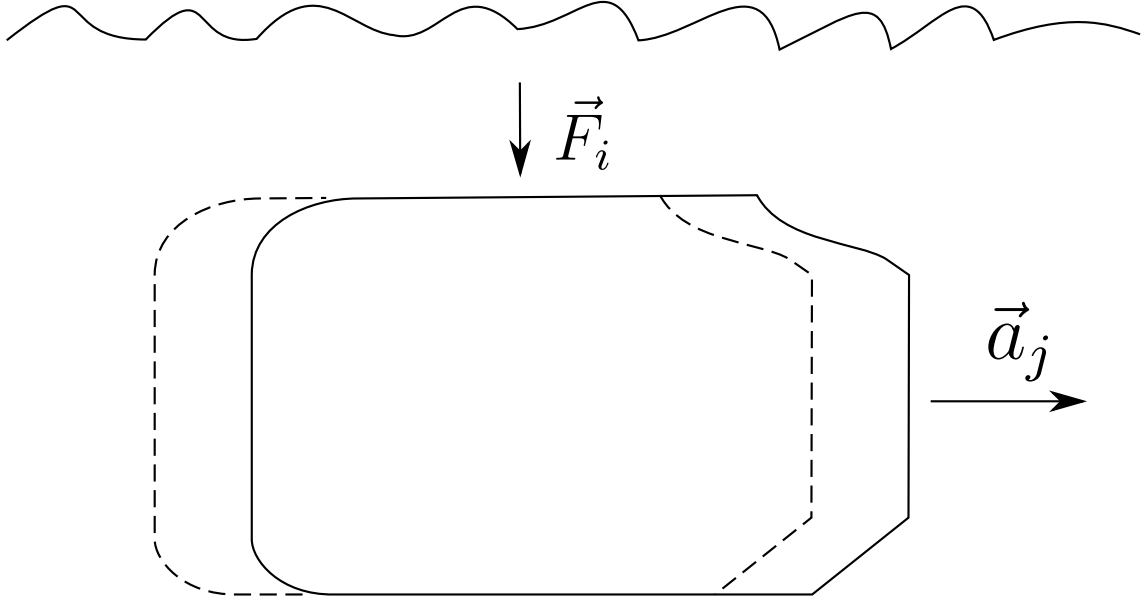


Figura 7 – Força na direção i causada por uma aceleração em j .

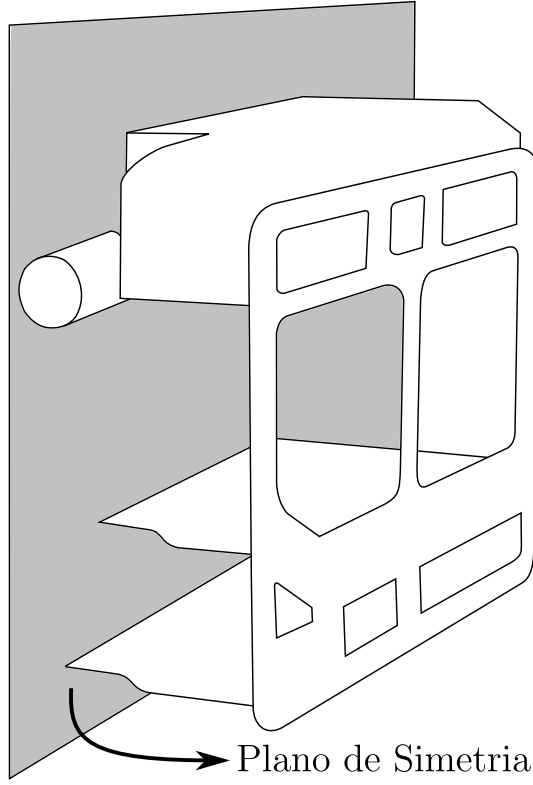
que implica que $\{\mathbf{M}_{AD}\}_{21} = -Y_{\dot{u}}$, a Figura 7 ilustra outro exemplo do Efeito de Massa Adicional.

Em CRs de geometria simétrica esse tensor é substancialmente simplificado. Apenas para exemplificar, um CR esférico tem apenas 3 termos (dos 36) não nulos e todos eles são iguais a $m_{11} = m_{22} = m_{33} = \frac{1}{2}\rho V$.

Em ROVs com simetria no plano xz como apresentado na Figura 8 obtém-se 12 termos distintos (FOSSSEN, 2011) da Equação 2.27:

$$\mathbf{M}_{AD} = - \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & 0 & X_{\dot{w}} & 0 & X_{\dot{q}} & 0 \\ & Y_{\dot{v}} & 0 & Y_{\dot{p}} & 0 & Y_{\dot{r}} \\ & & Z_{\dot{w}} & 0 & Z_{\dot{q}} & 0 \\ & & & K_{\dot{p}} & 0 & K_{\dot{r}} \\ & & & & M_{\dot{q}} & 0 \\ & & & & & N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

A Matriz de Massa Adicional é incorporada com a Matriz de Massa de Corpo Rígido. Da mesma forma que a Matriz \mathbf{M}_{AD} , há também a Matriz C_{AD} (FOSSSEN, 2011)

Figura 8 – ROV com simetria no plano xz .

que, para o caso de veículos submarinos, pode ser reduzida para:

$$\mathbf{C}_{AD}(\vec{\nu}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & -a_1 \\ 0 & 0 & 0 & -a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & -a_3 & a_2 & 0 & -b_3 & b_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 & b_3 & 0 & -b_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 & -b_2 & b_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

onde:

$$a_1 = X_{\dot{u}} u + X_{\dot{v}} v + X_{\dot{w}} w + X_{\dot{p}} p + X_{\dot{q}} q + X_{\dot{r}} r \quad (2.31)$$

$$a_2 = Y_{\dot{u}} u + Y_{\dot{v}} v + Y_{\dot{w}} w + Y_{\dot{p}} p + Y_{\dot{q}} q + Y_{\dot{r}} r \quad (2.32)$$

$$a_3 = Z_{\dot{u}} u + Z_{\dot{v}} v + Z_{\dot{w}} w + Z_{\dot{p}} p + Z_{\dot{q}} q + Z_{\dot{r}} r \quad (2.33)$$

$$b_1 = K_{\dot{u}} u + K_{\dot{v}} v + K_{\dot{w}} w + K_{\dot{p}} p + K_{\dot{q}} q + K_{\dot{r}} r \quad (2.34)$$

$$b_2 = M_{\dot{u}} u + M_{\dot{v}} v + M_{\dot{w}} w + M_{\dot{p}} p + M_{\dot{q}} q + M_{\dot{r}} r \quad (2.35)$$

$$b_3 = N_{\dot{u}} u + N_{\dot{v}} v + N_{\dot{w}} w + N_{\dot{p}} p + N_{\dot{q}} q + N_{\dot{r}} r \quad (2.36)$$

Como o modelo do controlador considera os 3 GLs já mencionados neste trabalho, as variáveis (e as linhas das matrizes) referentes a v , p e r serão desprezadas e seus efeitos

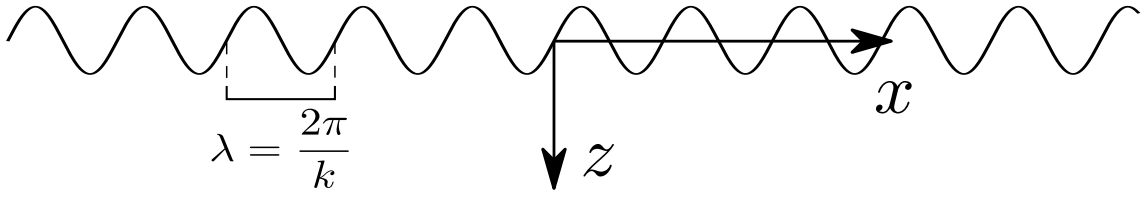


Figura 9 – Sistema de coordenadas para a modelagem do efeito de ondas.

decorrentes serão tratados como distúrbios.

2.2.6 Efeitos oriundos de Perturbações

Embora o projeto do controlador não contemple o efeito das ondas, é necessário modelar distúrbios dessa origem porque:

- As simulações trarão consigo o efeito das ondas para avaliação de desempenho; e
- O projeto do filtro de onda se dará utilizando como base um modelo.

Sendo assim, pode-se começar, a princípio, o esforço de uma onda senoidal regular atuante somente no plano de mergulho (plano que contém os eixos longitudinal e vertical do ROV) na frequência de maior energia do espectro como a onda de referência utilizada para o cálculo dos esforços.

Também será considerado que as derivadas temporais não dependem da cota longitudinal x , desprezando-se essa variação do veículo.

A equação da onda senoidal regular é (FALTINSEN, 1993; FALTINSEN, 2005):

$$\zeta(t) = \zeta_a \sin(\omega t - kx) \quad (2.37)$$

onde:

- $k = \frac{\omega^2}{g}$;
- g é a aceleração da gravidade;
- ω é a frequência angular da onda; e
- ζ_a é a amplitude da onda.

A pressão dinâmica devido à onda é igual a (FALTINSEN, 1993; FALTINSEN, 2005):

$$p(t) = \rho g \zeta_a e^{-kz} \sin(\omega t - kx) \quad (2.38)$$

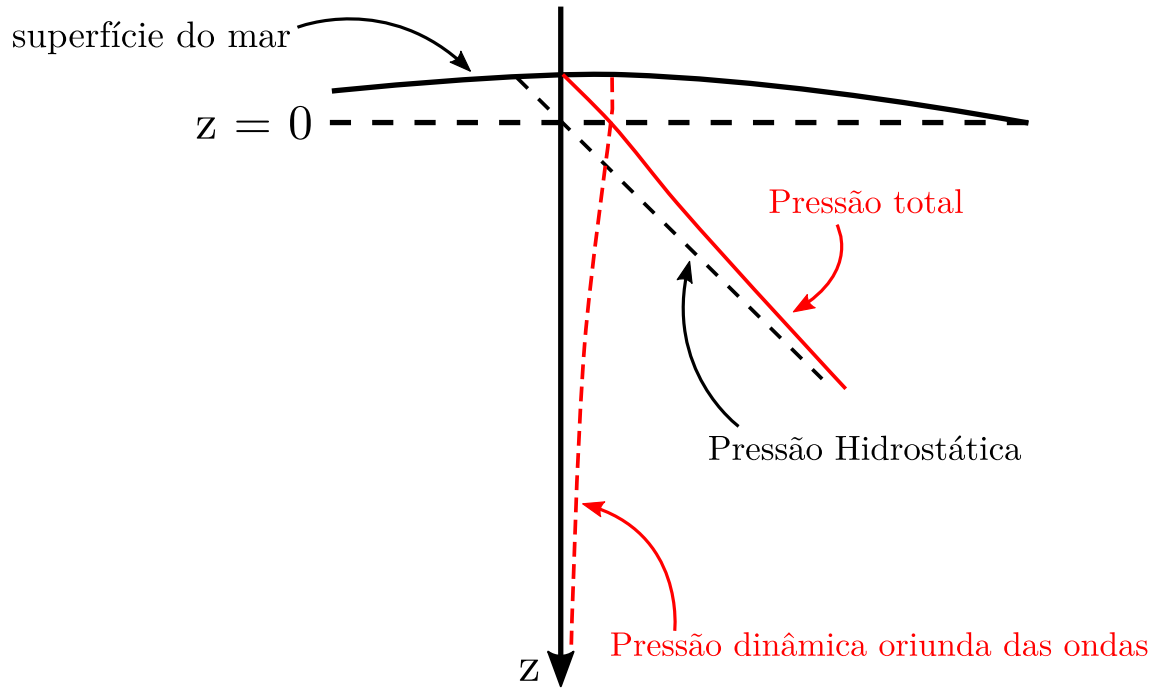


Figura 10 – Pressão ao longo da profundidade sob perturbações de ondas.

onde z é a cota de profundidade, conforme observa-se na Figura 9 e a evolução da pressão em função da profundidade encontra-se ilustrada na Figura 10.

As velocidades (v) e acelerações (a) longitudinais (x) e verticais (z) produzidas pela onda são:

$$v_{x,\text{onda}}(t) = \omega \zeta_a e^{-kz} \sin(\omega t - kx) \quad (2.39)$$

$$v_{z,\text{onda}}(t) = \omega \zeta_a e^{-kz} \cos(\omega t - kx) \quad (2.40)$$

$$a_{x,\text{onda}}(t) = \omega^2 \zeta_a e^{-kz} \cos(\omega t - kx) \quad (2.41)$$

$$a_{z,\text{onda}}(t) = -\omega^2 \zeta_a e^{-kz} \sin(\omega t - kx) \quad (2.42)$$

A força de perturbação no ROV a ser considerada será a do efeito de pressão dinâmica em virtude da perturbação de profundidade causada pelas ondas, que integrada

ao longo de toda a superfície do ROV resultará em uma força e um momento finais chamadas forças de Froude-Kriloff dinâmica (FALTINSEN, 1993; FALTINSEN, 2005):

$$F_{\text{Froude-Kriloff}} = \iint_{S_{\text{ROV}}} p_{\text{dinâmica}} \hat{n} \cdot d\vec{S} \quad (2.43)$$

Em virtude da inviabilidade de realizar tal operação para cálculo das forças dessa natureza para efeitos de simulação, será adotada como aproximação o seu efeito resultante já desse processo de integração os coeficientes de massa adicional e de arrasto já conhecidos e que já fazem parte do modelo, o efeito de momento no eixo y será desprezado:

$$\vec{\tau}_{\text{Perturbações}} = \begin{Bmatrix} (m + X_{\dot{u}}) \dot{u}_{\text{onda}} - X_{u|u|} (u - u_{\text{onda}}) |u - u_{\text{onda}}| \\ (m + Z_{\dot{w}}) \dot{w}_{\text{onda}} - Z_{w|w|} (w - w_{\text{onda}}) |w - w_{\text{onda}}| \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.44)$$

onde:

$$u_{\text{onda}}(t) = v_{x,\text{onda}} \cos \theta + v_{z,\text{onda}} \sin \theta \quad (2.45)$$

$$w_{\text{onda}}(t) = v_{z,\text{onda}} \cos \theta + v_{x,\text{onda}} \sin \theta \quad (2.46)$$

$$\dot{u}_{\text{onda}}(t) = a_{x,\text{onda}} \cos \theta - \dot{\theta} v_{x,\text{onda}} \sin \theta + a_{z,\text{onda}} \sin \theta - \dot{\theta} v_{z,\text{onda}} \cos \theta \quad (2.47)$$

$$\dot{w}_{\text{onda}}(t) = a_{z,\text{onda}} \cos \theta - \dot{\theta} v_{z,\text{onda}} \sin \theta + a_{x,\text{onda}} \sin \theta - \dot{\theta} v_{x,\text{onda}} \cos \theta \quad (2.48)$$

Para efeitos de simulação, será fornecido como entrada uma onda propagante (no sentido de x) unidimensional de amplitude constante cuja frequência encontra-se dentro do espectro de JONSWAP (FALTINSEN, 2005; FOSSEN, 2011; HAGEN, 2014). Os dados da onda são:

$$\omega = 1 \text{ rd/s} \quad (2.49)$$

$$\zeta_a = 5 \text{ cm} \quad (2.50)$$

$$k = 0,10 \text{ m}^{-1} \quad (2.51)$$

3 Apresentação do Simulador

Neste Capítulo será exposto todo o desenvolvimento matemático para se chegar às equações de estado e as simplificações usadas para tal. Também serão apresentados os métodos encontrados para estimação de cada constante definida na seção 2.2.

3.1 Ferramenta Utilizada

Para realizar as simulações foram empregadas ferramentas grátis e de código aberto. Neste trabalho utilizou-se a linguagem de programação *Python* com auxílio de bibliotecas consagradas como a *Numpy*, *Scipy* e *Matplotlib*.

3.2 Manipulação Algébrica

Tendo em vista que a Equação 2.14 pode ser separada facilmente da forma:

$$\dot{\vec{x}} = \vec{f}(\vec{x}) \quad (3.1)$$

qualquer *solver* de EDs não lineares por problemas de valor inicial será o suficiente para reproduzir a dinâmica apresentada neste trabalho. A rotina utilizada para tal será a *solve_ivp* da biblioteca *scipy.integrate*.

Realizando as manipulações necessárias, observa-se:

$$\dot{\vec{\nu}} = \mathbf{M}^{-1} (\vec{\tau} - \mathbf{C}(\vec{\nu}) \vec{\nu}) \quad (3.2)$$

que pode ser representado pelo seguinte diagrama de blocos:

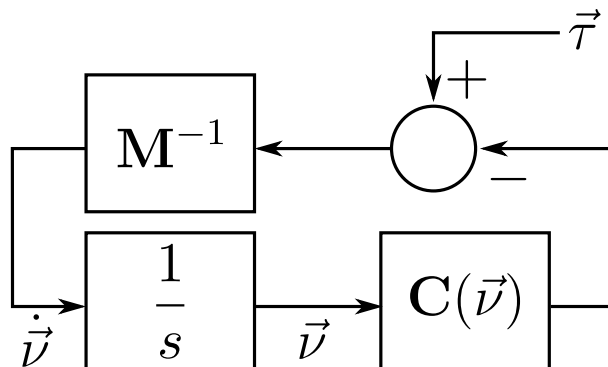


Figura 11 – Diagrama de Blocos do Sistema Dinâmico.

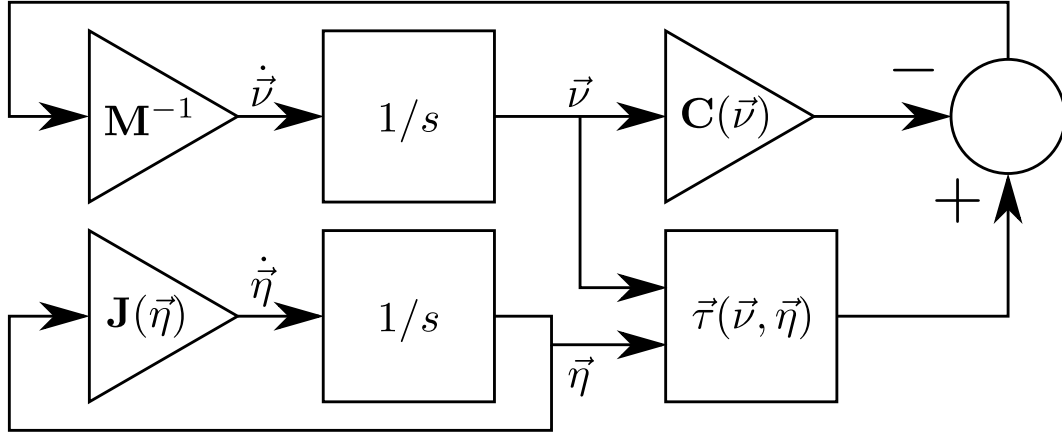


Figura 12 – Diagrama de Blocos do Sistema Dinâmico com a introdução de forças dependentes do sistema de coordenadas inerciais.

Porém, é necessário registrar as coordenadas inerciais não apenas para o registro de movimento do ROV em relação a um ponto fixo como também porque existem forças dependentes dessas coordenadas.

O momento hidrostático recuperador do ângulo de ataque do ROV é um exemplo disso, as coordenadas do ROV em relação a um referencial terrestre precisam ser calculadas de forma que essas forças recebam esses argumentos para cálculo de suas componentes **durante a simulação**.

É nesse contexto que faz-se necessário acrescentar novos estados (e, conseqüentemente, uma nova dinâmica em paralelo) ao sistema de forma a acrescentar o cálculo das coordenadas inerciais no simulador.

Sem mais delongas, o novo conjunto de EDs será representado por:

$$\begin{cases} \dot{\vec{v}} = \mathbf{M}^{-1} (\vec{\tau}(\vec{v}, \vec{\eta}) - \mathbf{C}(\vec{v}) \vec{v}) \\ \dot{\vec{\eta}} = \mathbf{J}(\vec{\eta}) \vec{v} \end{cases} \quad (3.3)$$

A segunda Equação do Sistema de Equações 3.3 remete diretamente à Equação 2.3 deste trabalho por se tratar de uma simples transformação de coordenadas.

Porém, é muito importante frisar que para melhorar as respostas computacionais do modelo, uma vez que é necessário apenas controlar a profundidade do veículo, serão considerados nulos os estados referentes ao eixo x e à rotação em y . A transformação da Equação 2.3 é válida apenas para ângulos $\theta \neq 90^\circ$ e $\theta \neq -90^\circ$, condição que será respeitada nas simulações deste trabalho (HOVER, 2009; FOSSEN, 2011).

O diagrama de blocos correspondente ao sistema dinâmico representado pela Equação 3.3 é representado pela Figura 12.

3.3 Entrada das Leis de Controle

As técnicas de controle serão aplicadas diretamente no vetor de propulsão $\vec{\tau}_{\text{Propulsão}}$ apresentado na seção 2.2.3 e é uma das parcelas do vetor de forças externas $\vec{\tau}$ através de alguma lei de controle do tipo:

$$\vec{u}(\vec{\nu}, \vec{\eta}, t) = \vec{\tau}_{\text{Propulsão}}(\vec{\nu}, \vec{\eta}, \vec{\eta}_{\text{ref}}, t) \quad (3.4)$$

Obviamente, para cada técnica de controle a ser utilizada haverá uma lei de controle correspondente, que será tratada em detalhes no Capítulo 5.

4 Projeto do Filtro de Onda

Neste Capítulo será apresentado o filtro de onda proposto para que o ruído de onda seja rejeitado.

O filtro recomendado pela literatura (FOSSSEN, 2011) prevê um filtro passa baixa em cascata com um filtro *notch*, que é composto por três funções de transferência em série (tratando-se, portanto, de um filtro linear) da forma:

$$h_n(s) = \frac{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{(s + \omega_n)^2} \quad (4.1)$$

Cada uma das três etapas da função de transferência do filtro *notch* é responsável pela rejeição de uma faixa de banda diferente do espectro de ondas, que de acordo com Fossen (2011) encontra-se entre as frequências 0,5 rd/s e 1,2 rd/s.

O filtro passa baixa é responsável por atenuar efeitos de frequências de ruído mais elevadas que estas frequências do espectro de ondas do mar, que geralmente são oriundas de ruídos próprios dos sensores. O que não será introduzido no simulador por depender do tipo de sensor embarcado no veículo e por não agregar valor à discussão do controle de profundidade.

A literatura (FOSSSEN, 2011) ainda recomenda que as três frequências de ω_n do filtro *notch* sejam de:

- $\omega_1 = 0,40 \text{ rd/s}$;
- $\omega_2 = 0,63 \text{ rd/s}$; e
- $\omega_3 = 1,00 \text{ rd/s}$

Sendo assim, o filtro resultante será igual a:

$$h_f(s) = h_1(s) \cdot h_2(s) \cdot h_3(s) \quad (4.2)$$

$$h_f(s) = \frac{s^6 + 0,406s^5 + 1,608s^4 + 0,3713s^3 + 0,6409s^2 + 0,06461s + 0,0635}{s^6 + 4,06s^5 + 6,685s^4 + 5,709s^3 + 2,667s^2 + 0,6461s + 0,0635} \quad (4.3)$$

resultando na resposta em frequência que pode ser observada na Figura 13, e como pode-se observar pela resposta em frequência, ocorre um atraso natural em virtude das etapas de filtragem

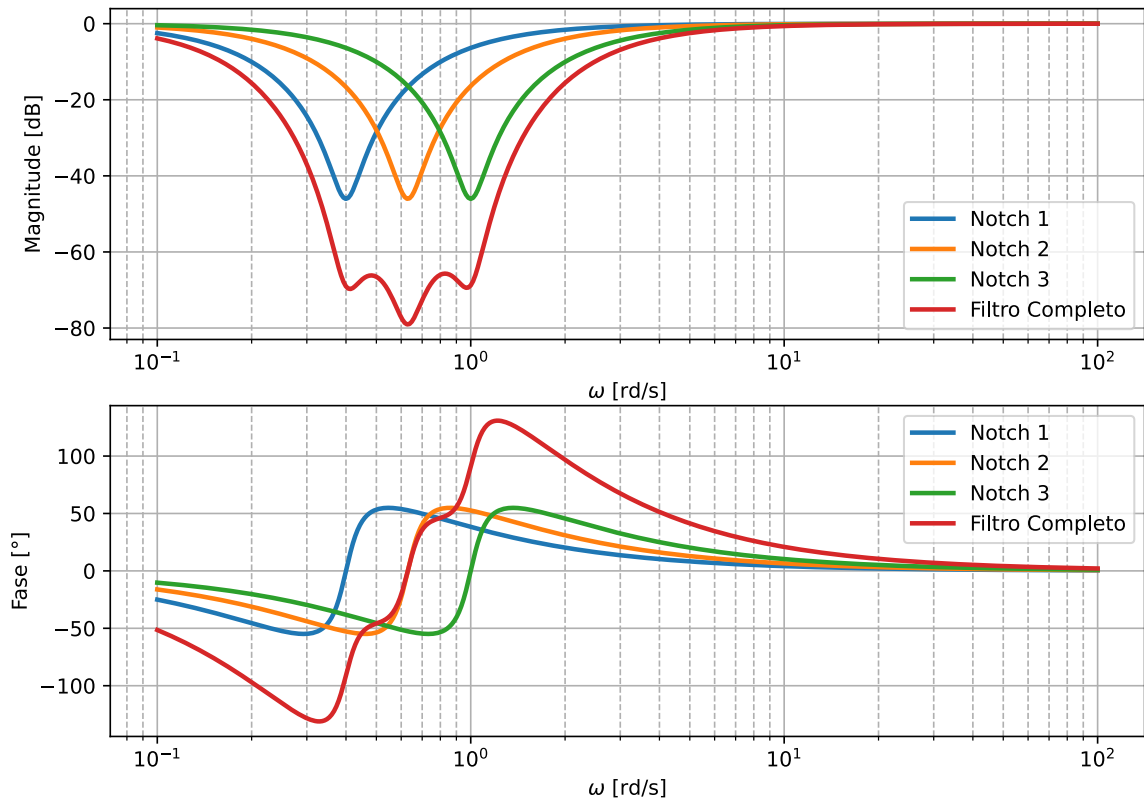


Figura 13 – Resposta em frequência do filtro *notch* proposto.

A implementação do filtro no controlador é bastante simples. Por tratar-se de um filtro linear, basta transformar a função de transferência para o domínio do tempo na forma de espaço de estados. Realizando essa tarefa, obtém-se as seguintes matrizes:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -4,06 & -6,6849 & -5,70892 & -2,666644 & -0,646128 & -0,063504 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

$$\mathbf{B} = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^t \quad (4.5)$$

$$\mathbf{C} = [-3,654 \ -5,07672 \ -5,337612 \ -2,0257776 \ -0,5815152 \ 0] \quad (4.6)$$

$$\mathbf{D} = [1] \quad (4.7)$$

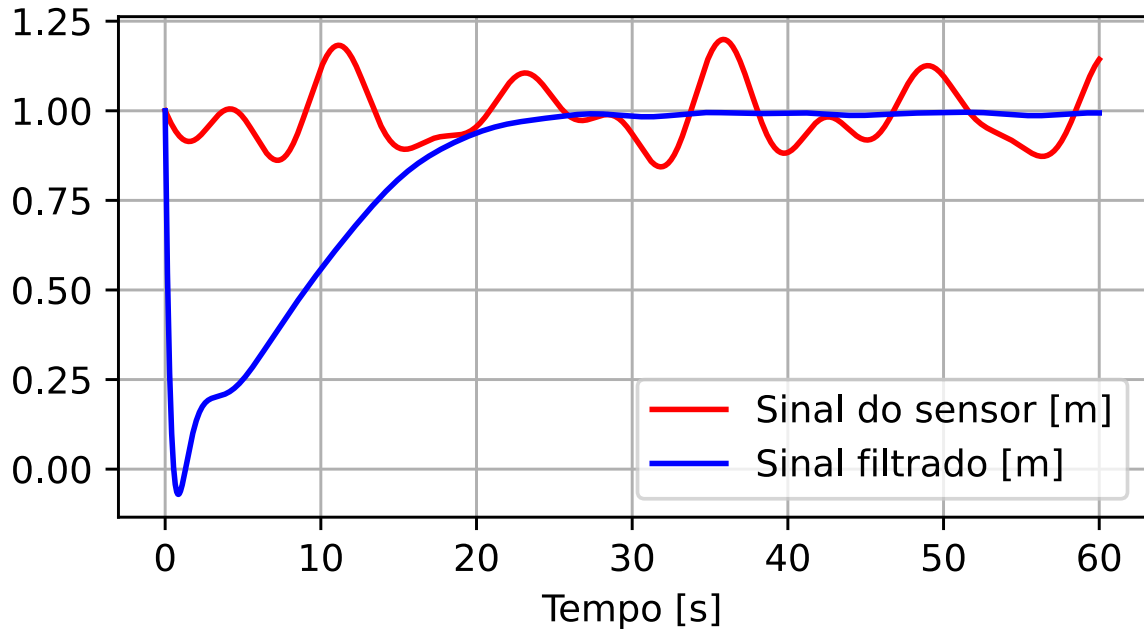


Figura 14 – Simulação de filtragem com o método proposto.

e a saída composta pela combinação linear dos 6 estados com a entrada passará a ser o sinal filtrado. Para que se tenha uma noção do comportamento do filtro, um sinal de onda simulado pela função:

$$h(t) = 0,15 \sin(0,5t + 2,3) + 0,1 \sin(0,8t - 1,8) - 0,07 \sin(1t + 0,3) \quad (4.8)$$

considerando um ROV mantendo uma profundidade de 1 m, cujo resultado pode ser observado na Figura 14.

Como pode-se observar, o efeito de ondas é quase que completamente rejeitado ao custo de um tempo de assentamento (de cerca de 30 s) intrínseco à dinâmica dos pólos do filtro de onda. Sendo assim, faz-se necessário manter o veículo numa profundidade fixa por um tempo (para calibração do filtro) para que os estados referentes ao filtro sejam acomodados às circunstâncias no qual o veículo se encontra para, somente depois desse procedimento, o controle ser ligado e o ROV ser movimentado.

5 Implementação de Técnicas de Controle

Esta parte do trabalho será responsável por apresentar as técnicas propostas para solucionar o problema do controle de profundidade para o ROV de interesse da MB.

As técnicas de controle propostas serão não lineares em virtude da natureza altamente não linear da dinâmica do ROV apresentada no Capítulo 2 deste trabalho, ainda que seja possível aplicar técnicas de controle linear através de adaptações como o chaveamento de ganhos, por exemplo.

O uso de controladores lineares exigiria uma grande quantidade de pontos de operação para o veículo enquanto um controlador não linear possuiria apenas uma lei de controle e o seu movimento não estaria limitado a condições validadas por um controlador linear.

As técnicas apresentadas neste trabalho são:

1. *Feedback Linearization*;
2. *Sliding Modes*; e
3. *Model Predictive Control*.

5.1 Feedback Linearization

Esta técnica consiste em fazer com que o esforço de controle elimine todos os efeitos não lineares modelados (RUDRA; BARAI; MAITRA, 2017; JAULIN, 2019) e acrescente, ainda, o esforço de controle necessário para que se obtenha uma resposta linear do sistema para um conjunto de estados \vec{x} e um determinado instante de tempo t . Sendo assim, corresponderá:

$$u(\vec{x}, t) = a(\vec{x}, t) + b(\vec{x}, t) \quad (5.1)$$

onde:

- $a(\vec{x}, t)$ corresponde à soma de todas as parcelas do modelo não linear, com o sinal trocado; e
- $b(\vec{x}, t)$ corresponde ao esforço de controle necessário para que o sistema obtenha a resposta linear desejada.

Trazendo de volta a Equação 3.3 do sistema em malha aberta, tem-se:

$$\begin{cases} \dot{\vec{v}} = \mathbf{M}^{-1} (\vec{\tau}(\vec{v}, \vec{\eta}) - \mathbf{C}(\vec{v}) \vec{v}) \\ \dot{\vec{\eta}} = \mathbf{J}(\vec{\eta}) \vec{v} \end{cases} \quad (5.2)$$

$$\begin{cases} \dot{\vec{v}} = \mathbf{M}^{-1} \vec{\tau}(\vec{v}, \vec{\eta}) - \mathbf{M}^{-1} \mathbf{C}(\vec{v}) \vec{v} \\ \dot{\vec{\eta}} = \mathbf{J}(\vec{\eta}) \vec{v} \end{cases} \quad (5.3)$$

$$\begin{cases} \dot{\vec{v}} = \mathbf{M}^{-1} \vec{\tau}_{\text{Modelo Não Linear}}(\vec{v}, \vec{\eta}) - \mathbf{M}^{-1} \mathbf{C}(\vec{v}) \vec{v} + \mathbf{M}^{-1} \vec{\tau}_{\text{Propulsão}}(\vec{v}, \vec{\eta}) \\ \dot{\vec{\eta}} = \mathbf{J}(\vec{\eta}) \vec{v} \end{cases} \quad (5.4)$$

Fazendo:

$$\vec{\tau}_{\text{Propulsão}}(\vec{v}, \vec{\eta}) = \underbrace{-\vec{\tau}_{\text{Modelo Não Linear}}(\vec{v}, \vec{\eta}) + \mathbf{C}(\vec{v}) \vec{v}}_{a(\vec{x}, t)} + \underbrace{\mathbf{M} \vec{f}(\vec{v}, \vec{\eta}, t)}_{b(\vec{x}, t)} \quad (5.5)$$

Tem-se:

$$\begin{cases} \dot{\vec{v}} = \vec{f}(\vec{v}, \vec{\eta}, t) \\ \dot{\vec{\eta}} = \mathbf{J}(\vec{\eta}) \vec{v} \end{cases} \quad (5.6)$$

onde a função $\vec{f}(\vec{v}, \vec{\eta}, t)$ representa a variação do comportamento desejado para o estado \vec{v} .

Graças à Equação 5.6, pode-se atribuir qualquer tipo de comportamento ao veículo (respeitadas as limitações dos propulsores, dos filtros e a fidelidade do modelo proposto) para que ele atinja a posição desejada.

Para concentração de esforços deste trabalho apenas no controle de profundidade, serão estudadas apenas as variáveis de controle w e z e será presumido que os outros estados do modelo estão controlados cujo valor de estabilização é nulo. Apesar de tratar-se de uma simplificação, essa hipótese não traz perda de generalidade alguma sobre as três técnicas de controle apresentadas neste trabalho.

Utilizar somente um controlador (por *Feedback Linearization*) com controle proporcional à diferença de profundidade do valor filtrado com o valor de referência não é suficiente para o controle da profundidade porque:

- torna a resposta a uma referência em degrau com tempo de estabilização em níveis inaceitáveis;
- não rejeita a perturbação de onda; e

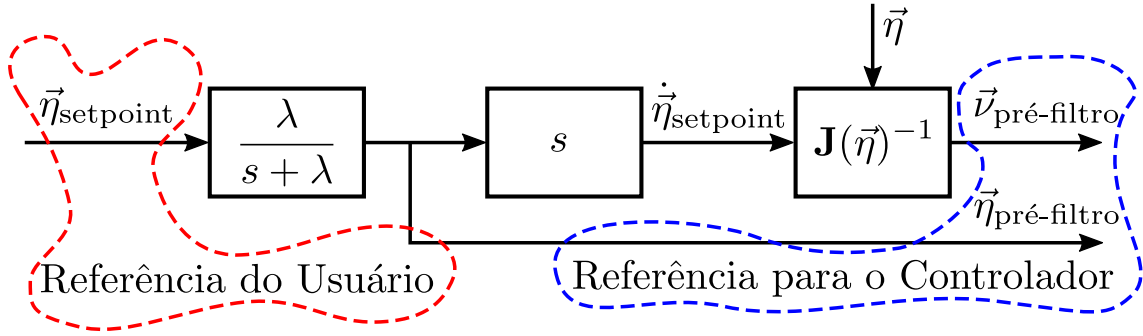


Figura 15 – Diagrama de Blocos do pré-filtro.

- apresenta erro em regime estacionário.

Sendo assim, o que se propõe para resolver esses problemas é degradar levemente o sinal de referência em troca de obter sua derivada em forma contínua (visto que uma referência em degrau não possui derivada finita no momento de transição). O controlador passará a não apenas controlar a diferença do valor da profundidade com a do filtro como também a velocidade do veículo com a de referência, eliminando todos esses efeitos.

Para isso, será acrescentado mais um filtro linear (que não é o filtro de onda) que receberá o sinal de referência, degradará levemente o seu sinal em troca de obter a sua derivada. Para que, finalmente, esses dois sinais (tanto o de profundidade de referência quanto o de velocidade de referência) sejam recebidos pelo controlador para melhor atuar nos propulsores e obter uma resposta satisfatória. Este filtro chamar-se-á **pré-filtro**.

Para implementá-lo, o sinal de referência de profundidade será dado como entrada num filtro de primeira ordem (daí a sua degradação, porque o valor de regime estacionário não será atingido mais instantaneamente), será derivado para que se obtenha um valor contínuo (e não infinito como seria de um sinal em forma de degrau “bruto”) e depois seria levado a um transformador de coordenadas, que junto com outros sinais de derivadas das referências serão multiplicados pela matriz inversa de transformação $\mathbf{J}(\vec{\eta})^{-1}$, a saída dessa multiplicação serão os valores de velocidade de referência em coordenada local do veículo, no diagrama de blocos da Figura 15 encontra-se apresentado o filtro proposto.

Como nas simulações será considerado apenas as variáveis de profundidade (x , θ , u e q como nulas), por motivos de simplificação, o diagrama de blocos será reduzido ao que está apresentado na Figura 16. É muito importante frisar que não há perda alguma de generalidade no método ou algo que tornaria um controlador inviável, viável de fato e somente pelo fato de simplificar para demonstrar a eficácia do controlador.

Dessa forma, é possível apresentar a lei de controle para o controlador. Partindo da Equação 5.6 com as observações do parágrafo anterior, pode-se acrescentar o efeito de ganho proporcional à diferença de profundidade do filtro (de profundidade) com a do pré-filtro, e o ganho proporcional à velocidade do veículo com a velocidade de referência

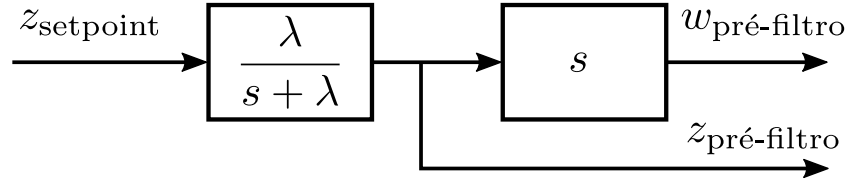


Figura 16 – Diagrama de Blocos do pré-filtro simplificado.

do pré-filtro, conforme a Equação 5.7 apresenta.

$$\begin{cases} \dot{w} = f_w(\vec{\nu}, \vec{\eta}, t) = K_w (w_{\text{pré-filtro}} - w) + K_z (z_{\text{pré-filtro}} - z_{\text{filtro de onda}}) \\ \dot{z} = w \end{cases} \quad (5.7)$$

Sobre a determinação do pólo do pré-filtro, ele não pode ser lento demais de forma a prejudicar a dinâmica do filtro de onda, que leva cerca de trinta segundos para que seus estados se acomodem e o seu valor de saída se estabilize. Mas, por outro lado, ele não pode ser rápido demais de forma a colher um valor muito elevado de derivada de degraus de referência, por exemplo, que certamente fariam o propulsor saturar na sua velocidade máxima e degradaria a sua vida útil. Para atender essas duas necessidades por meio de diversas simulações chegou-se a um valor de pólo igual a $0,1 \text{ rd/s}$, onde esses dois efeitos são minimizados.

Também por meio de testes computacionais, foi verificado que as constantes:

$$K_z = 0,5 \text{ N/m} \quad (5.8)$$

$$K_w = 10 \text{ N.s/m} \quad (5.9)$$

apresentam um bom desempenho em um ambiente onde o veículo deve subir um metro de profundidade em águas rasas e, além disso, rejeitar não apenas o ruído de onda como também as suas forças de perturbação. Os resultados podem ser observados na Figura 17.

Observa-se que a mudança de referência de profundidade somente foi dada após o tempo de assentamento do pré-filtro (de cerca de 30 s), também é possível notar que a dinâmica do filtro de onda é que é o fator limitante do tempo de assentamento do controlador. Outro fato que também é possível de se observar é que o esforço de controle no momento do degrau não levou o propulsor à sua saturação graças ao pólo do pré-filtro escolhido.

Por fim, pode-se concluir que, dado que o fator limitante é o filtro de onda, o controlador possui um tempo de assentamento aceitável (de cerca de 70 s) e rejeita a influência tanto do ruído de onda como também das perturbações mecânicas causadas por elas. Também é válido observar a Figura 18, que trata-se de uma simulação em

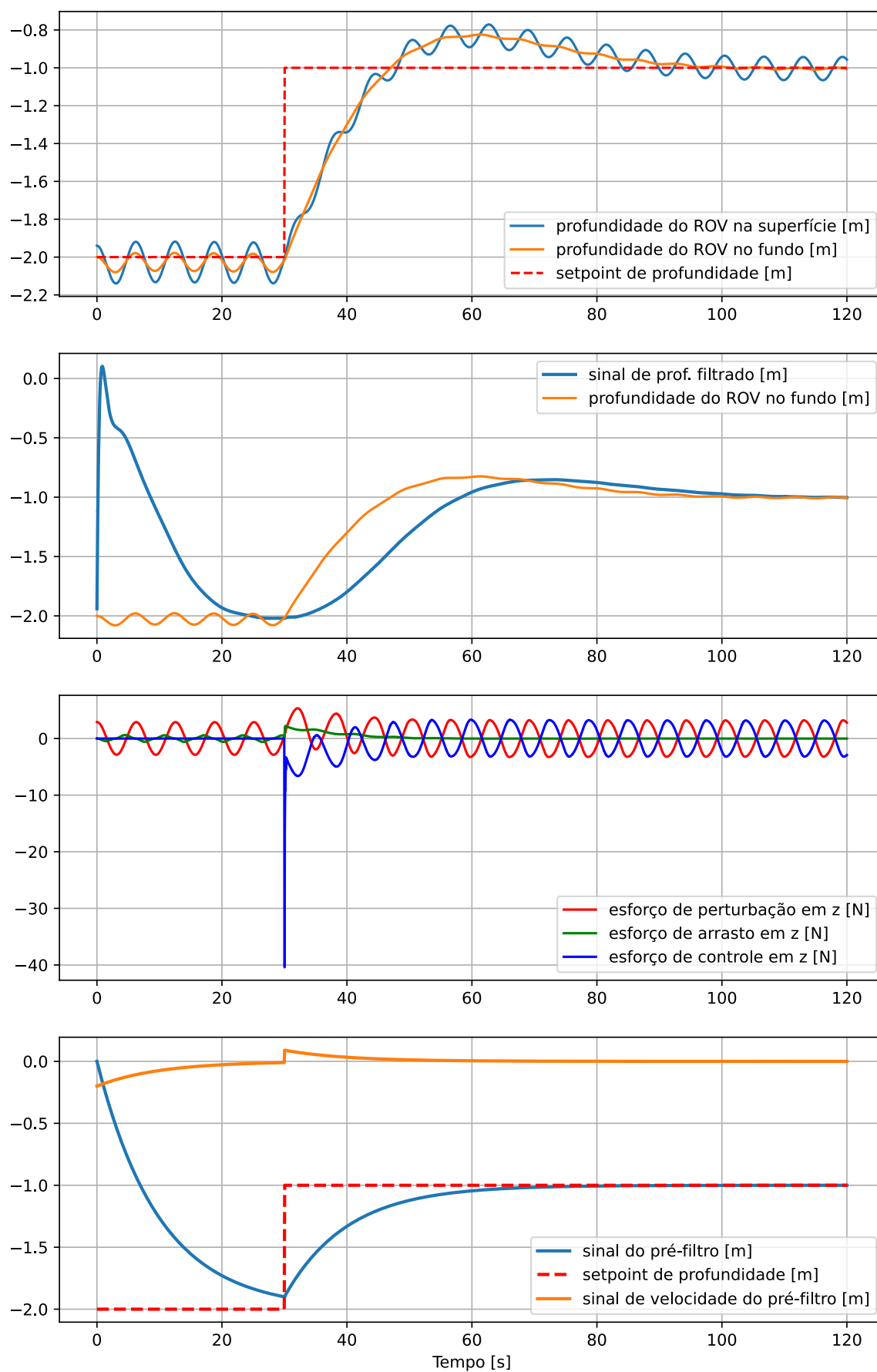


Figura 17 – Simulação de resposta de degrau em profundidade.

maiores profundidades em que se observa uma rápida saturação do propulsor em virtude da mudança brusca de uma referência de 5 m de profundidade e uma menor influência na perturbação das ondas.

Como pode ser observado, os resultados foram satisfatórios e o controlador, de fato, rejeita não apenas o sinal do sensor de profundidade oriundo da onda como também a perturbação por massa d'água atrelado a ela. Porém, percebe-se claramente que o atuador do veículo encontra-se subutilizado em variações pequenas de degrau, como pode-se observar na Figura 17, por exemplo. No diagrama da Figura 19 encontra-se um comparativo da maior força propulsiva demandada na simulação com a força propulsiva máxima do atuador do veículo.

Visando aprimorar o desempenho do controlador, resolveu-se dividir a lógica de controle por *Feedback Linearization* em duas fases:

- A primeira, que é onde o controlador não rejeitará o ruído e nem os distúrbios de onda, mas procurará atender prontamente o sinal de referência estabelecido enquanto o sinal do filtro de onda não estabiliza, sendo o fator limitante de desempenho nesta fase a força propulsiva e a dinâmica do modelo; e
- A segunda, que é quando o sinal do filtro de onda estabilizou em relação do valor de referência. Sendo assim, o controlador possuirá um sinal para usar como base para rejeitar o distúrbio das ondas sendo o fator limitante a dinâmica do próprio filtro de onda.

O gatilho de chaveamento entre fases será uma distância de tolerância de profundidade do valor do filtro com o valor de referência, sendo definido pela constante “tol” (de tolerância).

A lei de controle da primeira fase muito se assemelha com a apresentada na Equação 5.7, a diferença é o valor dos ganhos e o sinal de profundidade (que passa a ser o sinal de profundidade “bruto” do sensor). A lei de controle da segunda fase encontra-se apresentada na Equação 5.10.

$$\begin{cases} \dot{w} = f_w(\vec{\nu}, \vec{\eta}, t) = K_{w,2}(w_{\text{pré-filtro}} - w) + K_{z,2}(z_{\text{pré-filtro}} - z_{\text{sensor de profundidade}}) \\ \dot{z} = w \end{cases} \quad (5.10)$$

A lei de controle da segunda fase do controlador é a mesma da simulação apresentada nas Figuras 17 e 18, inclusive com os mesmos ganhos. As simulações citadas neste parágrafo foram refeitas com o aprimoramento no controlador proposto e encontram-se apresentadas nas Figuras 20 e 21. As constantes que melhor aproveitaram o desempenho de resposta foram:

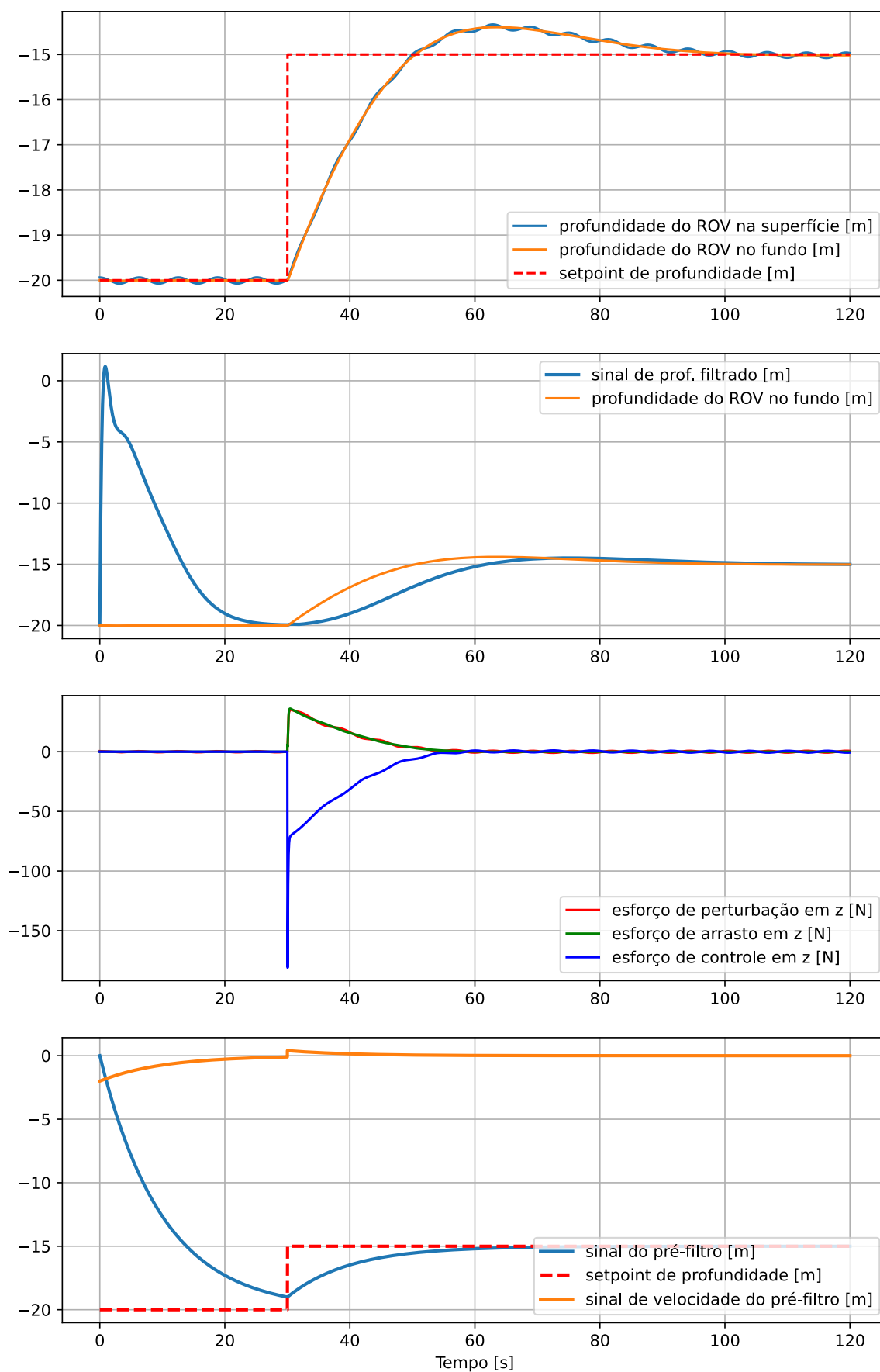


Figura 18 – Simulação de resposta de degrau em profundidade em águas profundas.

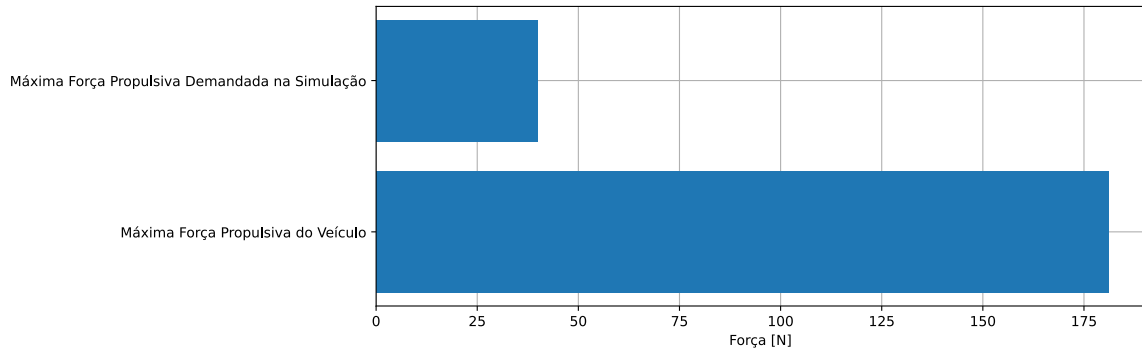


Figura 19 – Comparativo da força da simulação da Figura 17 com a propulsão máxima do veículo.

$$K_{z,2} = 2 \text{ N/m} \quad (5.11)$$

$$K_{w,2} = 40 \text{ N.s/m} \quad (5.12)$$

$$\text{tol} = 0,10 \text{ m} \quad (5.13)$$

Observando as Figuras 20 e 21, nota-se uma ligeira melhora no tempo de estabilização (de 70 s para 60 s) além da resposta não apresentar sobressinal, em virtude da dinâmica de controle da primeira fase não utilizar sinais de pólos lentos.

Por último, ressalta-se que a velocidade de amostragem do controlador a ser embarcado no veículo deve ser de, no mínimo, 100 amostras por segundo tendo em vista:

- O atendimento do critério de Nyquist para o espectro de ondas de JONSWAP (FALTINSEN, 2005; FOSSEN, 2011; HAGEN, 2014); e
- As simulações realizadas utilizaram passo fixo de 0,01 segundo utilizando algoritmo de solução de Runge-Kutta de 5ª ordem (SCIPY..., 2020).

5.2 Sliding Modes

O controle por modos deslizantes (ou *Sliding Modes*) tem grandes semelhanças com o controlador do tipo *Feedback Linearization*, a diferença é que o primeiro incluirá uma parcela adicional no esforço de controle que será relacionada com qualquer grau de incerteza existente sobre o modelo (como, por exemplo, os coeficientes de arrasto) (EDWARDS; SPURGEON, 1998; PERRUQUETTI; BARBOT, 2002). Este controlador também fará uso do filtro de onda e do pré-filtro da mesma forma que o último controlador apresentado.

O controlador por modos deslizantes possui a grande vantagem de dar uma resposta de controle adequada a um sistema dinâmico mesmo quando há incertezas sobre o valor de

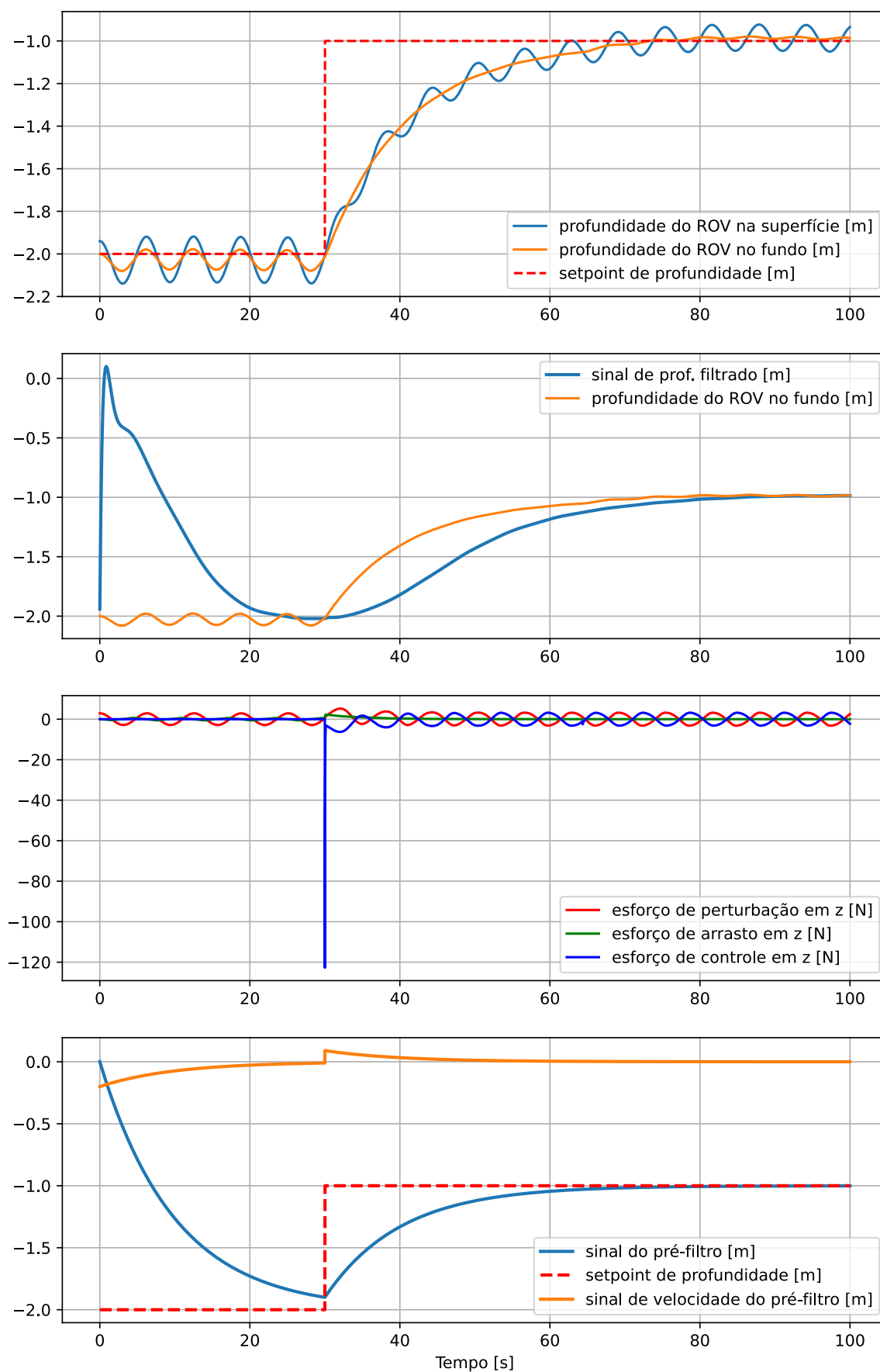


Figura 20 – Reprodução da Simulação da Figura 17 com o aprimoramento do controlador.

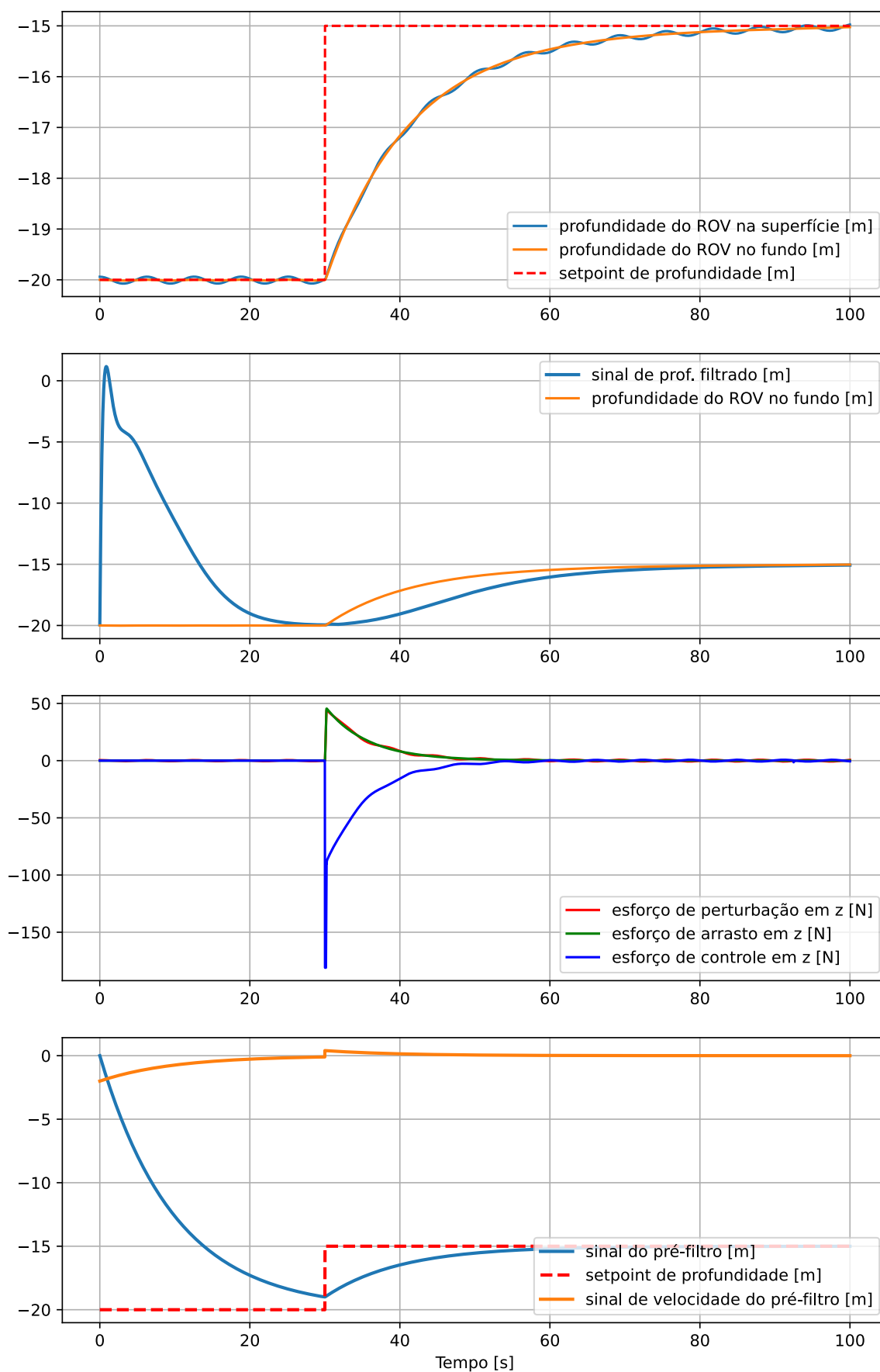


Figura 21 – Reprodução da Simulação da Figura 18 com o aprimoramento do controlador.

seus parâmetros, isto é, trata-se de um controlador robusto. O segredo encontra-se em criar uma superfície (de caráter abstrato, matemático) chamada de superfície de deslizamento que, enquanto o sistema não reage de forma a eliminar essas incertezas, o controlador será responsável apenas por levar o sistema a esse conjunto de estados da superfície citada.

Devido a incertezas ou a perturbações, a própria planta levará seus estados para fora dessa superfície, mas sempre que isso acontecer o controlador fará, através do esforço de controle extra, que é função do parâmetro de deslizamento, com que a planta permaneça na superfície de deslizamento até que o equilíbrio estável (desejado) seja atingido. Isso significa, que pode-se resumir toda a lógica de controle por modos deslizantes (em sistemas de uma entrada e uma saída — SISO) em duas grandes fases:

- a primeira é quando a planta encontra-se na sua fase inicial, em um estado qualquer fora da superfície de escorregamento, em que o controlador se concentrará apenas em eliminar as incertezas sobre os seus parâmetros em virtude da diferença da resposta observada. Levando, assim, a planta à superfície de deslizamento; e
- a segunda fase é quando a planta já se encontra na superfície de deslizamento (ou seja, não existe mais diferença de resposta dinâmica esperada pela observada) e o controlador apenas levará o seu conjunto de estados ao equilíbrio e mitigando qualquer agente que possa vir a retirar a planta dessa superfície de deslizamento.

No caso de sistemas com uma entrada e uma saída (SISO) com dois estados (x e \dot{x}), ação de controle linear e proporcional a eles (com pólo $s = -\lambda$, $\lambda > 0$) e cujo ponto de equilíbrio $\langle x_e, \dot{x}_e \rangle$ é $\langle 0, 0 \rangle$, a superfície de deslizamento é representada por:

$$\dot{x} + \lambda x = 0 \quad (5.14)$$

Podemos representar a dinâmica do sistema citado no parágrafo anterior controlado por modos deslizantes através da Figura 22, que ilustra bem tudo o que foi apresentado até o momento.

O sistema da Figura 22 foi deixado inicialmente no ponto preto, fora da superfície de deslizamento. O controlador levará o sistema ao plano de deslizamento na primeira fase do controle (representada pela trajetória da cor vermelha da mesma figura), até o atingimento dessa superfície, que será quando a diferença da resposta do sistema devido essas incertezas será zerada.

Com isso, o sistema entrará na segunda fase do controle, onde será levado ao ponto de equilíbrio seguindo uma trajetória contida exclusivamente no plano de deslizamento, qualquer agente que tentar retirar o sistema dessa superfície sofrerá ação imediata do

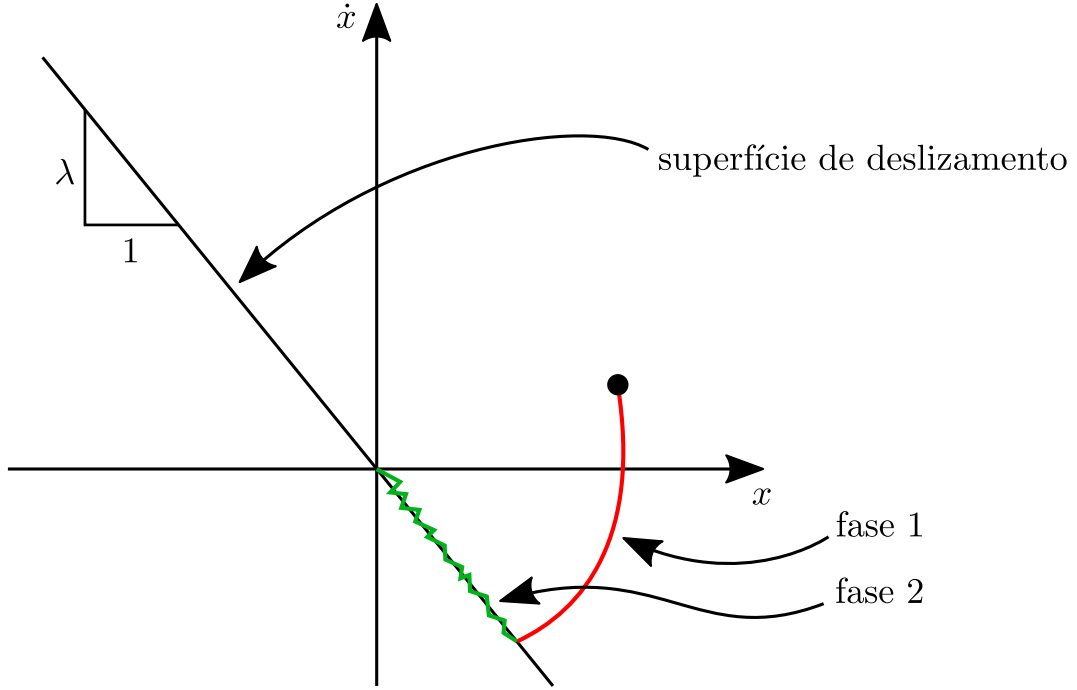


Figura 22 – Sistema SISO em malha fechada por controlador do tipo modo deslizante.

controlador de forma que a planta resista e permaneça na mesma superfície (daí a trajetória em forma de zigue-zague da parte verde na figura).

A lei de controle é bem parecida com a apresentada no item 5.1 sobre *Feedback Linearization* apresentada na Equação 5.6 (já direcionada para a planta do ROV deste trabalho) com o acréscimo de uma única parcela adicional (que é justamente a responsável por levar o sistema à superfície de deslizamento):

$$\begin{cases} \dot{\vec{v}} = \vec{f}(\vec{v}, \vec{\eta}, t) - K_{SM} \cdot \text{sinal}(s) \\ \dot{\vec{\eta}} = \mathbf{J}(\vec{\eta}) \vec{v} \end{cases} \quad (5.15)$$

A parcela $\vec{f}(\vec{v}, \vec{\eta}, t)$ é a mesma apresentada no item 5.1 sobre *Feedback Linearization* (inclusive com as mesmas constantes) e a parcela $K_{SM} \cdot \text{sinal}(s)$ é justamente aquela citada que é responsável por levar o sistema à superfície de escorregamento. A função $\text{sinal}(s)$ encontra-se representada junto com a função saturação: $\text{sat}(s, c)$ na Figura 23, onde será explicado mais adiante o porquê da apresentação dessa nova função. A variável s é chamada variável de deslizamento (ou escorregamento), que:

$$s \begin{cases} = 0, & \text{quando o sistema está na superfície de deslizamento} \\ \neq 0, & \text{quando o sistema não está na superfície de deslizamento} \end{cases} \quad (5.16)$$

A função sinal , representada pela função da cor vermelha na Figura 23, é definida

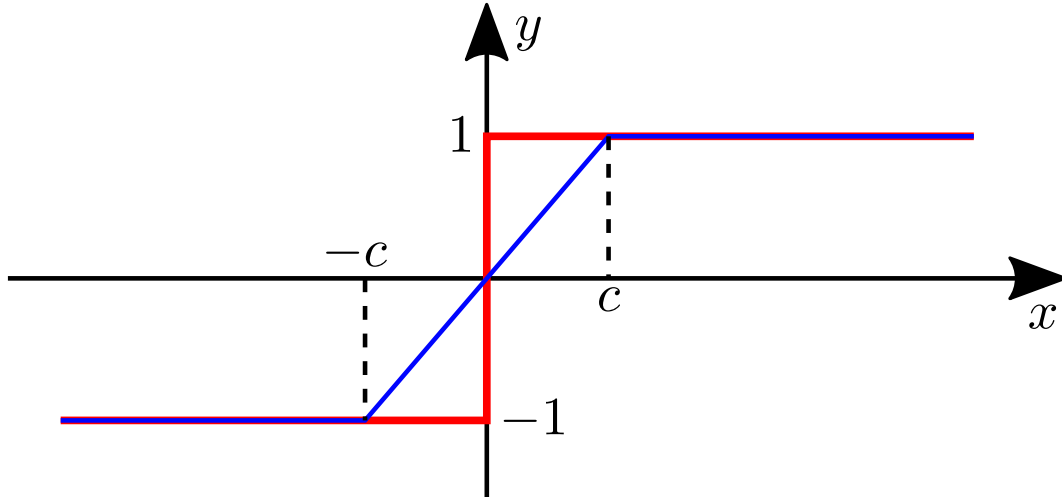


Figura 23 – Função saturação e sinal.

por:

$$\text{sinal}(s) = \begin{cases} 1, & \text{se } s \text{ for maior que zero} \\ -1, & \text{se } s \text{ for menor que zero} \\ 0, & \text{se } s \text{ for igual a zero} \end{cases} \quad (5.17)$$

A função saturação, representada pela função da cor azul na Figura 23, é definida por:

$$\text{sat}(s, c) = \begin{cases} 1, & \text{se } s \text{ for maior que } c \\ -1, & \text{se } s \text{ for menor que } -c \\ s, & \text{nos casos restantes} \end{cases} \quad (5.18)$$

no caso da função saturação, o parâmetro $c > 0$ representa o comprimento de saturação sendo uma variável de ajuste que será apresentada posteriormente.

A função saturação foi apresentada porque em muitos casos (especialmente em sistemas mecânicos, como é o caso deste trabalho) na segunda fase do controle por modos deslizantes as perturbações que agem constantemente na planta fazem com que o atuador receba entradas do controlador com variações muito bruscas e com alta frequência (daí o fenômeno de zigue-zague apresentado na Figura 22, chamado *chattering*), o que é muito prejudicial para atuadores de sistemas mecânicos em geral. Para contornar esse problema, substitui-se a função sinal por uma função suavizadora, que faça com que o controlador forneça sinais de atuadores intermediários antes de chegar nos extremos ($+1$ e -1) instantaneamente, eliminando o efeito de *chattering* em troca de uma resposta levemente mais demorada e com um pequeno erro em regime estacionário cuja magnitude, dependendo do valor, pode inclusive ser desprezada.

A variável s é um novo estado que deve ser incorporado à lógica do controlador e que deixa de ser zero toda vez que o sistema encontra-se fora da superfície de escorregamento, fazendo com que a parcela $K_{SM} \cdot \text{sinal}(s)$ (ou $K_{SM} \cdot \text{sat}(s, c)$) seja a responsável por levá-lo de volta à superfície. O parâmetro K_{SM} é dimensionado de acordo com a potência mecânica do atuador e com o tempo em que se deseja que o sistema atinja a superfície de deslizamento.

Já a evolução da variável de controle s (chamada \dot{s} , que deve entrar na lógica do controlador) deve corresponder ao valor máximo da resposta existente na planta com todas as incertezas (g) menos o valor estimado que o projetista tenha conhecimento a respeito dela (\hat{g}):

$$\dot{s} = g - \hat{g} - K_{SM} \cdot \text{sinal}(s), \text{ ou} \quad (5.19)$$

$$\dot{s} = g - \hat{g} - K_{SM} \cdot \text{sat}(s, c) \quad (5.20)$$

Um veículo com 80%:

- da sua massa seca;
- do seus valores de inércia de rotação;
- das suas dimensões básicas (altura, largura, comprimento, distância do centro de flutuação ao centro de massa...); e
- das suas áreas das seções transversais de arrasto

foi simulado com a intenção de observar a eficácia do controlador quando há incertezas do projetista sobre as variáveis do veículo e também com a intenção de avaliar a evolução do escorregamento ao longo do tempo.

A lógica que coube ao controlador por *Feedback Linearization* foram mantidas, inclusive os ganhos e seu aprimoramento de tempo de estabilização (e eliminação de sobressinal). Mas com relação às constantes da parte exclusiva do controle por modos deslizantes, alguns conceitos precisam ser introduzidos para que se justifique a seleção dos parâmetros que serão apresentados posteriormente.

Como já foi apresentado, o controlador por modos deslizantes é baseado em incertezas. A diferença de resposta efetiva do sistema (sem ação de controle) pela resposta estimada que o projetista tomou como base no seu projeto de controle é representado pelo parâmetro $g - \hat{g}$.

Em uma simulação cujo veículo foi estimado com 80% dos seus valores verdadeiros, em que ele parte de 20 m de profundidade e precisa responder a um degrau instantâneo

de 10 m de profundidade para cima, verificou-se por meio de simulação que essa diferença de modelagem gera um erro de força por volta de 18 N, quando se acrescenta o valor das perturbações de onda esse valor salta para 110 N (sobretudo devido à perturbação de massa d'água referente ao arrasto provocado pela ação das ondas no modelo deste trabalho).

Nessa mesma simulação, verificou-se que o valor de escorregamento, mesmo para condições adversas como a descrita no parágrafo anterior, é extremamente baixo. O escorregamento máximo (que se dá no momento da introdução do degrau na referência) é de cerca de 15×10^{-3} .

Levando-se em consideração um controlador de ação de escorregamento do tipo sinal (que não é a que vai ser efetivamente utilizada) e também com ação de *Feedback Linearization* de primeira ordem (ou seja, função linear apenas da referência e de sua derivada, o que também não é verdade para o projeto deste trabalho), o tempo de alcance da conjunto de estados do sistema até o atingimento da superfície de deslizamento pode ser calculado pela expressão:

$$t_{\text{alcance}} = \frac{s_0}{\eta_{SM}} \quad (5.21)$$

em que o parâmetro η_{SM} é levado em consideração no dimensionamento do parâmetro K_{SM} já apresentado por:

$$K_{SM} \geq \eta_{SM} + (g - \hat{g}) \quad (5.22)$$

Como o valor de s_0 apresentado é muito baixo (mesmo em condições adversas), mesmo que se considere um tempo de alcance da superfície de deslizamento da ordem de 1 s, ainda sim o fator que será predominante na expressão da Equação 5.22 será a parcela $g - \hat{g}$ de 110 N (ainda mais quando se recorda que a propulsão máxima do veículo é de 181 N). Sendo assim, foi escolhido para o controle um parâmetro K_{SM} de 150 N porque ainda assim os propulsores teriam uma margem extra para erros ainda maiores do que os previstos na simulação de dimensionamento.

Com relação ao comprimento de saturação c , ele não pode ser grande demais de forma que a função saturação seja “distante” da função sinal (e, conseqüentemente, traria um problema para o controlador sobre a ação de levar a planta de volta para a superfície de escorregamento durante a segunda fase). Mas, por outro lado, ela não pode ser pequena demais porque já seria observado o fenômeno de *chattering* caracterizado pelo uso da função sinal. Através de simulações, observou-se que um parâmetro com um bom desempenho é o de $c = 0,7$.

Tendo em vista que os parâmetros do controlador já foram todos definidos, as

Figuras 24 e 25 apresentam as simulações realizadas com o veículo com o mesmo erro de estimação de 80% em todos os parâmetros de modelo, os distúrbios de onda e o controlador com os aprimoramentos propostos no item 5.1 que apresentou o controlador por *Feedback Linearization*. Na Figura 24 o ROV encontra-se numa profundidade de 2 m e precisa subir 1 m. Na Figura 25 o veículo precisa deslocar-se de uma profundidade de 20 m para uma profundidade de 10 m. Apenas para efeito de apresentação, uma terceira simulação (apresentada na Figura 26) com um comprimento de saturação baixo (de $c = 0,4$) foi simulado nas mesmas condições da Figura 24 para apresentar o fenômeno de *chattering*, onde é notável o nível de degradação de desempenho que o controlador apresenta.

Por último, ressalta-se que a velocidade de amostragem do controlador a ser embarcado no veículo deve ser de, no mínimo, 100 amostras por segundo tendo em vista:

- O atendimento do critério de Nyquist para o espectro de ondas de JONSWAP (FALTINSEN, 2005; FOSSEN, 2011; HAGEN, 2014); e
- As simulações realizadas utilizaram passo fixo de 0,01 segundo utilizando algoritmo de solução de Runge-Kutta de 5ª ordem (SCIPY..., 2020).

5.3 Model Predictive Control

A técnica *Model Predictive Control* (ou simplesmente MPC) é caracterizada por ações de controle tomadas através de estimativas de estados futuros do sistema em intervalos regulares de tempo com o auxílio de um algoritmo de otimização, que possui uma estimativa do modelo do sistema embarcado no próprio controlador (para previsão de um estado futuro) (CAMACHO; ALBA, 2013).

Todo tipo de controlador preditivo deve possuir um modelo da planta embarcado para que se possa obter uma estimativa dos estados futuros. Junto com o modelo, os valores de referência (inclusive os futuros) também devem ser fornecidos para que se possa realizar uma previsão e, de acordo com os resultados, fazer a melhor escolha de uma saída do controlador para o sistema dinâmico que minimize uma função custo determinada pelo projetista.

Todo controlador MPC trabalha com um horizonte de predição no futuro, que é o intervalo de tempo entre o momento presente até o último instante desse intervalo (que é definido pelo projetista) e todos os eventos e estados do sistema dentro desse horizonte podem entrar no cálculo da função custo. O controlador deste trabalho, por simplicidade, terá horizonte de predição fixo e não terá mudança de saída de controle durante um intervalo de tempo. A Figura 27 exemplifica como funciona um controlador MPC de forma geral (no gráfico superior) e o controlador que será utilizado neste trabalho (no gráfico inferior).

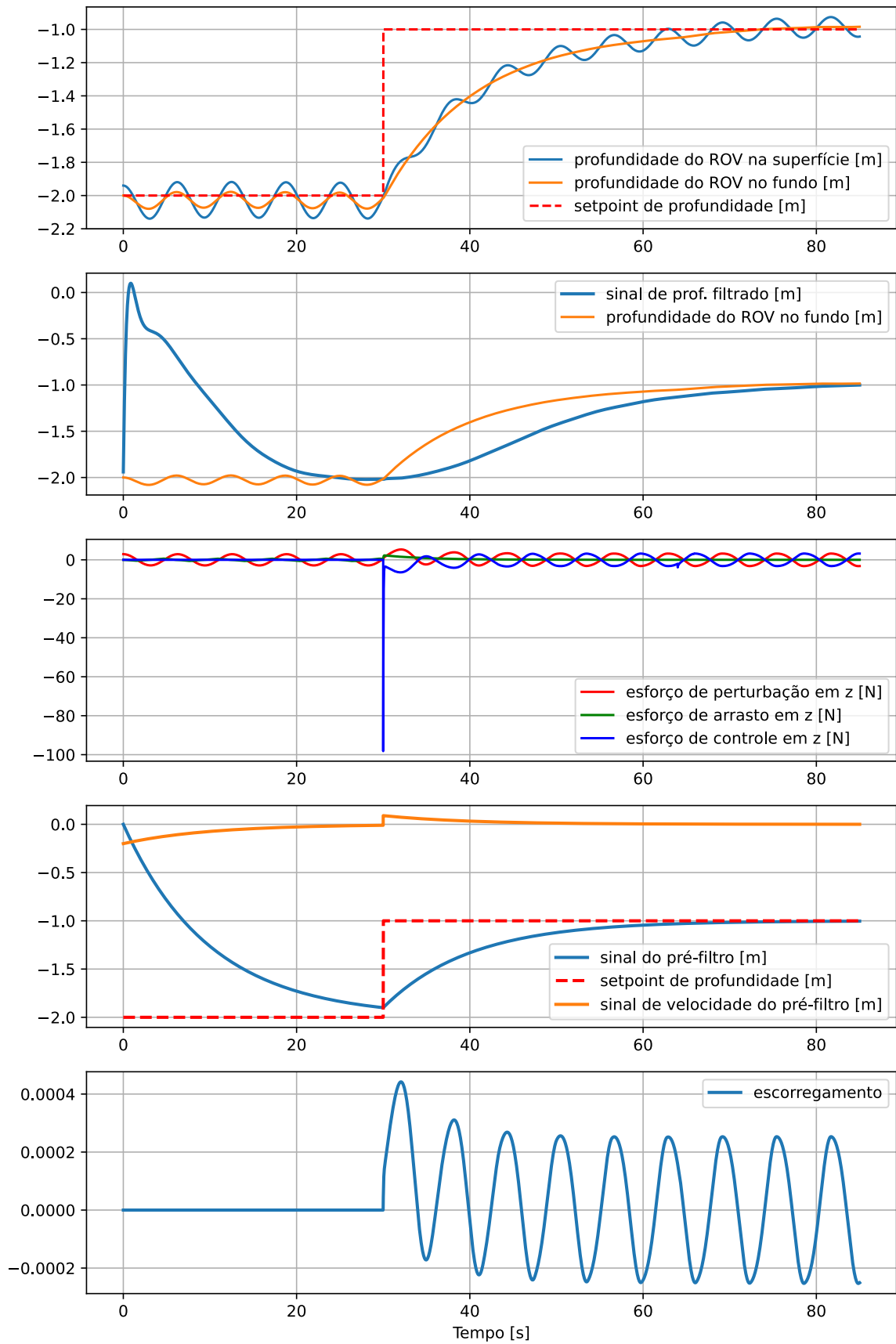


Figura 24 – Controlador do tipo modo deslizante para $K_{SM} = 150 \text{ N}$ e $c = 0,7$ em águas rasas.

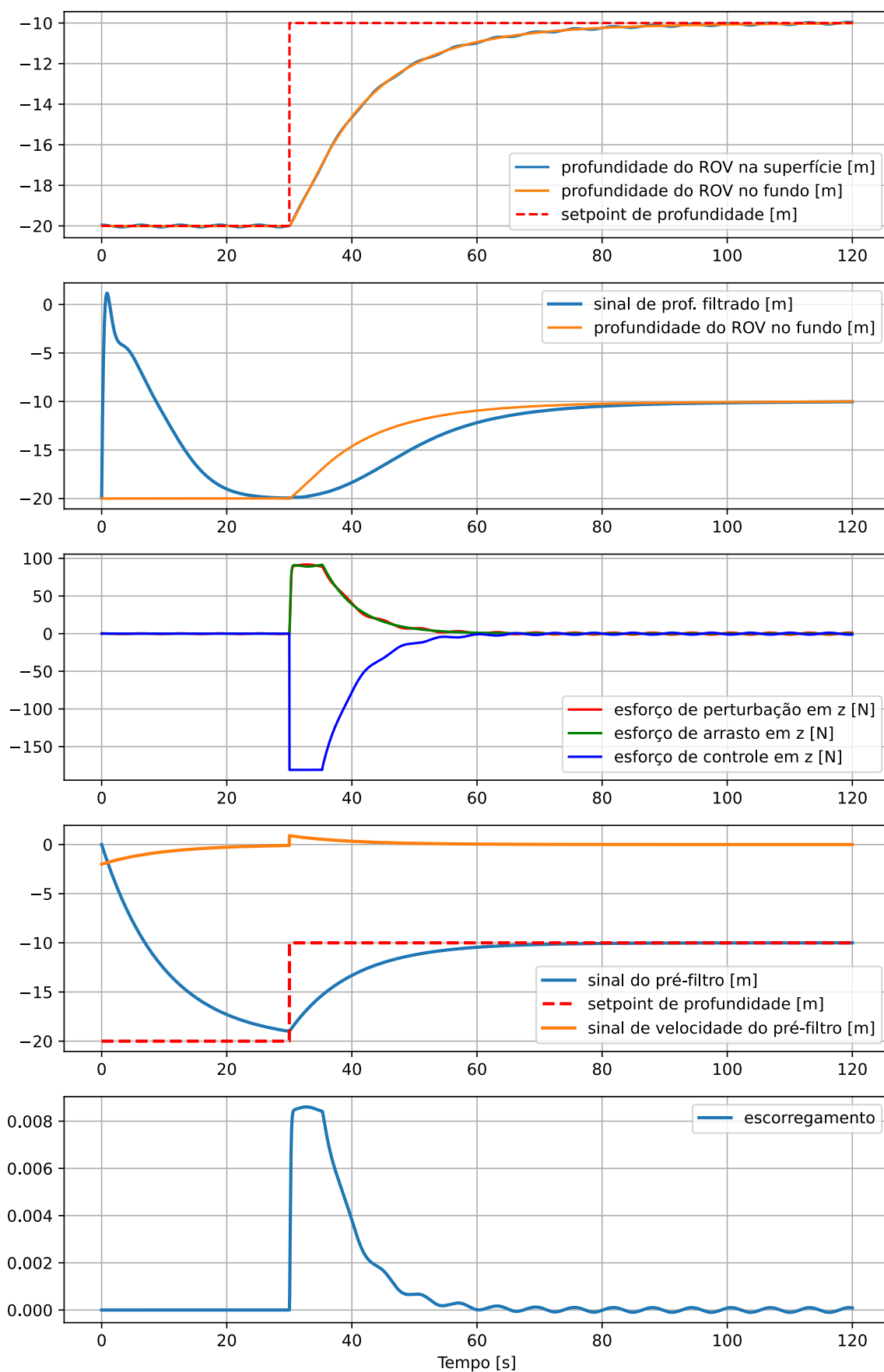


Figura 25 – Controlador do tipo modo deslizante para $K_{SM} = 150 \text{ N}$ e $c = 0,7$ em águas profundas.

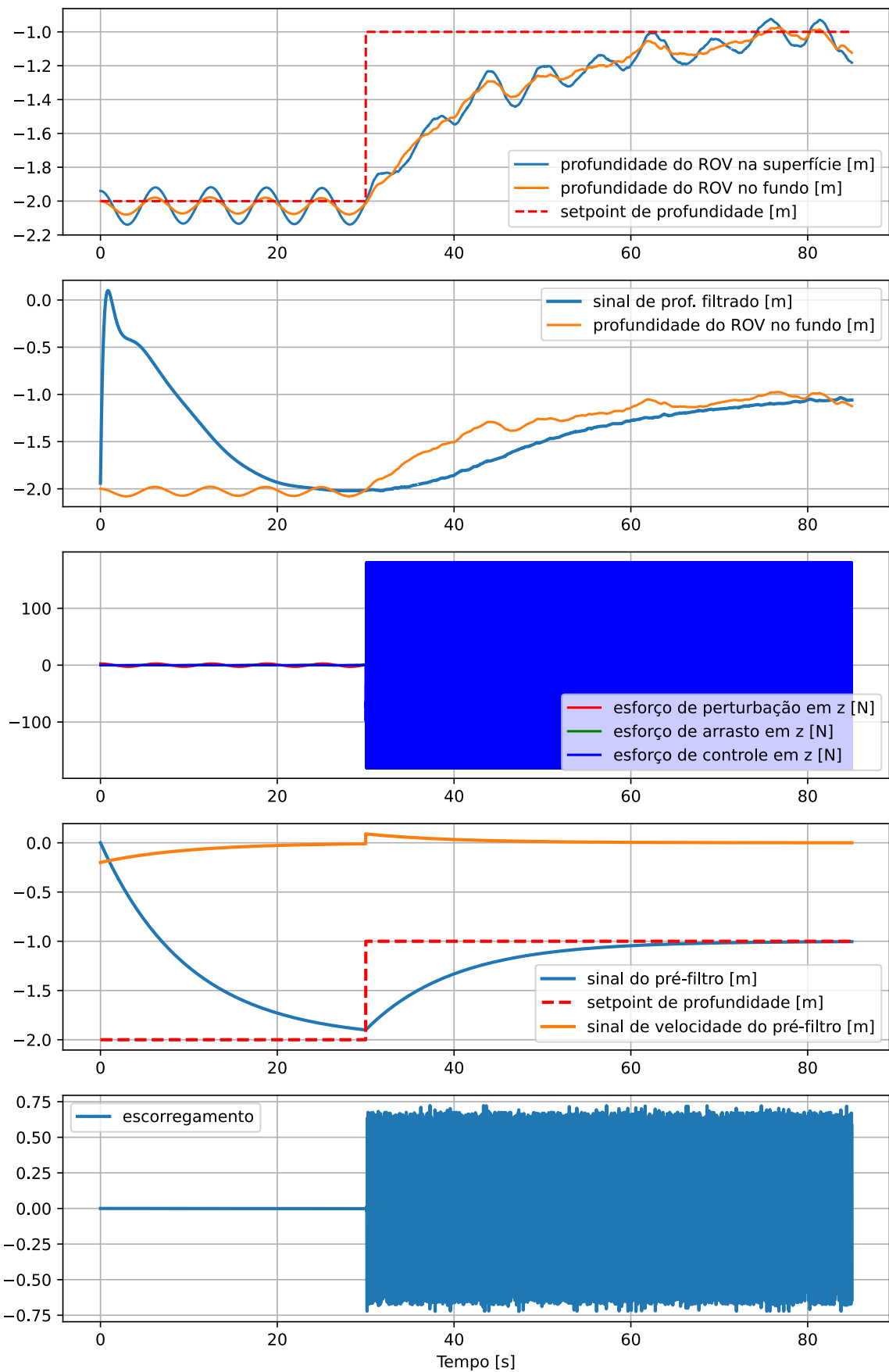


Figura 26 – Controlador do tipo modo deslizante para $K_{SM} = 150 \text{ N}$ e $c = 0,4$ em águas rasas.

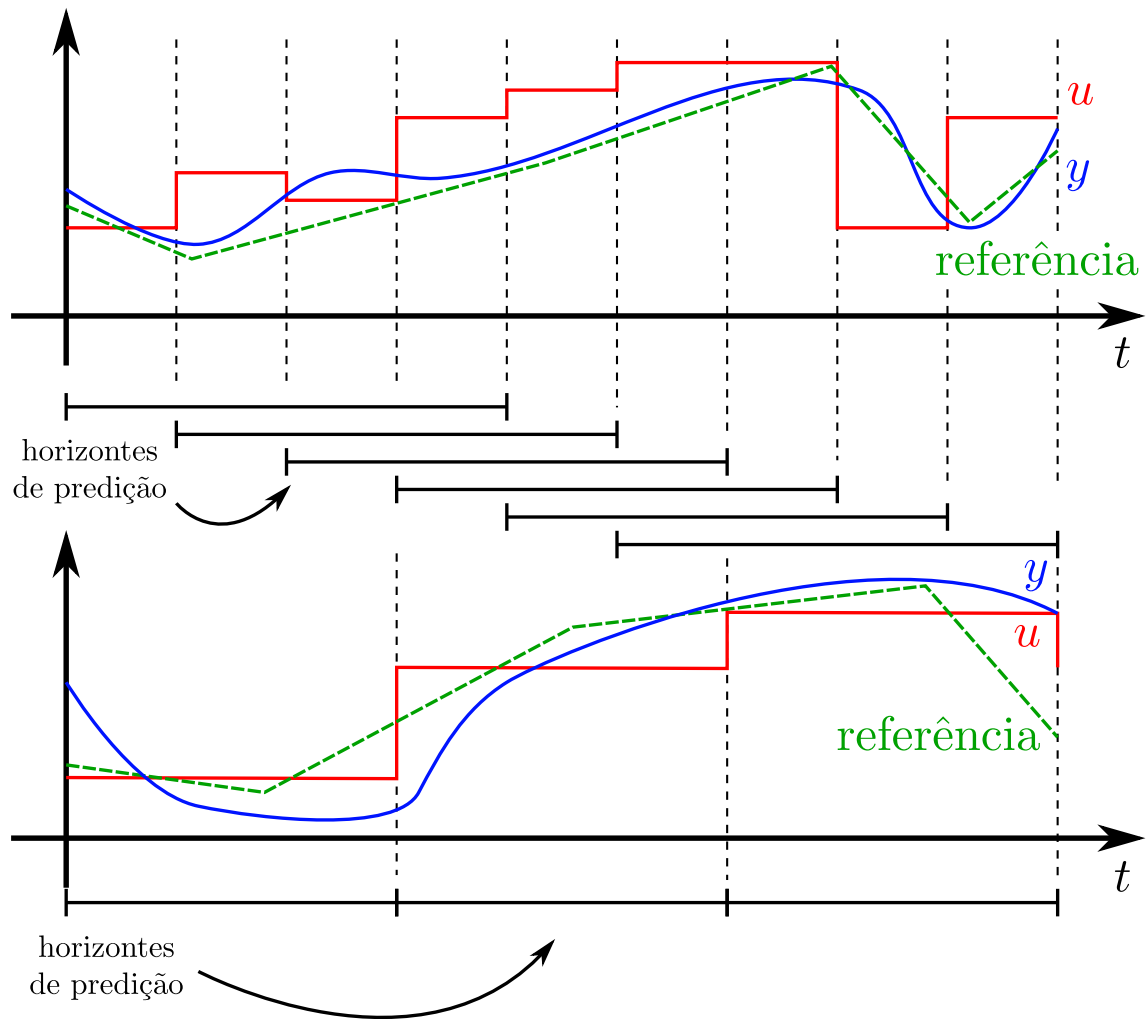


Figura 27 – Funcionamento geral de um controlador MPC (acima) e o MPC proposto neste trabalho (abaixo).

O controlador MPC deste trabalho, por simplicidade e viabilidade de implementação, além de trabalhar com intervalos fixos de horizontes de predição e apenas um sinal de saída por horizonte, também trabalhará com otimizador de função custo do tipo força bruta, isto é, um conjunto de candidatos de saídas serão testados dentro da função custo e o que minimizar seu resultado será a saída eleita. O motivo da escolha se dá porque algoritmos de otimização comuns que usam o conceito de gradiente descendente, por exemplo, não tem a mesma capacidade de paralelização que um algoritmo de força bruta, qualidade que pode ser explorada por dispositivos como FPGAs e microprocessadores de baixa potência (como os processadores de arquitetura ARM, por exemplo). Além disso, em caso de gargalo de processamento, o número de saídas candidatas pode ser reduzido para aliviar a carga de processamento. Um diagrama explicativo do procedimento de otimização adotado encontra-se apresentado na Figura 28.

O modelo que será embarcado no controlador não terão os efeitos de ruído de onda, nem de perturbação porque são imprevisíveis sob a observação do controlador.

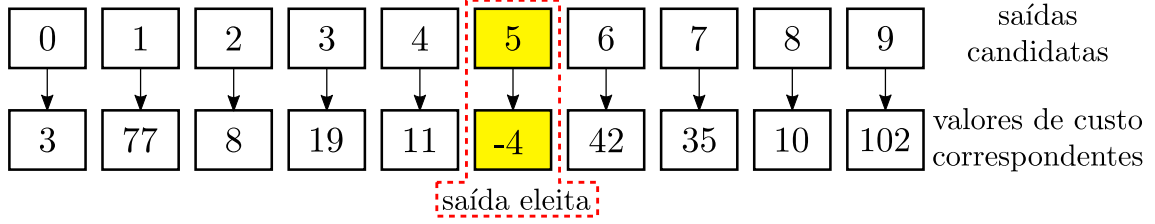


Figura 28 – Funcionamento do algoritmo de otimização empregado neste trabalho.

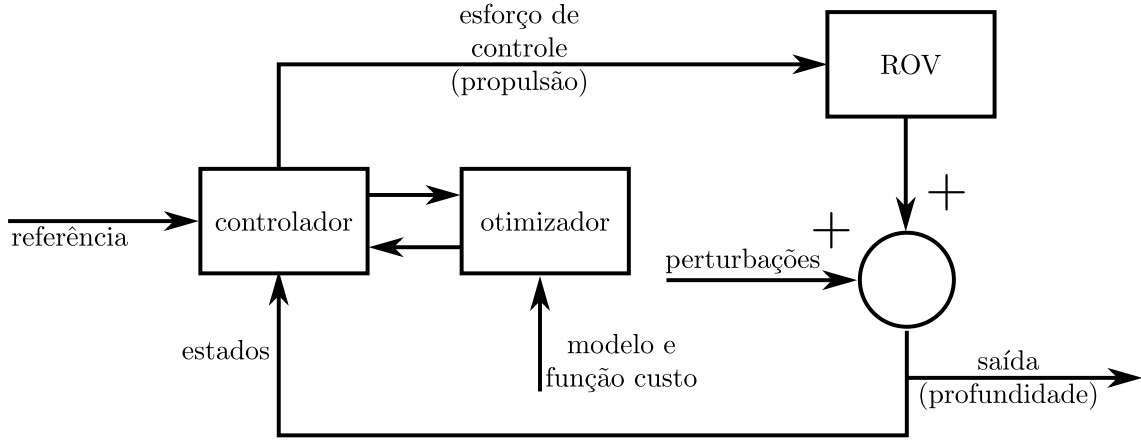


Figura 29 – Diagrama de blocos do controlador MPC usado neste trabalho.

O controlador MPC empregado neste trabalho funciona de acordo com o diagrama simplificado de blocos apresentado na Figura 29.

Para que o controlador MPC rejeite todos os efeitos de onda, sejam eles de ruído de sensor como de distúrbios mecânicos, basta que o seu horizonte de predição seja compatível com o menor período do espectro de ondas observado no meio em que o veículo opera, sendo dispensado, então, o uso do filtro de onda e do pré-filtro. Como nas simulações deste trabalho utilizou-se uma onda unidimensional propagante de $\omega = 1 \text{ rd/s}$, na simulação da Figura 30 um horizonte de predição de $\Delta t = 0,25 \text{ s}$ foi escolhido com a seguinte função custo:

$$\text{custo}|_{t=t_0} = |z_{\text{sensor}}(t_0 + \Delta t) - z_{\text{referência}}(t_0 + \Delta t)| \quad (5.23)$$

Para unir bom desempenho e poupança do custo computacional do processo, mesmo sendo opcional, o filtro de onda e o pré-filtro serão empregados quando houver estabilização do valor da referência de profundidade com o valor medido no do filtro de onda comparado à profundidade de referência. A técnica vai adotar a mesma lógica usada no item 5.1 com o gatilho de tolerância (inclusive com os mesmos ganhos e tolerâncias utilizados nas simulações anteriores). Em suma, o controle será dividido em duas partes: o emprego do MPC enquanto o filtro de onda não estabilizar, e depois o emprego do *Feedback Linearization* quando houver estabilização do valor do filtro de onda com a referência.

Uma outra simulação (que encontra-se na Figura 31) nas mesmas condições da

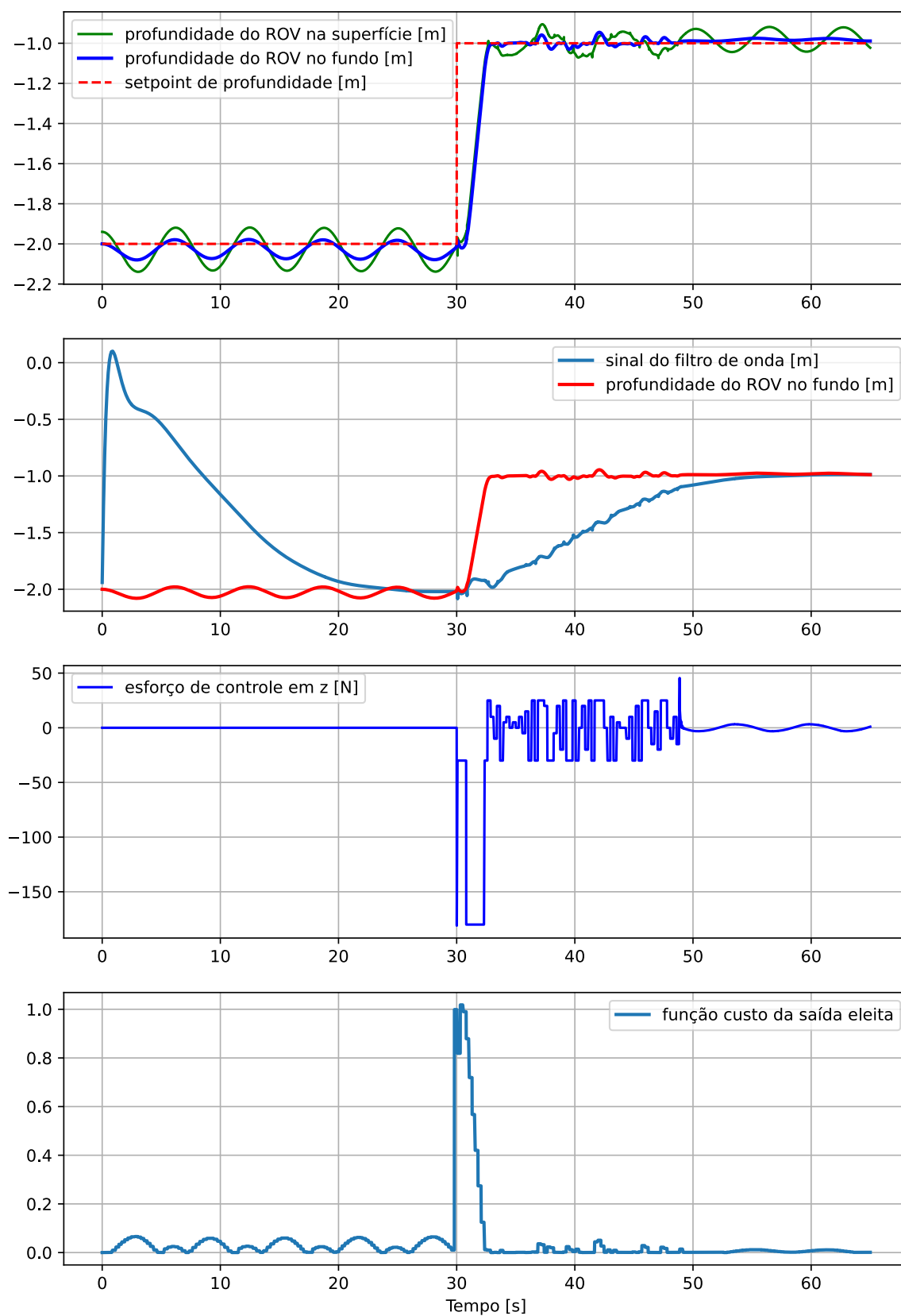


Figura 30 – Simulação com controlador MPC com $\Delta t = 0,25\text{ s}$ e custo calculado pela Equação 5.23.

apresentada na Figura 30 foi feita aumentando o horizonte de predição para $\Delta t = 1 s$ para que se possa comparar o efeito da variação desse parâmetro. Outra simulação (na Figura 32) feita em águas profundas (degrau de 20 m para 10 m de profundidade) também foi realizada, com horizonte de predição de $\Delta t = 1 s$ para que se possa avaliar a reação do controlador em águas profundas.

Percebe-se, ao analisar a Figura 32 que o propulsor é demandado na sua carga máxima durante período considerável de tempo. Em caráter de sugestão, é possível minimizar esse efeito acrescentando uma penalização na função custo pelo uso elevado de carga no propulsor de forma que o controlador use a propulsão de forma mais moderada. Uma simulação nas mesmas condições que a apresentada na Figura 32 foi realizada com a seguinte função custo:

$$\text{custo}|_{t=t_0} \begin{cases} = A |z_{\text{sensor}}(t_0 + \Delta t) - z_{\text{referência}}(t_0 + \Delta t)|^2 + B (|F_{\text{propulsão}}| - F_{\text{limiar}}), & \text{se a} \\ & \text{propulsão for maior que o limiar} \\ = A |z_{\text{sensor}}(t_0 + \Delta t) - z_{\text{referência}}(t_0 + \Delta t)|^2, & \text{se for menor que o limiar} \end{cases} \quad (5.24)$$

Os parâmetros A , B e o limiar de força prejudicial ao propulsor são:

$$A = 50 \quad (5.25)$$

$$B = 1 \quad (5.26)$$

$$F_{\text{limiar}} = 40 N \quad (5.27)$$

Também foi simulado dois cenários de acompanhamento de trajetória em águas profundas, onde o veículo deve acompanhar um valor de profundidade ao longo do tempo, a função custo voltou a ser a apresentada na Equação 5.23. Na simulação da Figura 34 foi utilizado um horizonte de predição $\Delta t = 1 s$ e na Figura 35, um de $\Delta t = 4 s$.

Por fim, é importante ressaltar que, para a viabilidade computacional das simulações com este tipo de controlador, o universo de possíveis saídas foram limitados a quantidades não maiores que 40 tipos de valores com resolução adaptada para cada cenário simulado.

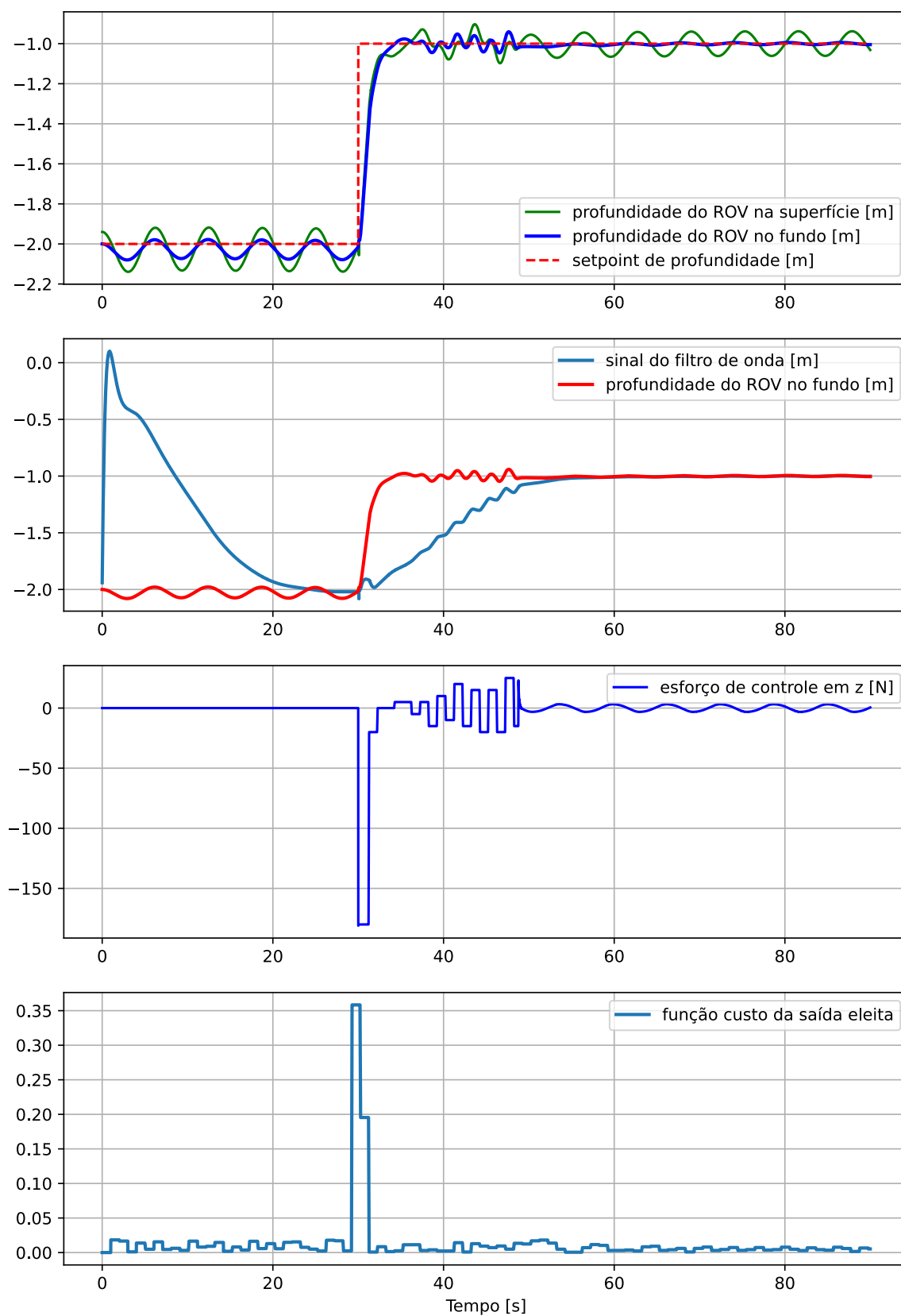


Figura 31 – Simulação com controlador MPC com $\Delta t = 1$ s e custo calculado pela Equação 5.23.

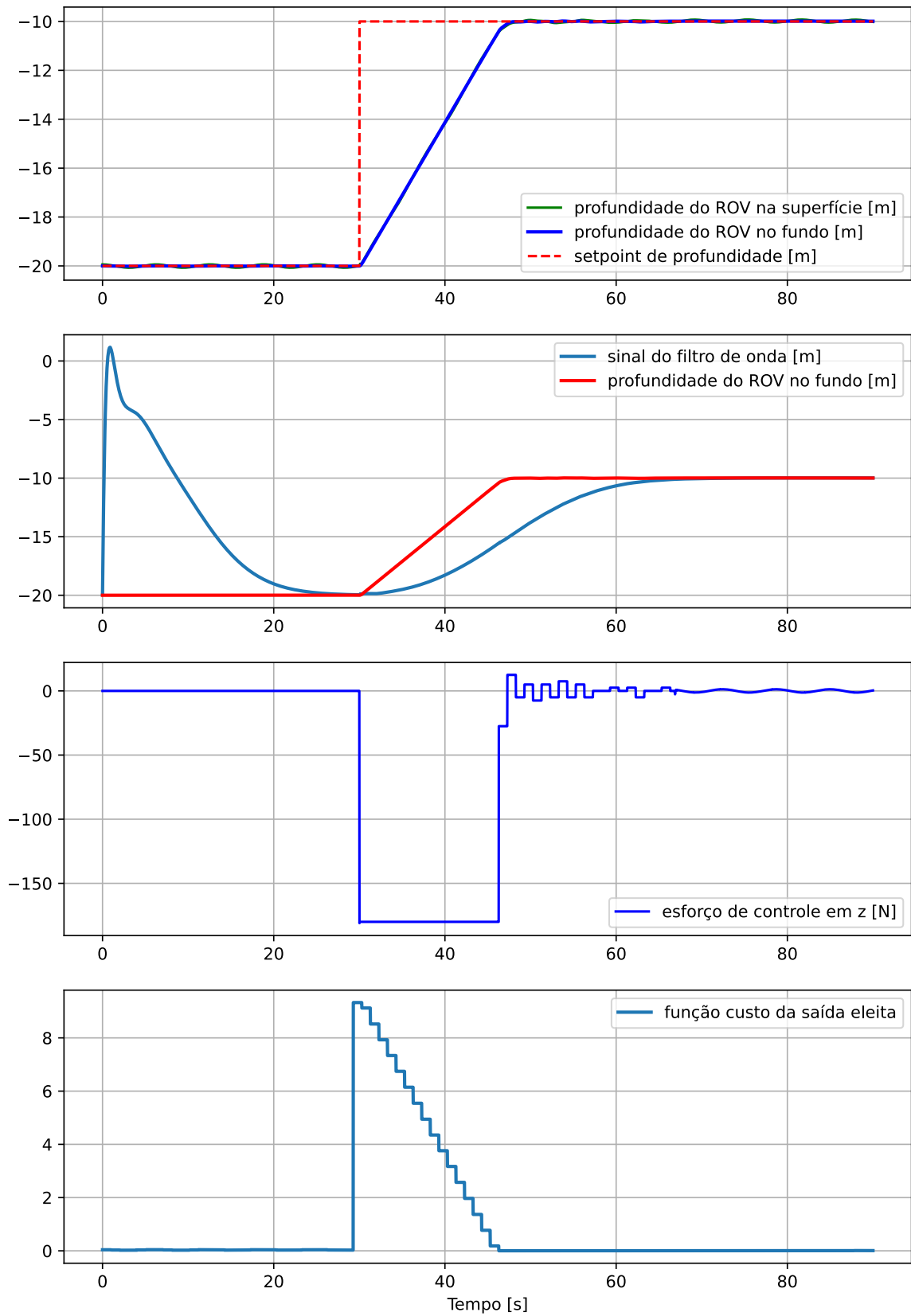


Figura 32 – Simulação em águas profundas com controlador MPC com $\Delta t = 1\text{ s}$ e custo calculado pela Equação 5.23.

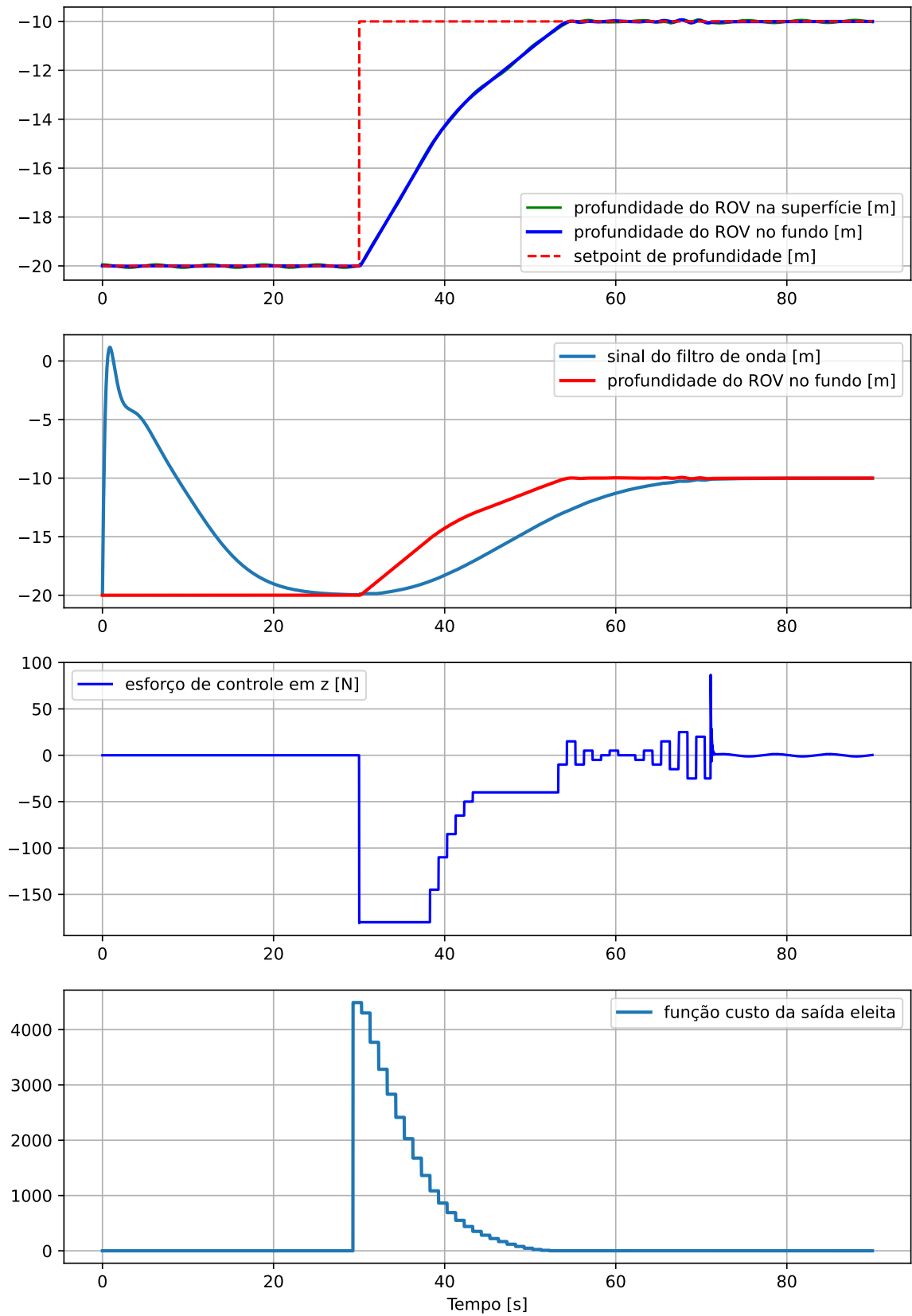


Figura 33 – Simulação em águas profundas com controlador MPC com $\Delta t = 1\text{ s}$ e custo calculado pela Equação 5.24.

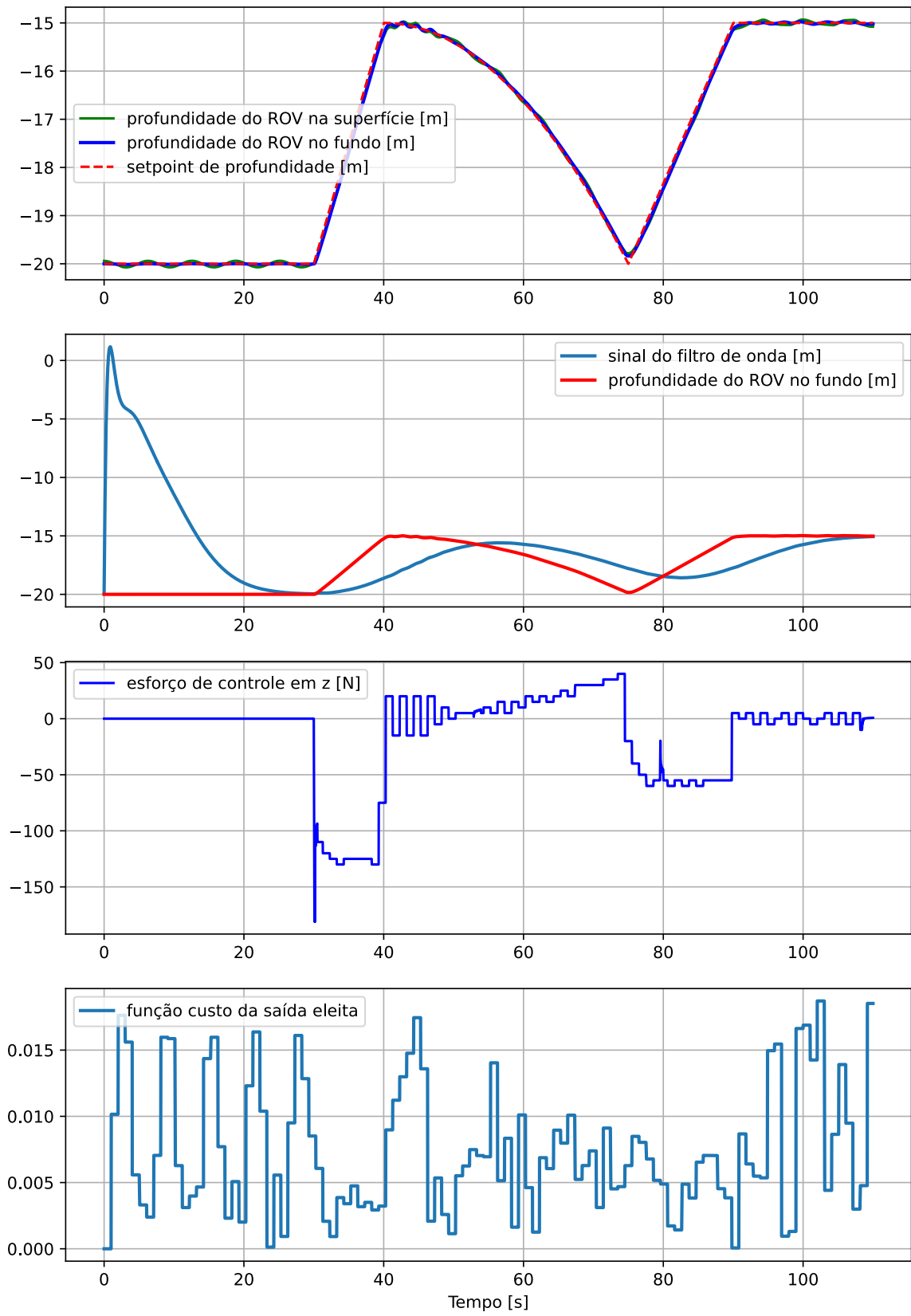


Figura 34 – Simulação em águas profundas com controlador MPC com $\Delta t = 1\text{ s}$ e custo calculado pela Equação 5.23 para controle em trajetória.

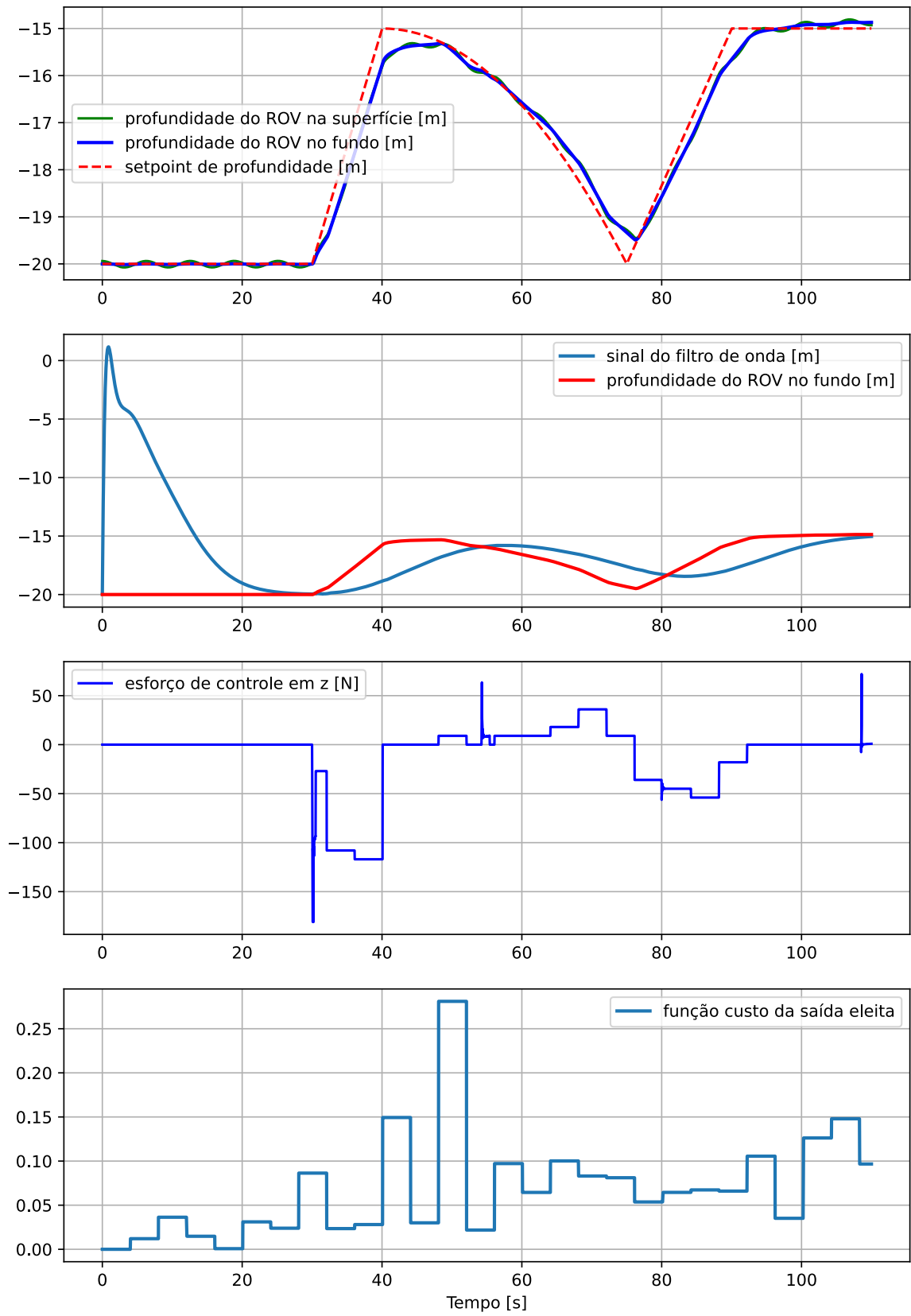


Figura 35 – Simulação em águas profundas com controlador MPC com $\Delta t = 4\text{ s}$ e custo calculado pela Equação 5.23 para controle em trajetória.

6 Resultados e Conclusões

Esta parte do trabalho será responsável por discutir os resultados apresentados e tirar conclusões a respeito das técnicas de controle simuladas.

Inicialmente foi testada a primeira técnica com a utilização de um filtro de onda (para rejeição do ruído de onda) e um pré-filtro (para aquisição da derivada do sinal de referência) e através de um controlador associado a um ganho proporcional à diferença do valor de profundidade do filtro com a referência e outro ganho proporcional à velocidade do veículo com a derivada da referência de profundidade foi possível rejeitar o ruído e o distúrbio mecânico da onda simulada. Nas simulações, observou-se a presença de sobressinal e um tempo de estabilização de cerca de 70 s.

Em seguida, ainda na mesma técnica, foi proposta uma melhoria na lógica de controle visando melhor aproveitar o potencial propulsivo do atuador embarcado no veículo e melhorar o tempo de estabilização. O aprimoramento consiste em dividir a lógica de controle em duas fases para que o controlador não dependa diretamente da demorada dinâmica de estabilização do filtro de onda. Os resultados apresentaram uma ligeira melhora no tempo de estabilização (que era de 70 s e passou a ser de 60 s) e também a ausência de sobressinal tanto em águas rasas como em águas profundas.

Como não foi observada nenhuma desvantagem significativa, a lógica oriunda do aprimoramento já foi proposta diretamente para a segunda e a terceira técnica de controle. Mais precisamente na segunda técnica (*Sliding Modes*), foi explorada apenas a vantagem do controlador agir mediante incertezas na planta, que teve eficácia comprovada em simulações com 80% dos parâmetros dimensionados dos valores reais. O controlador obteve praticamente a resposta da primeira técnica de controle com os valores corretos. Apesar dos benefícios, a complexidade do controlador e de implementação se eleva em relação à primeira técnica, cálculos de dimensionamento também tiveram que ser acrescentados ao projeto do controlador para não ocorrer efeitos indesejados (como o *chattering*, por exemplo).

Por fim, foi apresentada a última técnica de controle (*Model Predictive Control*) do trabalho cujas peculiaridades são notáveis. Há grandes vantagens e grandes desvantagens na utilização do MPC, pelas simulações apresentadas, observa-se que é um controlador muito sensível ao horizonte de predição e à quantidade (e qualidade) dos sinais candidatos para otimização (com otimizador do tipo força bruta). O controlador é duramente penalizado com uma carga de processamento muito elevada (ainda que possa ser ajustada) inviabilizando o uso de microcontroladores simples (ainda que esse estudo não tenha sido feito).

Ainda sobre o *Model Predictive Control*, a escolha de uma função custo adequada é

uma parte importante do projeto para acrescentar parâmetro de interesse na lógica de controle. Por exemplo, se houver interesse em poupar os atuadores do veículo para que eles estejam próximos da carga máxima, é possível fazer isso incluindo uma função que também dependa da carga do propulsor dentro na função custo (e fazer uma ponderação cujos resultados sejam satisfatórios para o projetista). Na simulação em altas profundidades foi proposta uma outra função custo para evitar maior sobrecarga nos propulsores.

Outras vantagens do MPC são a de que o controlador possui a distinta capacidade de se antecipar a eventos futuros, possuir uma reação muito rápida (comparada às duas primeiras técnicas apresentadas) de cerca de 5 s e estabilização (que depende da dinâmica do filtro de onda) de 30 s. Outra vantagem notável é a possibilidade de ser utilizado para controle por acompanhamento (ou *tracking*) de um valor de referência.

Feita todas as observações cabíveis das simulações apresentadas a respeito das técnicas de controle, é possível recomendar um tipo de controlador para o veículo dentro de algumas observações:

- *Feedback Linearization*

Recomenda-se utilizar apenas quando se deseja um controlador preciso (para isso os parâmetros do veículo devem ser minuciosamente estudados e levantados, bem como efeitos que podem não ter sido modelados neste trabalho, mas que possam ter significância em determinadas circunstâncias), simples de se implementar e que não tenha requisitos de controle muito exigentes.

- *Sliding Modes*

Recomenda-se utilizar quando não é possível medir ou levantar precisamente os parâmetros do veículo (e do modelo) em troca de um ligeiro aumento de complexidade (em virtude das variáveis de escorregamento) na lei de controle em relação à primeira técnica. Assim como no controlador por *Feedback Linearization*, o seu uso não é recomendado quando há requisitos de controle exigentes.

- *Model Predictive Controller*

Recomendado quando se deseja um desempenho excelente ao custo de uma elevada carga de processamento. Apesar do conceito do controlador ser muito simples e intuitivo, a sua implementação prática é bem mais complexa quando comparada com as outras técnicas. Possui grandes vantagens como a resposta antecipada, o controle por acompanhamento e a possibilidade de se dispensar o pré-filtro e o filtro de onda (havendo um horizonte de predição compatível).

Referências

- CAMACHO, E. F.; ALBA, C. B. *Model predictive control*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2013. Citado na página 49.
- CHRIST, R. D.; WERNLI, S. S. R. L. *The ROV Manual: A User Guide for Remotely Operated Vehicles*. Edição: 2. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2013. Version Number: Edição: 2. Nenhuma citação no texto.
- DANTAS, J. L. D.; A. de E.; CRUZ, J. J. d. AUV Control in the Diving Plane Subject to Waves. *IFAC Proceedings Volumes*, v. 45, n. 27, p. 319–324, jan. 2012. ISSN 1474-6670. Number: 27 Reporter: IFAC Proceedings Volumes. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474667016312484>>. Nenhuma citação no texto.
- EDWARDS, C.; SPURGEON, S. *Sliding mode control: theory and applications*. [S.l.]: CRC Press, 1998. Citado na página 41.
- Determination of Hydrodynamic Parameters for Remotely Operated Vehicles*, Volume 7: Ocean Engineering de *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, (International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Volume 7: Ocean Engineering). V007T06A025. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/OMAE2016-54642>>. Citado na página 20.
- ENG, Y.-H.; LAU, M.-W.; CHIN, C.-S. Added mass computation for control of an open-frame remotely-operated vehicle: Application using wamit and matlab. *Journal of Marine Science and Technology*, 2013. Citado na página 17.
- FALTINSEN, O. *Sea Loads on Ships and Offshore Structures*. [S.l.]: Cambridge University Press, 1993. Google-Books-ID: qZq4Rs2DZXoC. ISBN 978-0-521-45870-2. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 27.
- FALTINSEN, O. M. *Hydrodynamics of high-speed marine vehicles*. [S.l.]: Cambridge university press, 2005. Citado 4 vezes nas páginas 25, 27, 41 e 49.
- FERNÁNDEZ, D. C.; HOLLINGER, G. A. Model Predictive Control for Underwater Robots in Ocean Waves. *IEEE Robotics and Automation Letters*, v. 2, n. 1, p. 88–95, jan. 2017. ISSN 2377-3774. Number: 1 Reporter: IEEE Robotics and Automation Letters Conference Name: IEEE Robotics and Automation Letters. Citado na página 17.
- FOSSÉN, T. I. *Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2011. Google-Books-ID: oR3sBgAAQBAJ. ISBN 978-1-119-99149-6. Citado 14 vezes nas páginas 11, 12, 16, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 27, 29, 31, 41 e 49.
- HAGEN, H. C. Feasibility Study on Active Wave Compensation of ROV - Modelling, Analysis and Simulation. 170, 2014. Reporter: 170 Accepted: 2015-10-05T15:03:12Z Publisher: NTNU. Disponível em: <<https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2350614>>. Citado 3 vezes nas páginas 27, 41 e 49.

HOVER, H. C. F. *Design of Electromechanical Robotic Systems - Kinematics of moving frames*. [S.l.]: OpenCourseWare, MIT, 2009. Citado na página 29.

ISHIDERA, H. et al. Simulation and experiment of automatic controlled rov. In: *International offshore mechanics and arctic engineering. Symposium. 5*. [S.l.: s.n.], 1986. p. 260–267. Citado na página 12.

JAULIN, L. *Mobile robotics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2019. Citado na página 34.

MOORE, S. W.; BOHM, H.; JENSEN, V. *Underwater Robotics: Science, Design & Fabrication*. [S.l.]: Marine Advanced Technology Education (MATE) Center, 2010. Google-Books-ID: OD0lQAAACAAJ. ISBN 978-0-9841737-0-9. Nenhuma citação no texto.

PERRUQUETTI, W.; BARBOT, J.-P. *Sliding mode control in engineering*. [S.l.]: CRC press, 2002. Citado na página 41.

RUDRA, S.; BARAI, R. K.; MAITRA, M. *Block Backstepping Design of Nonlinear State Feedback Control Law for Underactuated Mechanical Systems*. [S.l.]: Springer, 2017. Citado na página 34.

SCIPY, Documentação do comando `solve_ivp` da biblioteca `scipy.integrate`. 2020. <https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.integrate.solve_ivp.html>. Acessado em: 26/11/2020. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 49.

SNAME. *Nomenclature for Treating the Motion of a Submerged Body Through a Fluid: Report of the American Towing Tank Conference*. Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1950. (Technical and research bulletin). Disponível em: <https://books.google.com.mx/books?id=sZ_bOwAACAAJ>. Citado na página 22.

WILLUMSEN, A. B.; HAGEN, O. K.; BOGE, P. N. Filtering Depth Measurements in Underwater Vehicles for Improved Seabed Imaging. In: *OCEANS 2007 - Europe*. [S.l.: s.n.], 2007. p. 1–6. Meeting Name: OCEANS 2007 - Europe Reporter: OCEANS 2007 - Europe ISSN: null. Nenhuma citação no texto.