

Controle de um veículo subaquático sub-atuado utilizando estrutura variável

Rodrigo E. Sens¹, Sebastião C. P. Gomes² & Adilson M. Tavares³

¹ *Mestrando do Curso de Engenharia Oceânica – FURG, Rio Grande, RS –
rodrigo.sens@gmail.com*

² *Núcleo de Matemática Aplicada e Controle - NuMA – FURG, Rio Grande, RS –
dmtscpg@furg.br*

³ *Coordenadorias de Eletrotécnica e Automação Industrial – CEFET RS, Pelotas, RS –
adilson@cefetrs.tche.br*

RESUMO: Veículos subaquáticos possuem dinâmica não linear, incertezas nos parâmetros da dinâmica dos modelos e ainda estão sujeitos a distúrbios externos. O controle a estrutura variável (modos deslizantes) é reconhecidamente adequado a sistemas com incertezas paramétricas. O presente trabalho descreve os modelos cinemático e dinâmico de veículos subaquáticos. Apresenta também o desenvolvimento de um controlador automático de posição utilizando a estratégia de modos deslizantes e outro utilizando a estratégia de linearização por realimentação. Após o desenvolvimento teórico, simulações são apresentadas com o modelo de um ROV sub-atuado. Verificou-se que o controle por linearização por realimentação apresentou o melhor comportamento em termos de estabilidade e desempenho, mesmo em presença de variações paramétricas entre o modelo nominal e a planta.

Palavras-chave: veículos subaquáticos, controle de posição, modos deslizantes, linearização por realimentação, modelagem dinâmica.

1. INTRODUÇÃO

Diversos trabalhos científicos têm sido realizados abordando estudos sobre a utilização de robôs no meio subaquático. Veículos Subaquáticos de operação remota (Remotly Operated Vehicle-ROV) executam tarefas importantes na exploração de petróleo em águas profundas. Além dessa aplicação, os ROV's vêm sendo utilizados em operações (inspeção de barragens, operações de salvamento, aplicação militares, etc.) em que a intervenção de mergulhadores é perigosa ou impossível em razão das limitações físicas humanas. Neste contexto, os veículos subaquáticos não-tripulados se apresentam como uma solução viável, com grande quantidade de aplicações. A utilização destes veículos tem tendência de crescimento na medida em que as técnicas de projeto são aperfeiçoadas e os custos reduzidos ref. [1], [12] e [2].

No Brasil existem poucos trabalhos na área de robótica subaquática. Dominguez [4] fez um estudo sobre a modelagem e desenvolveu um programa para a simulação dinâmica de veículos submarinos. Cunha [3] propôs um sistema de controle adaptativo para o seguimento de trajetória. Hsu et al. [8] apresentaram um procedimento para identificação do modelo dinâmico dos propulsores. Barros e Soares [1] apresentaram uma proposta de veículo de baixo custo que pode operar como ROV ou AUV (Autonomus Underwater Vehicle). Souza e Maruyama [11] investigaram diferentes técnicas de controle para posicionamento de veículos.

Embora ROV's venham sendo utilizados há bastante tempo, a operação desses veículos continua sendo uma tarefa difícil, longa e cansativa para o operador. A principal causa dessa dificuldade é a complexidade do comportamento dinâmico do ROV. Em geral, os graus de liberdade do ROV são altamente interativos, o que dificulta ao operador a coordenação do comando dos seis graus de liberdade do veículo. Uma opção que simplifica

consideravelmente a operação destes veículos é o controle automático de posição. O controlador de posição seria o nível mais baixo de um sistema hierárquico, no qual o piloto executaria apenas funções de níveis mais elevados (e.g. planejamento de missão, desvio de obstáculos, etc.) ref. [8].

Veículos subaquáticos apresentam projetos de controle complexos devido a problemas de não linearidade em suas dinâmicas, incertezas nos modelos e ainda, devido à presença de distúrbios que são difíceis de mensurar ou estimar ref. [13].

A estratégia de controle que utiliza estrutura variável (modos deslizantes) foi desenvolvida na União Soviética na década de 60 (ver, e.g., ref. [5]), tendo sido empregada em diversos sistemas não lineares.

O presente trabalho descreve os modelos cinemático e dinâmico de veículos subaquáticos. Apresenta também o desenvolvimento de um controlador automático de posição utilizando a estratégia de linearização por realimentação e outra por modos deslizantes. Esta última estratégia desenvolve-se em duas etapas: primeiramente, esta lei de controle é testada em seu desempenho numa superfície simples de controle e, posteriormente, em outra superfície com controle integral, verificando-se a robustez a variações paramétricas nas leis de controle. Este controle em posição é necessário sempre que se deseja levar o veículo para uma determinada posição e lá mantê-lo durante a realização de alguma tarefa.

O veículo considerado neste trabalho (TATUÍ, construído pela CONSUB/Rio de Janeiro) é sub-atuado, ou seja, possui um número insuficiente de atuadores para a efetuação do controle ativo nos seis graus de liberdade. Neste caso, os movimentos de arfagem e rolamento são controlados passivamente a partir dos torques restauradores vinculados às forças peso e empuxo. Portanto, apenas quatro movimentos são controlados ativamente: as três posições do centro de massa e o ângulo de guinada.

O artigo está dividido da seguinte forma: na seção dois apresenta-se o modelo dinâmico de um veículo subaquático; na seção três desenvolvem-se controladores automáticos de posição; na seção quatro mostram-se resultados de simulações, efetuadas no Matlab, do comportamento do veículo sob a ação dos controladores projetados; na seção cinco apresentam-se as conclusões do trabalho.

2. MODELO MATEMÁTICO

Na modelagem de veículos subaquáticos trabalha-se com dois sistemas de referência: um fixo ao veículo (referencial do corpo) e outro fixo a um ponto na Terra (referencial inercial). Com isto, a dinâmica é modelada no referencial do corpo. Durante as simulações, em cada passo de integração das equações diferenciais, efetuam-se transformações para o referencial inercial.

A transformação entre o referencial do corpo e o referencial inercial pode ser efetuada por meio de ângulos de Euler, parâmetros de Euler ou parâmetros de Rodrigues ref. [12]. Neste trabalho adota-se a transformação por ângulos de Euler, a qual é mais intuitiva que as demais.

Assim, as seguintes equações gerais são utilizadas para modelar a dinâmica do veículo ref. [12]:

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{v}}_r + \mathbf{C}(\mathbf{v}_r)\mathbf{v}_r + \mathbf{D}(\mathbf{v}_r)\mathbf{v}_r + \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) = \boldsymbol{\tau} \quad (1)$$

$$\dot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{v}_r + \mathbf{v}_c^E \quad (2)$$

$$\mathbf{P}\dot{\mathbf{n}} = \boldsymbol{\tau}_m - \boldsymbol{\tau}_r \quad (3)$$

A equação (1) descreve a dinâmica da interação entre o fluido e a estrutura mecânica do veículo, expressa no referencial do corpo. Nesta equação tem-se que: $\mathbf{v}_r = \mathbf{v} - \mathbf{v}_c$ 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 (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 (1) e (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 [6] e em Tavares [12].

A equação (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 $p \times 1$.

3. CONTROLE

3.1. Trajetória de Referência

Partindo-se do princípio que se deseja fazer o posicionamento do veículo relativo ao referencial inercial, a aceleração de referência no sistema móvel (referencial do corpo) não é inicialmente conhecida. O primeiro passo é escolher uma trajetória de referência, no referencial inercial, em função das posições e orientações iniciais e finais. Posteriormente, a aceleração de referência é transformada do referencial inercial para o referencial do corpo.

Neste trabalho a trajetória desejada é gerada a partir da solução da seguinte equação diferencial de 2ª ordem:

$$\ddot{\boldsymbol{\eta}}_d + 2\xi\omega_n\dot{\boldsymbol{\eta}}_d + \omega_n^2\boldsymbol{\eta}_d = \omega_n^2\mathbf{r}_\eta \quad (4)$$

onde $\boldsymbol{\eta}_d$ é o vetor com a posição e a orientação de referência em cada instante de tempo, \mathbf{r}_η é o vetor com a posição e a orientação finais desejadas, ξ é o fator de amortecimento e ω_n é a frequência natural não-amortecida. Note-se que ξ e ω_n determinam as características da trajetória desejada. Analisando-se a equação (4), tem-se que $\boldsymbol{\eta}_d(\infty) = \mathbf{r}_\eta$, ou seja, em estado estacionário, as posições e orientações de referência são iguais às posições e orientações desejadas.

O valor do fator de amortecimento foi escolhido como 0,9. O valor de ω_n foi determinado a partir do tempo de subida (t_r), como explicado na seqüência. Uma trajetória desejada com tempo de subida pequeno pode exigir correntes demasiadamente elevadas nos atuadores. Neste trabalho, propõe-se que o tempo de subida t_r possa ser obtido como uma função linear do erro inicial de posição, através da seguinte expressão ref. [12]:

$$t_r = K\sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2} \quad (5)$$

onde K é uma constante de proporcionalidade e Δx , Δy e Δz são diferenças entre a posição inicial e a posição final desejada. O valor de K foi determinado a partir de diversas simulações, procurando-se identificar um valor que conferisse correntes aceitáveis para os atuadores (ausência de saturação). A primeira aproximação para K pode ser tomada com base na velocidade de cruzeiro do veículo. Por exemplo, se a velocidade de cruzeiro for 2 m/s , a aproximação inicial poderá ser $K=0,5 \text{ s/m}$. Portanto, se o erro inicial for dado por $\sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2} = 1 \text{ m}$, o tempo de subida (resposta ao degrau) será $0,5 \text{ s}$, o qual produz uma velocidade média igual à velocidade de cruzeiro. Porém, após algumas simulações, observou-se que, devido à necessidade de deslocamentos laterais e angulares do veículo, o valor final de K deve ser maior do que o da aproximação inicial. Conhecendo-se o tempo de subida t_r e o fator de amortecimento ξ , encontra-se facilmente a frequência natural não amortecida ω_n ref. [9].

3.2. Controle por linearização por realimentação

Nesta seção mostra-se o desenvolvimento de um sistema de controle para posicionamento dinâmico utilizando linearização por realimentação ref. [6]. Optou-se por utilizar um PID em conjunto com a linearização por realimentação a fim de se garantir um melhor desempenho, mesmo em presença de variações paramétricas e esforços externos (correntes marinhas).

A idéia central do método é transformar algebricamente um sistema não linear em um sistema (parcialmente ou completamente) linear, de modo que as técnicas de controle linear possam ser aplicadas ref. [10]. Assim, a lei de controle é dada por:

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{M}\mathbf{a}_v + \mathbf{n}(\mathbf{v}, \boldsymbol{\eta}) \quad (6)$$

onde o vetor \mathbf{a}_v é a aceleração comandada expressa no referencial do corpo e o vetor $\mathbf{n}(\mathbf{v}, \boldsymbol{\eta})$ tem a função de eliminar as não linearidades do sistema, possuindo a forma:

$$\mathbf{n}(\mathbf{v}, \boldsymbol{\eta}) = \mathbf{C}(\mathbf{v})\mathbf{v} + \mathbf{D}(\mathbf{v})\mathbf{v} + \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) \quad (7)$$

Na equação (7) trabalha-se com a velocidade absoluta do veículo (\mathbf{v}) pois é inviável tentar estimar a velocidade da corrente marinha.

A aceleração \mathbf{a}_v pode ser transformada para o referencial inercial através da expressão:

$$\mathbf{a}_\eta = \dot{\mathbf{J}}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{v} + \mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{a}_v \quad (8)$$

onde \mathbf{a}_η é a aceleração comandada expressa no referencial inercial.

O sistema linear e desacoplado, resultante da realimentação pode ser escrito na forma:

$$\mathbf{M}_\eta(\ddot{\boldsymbol{\eta}} - \mathbf{a}_\eta) = \mathbf{0} \quad (9)$$

onde \mathbf{M}_η é a matriz de inércia no referencial inercial.

O erro $\tilde{\boldsymbol{\eta}}$ no acompanhamento da trajetória de referência $\boldsymbol{\eta}_d$ é dado por:

$$\tilde{\boldsymbol{\eta}} = \boldsymbol{\eta} - \boldsymbol{\eta}_d \quad (10)$$

Assim, como $\ddot{\boldsymbol{\eta}} = \mathbf{a}_\eta$, tem-se:

$$\mathbf{a}_\eta = \ddot{\boldsymbol{\eta}}_d + \ddot{\tilde{\boldsymbol{\eta}}} \quad (11)$$

A dinâmica do erro pode ser controlada por uma ação proporcional, integral e derivativa:

$$\ddot{\tilde{\boldsymbol{\eta}}} + \mathbf{K}_D \dot{\tilde{\boldsymbol{\eta}}} + \mathbf{K}_P \tilde{\boldsymbol{\eta}} + \mathbf{K}_I \int \tilde{\boldsymbol{\eta}} dt = \mathbf{0} \quad (12)$$

onde \mathbf{K}_P , \mathbf{K}_I e \mathbf{K}_D são matrizes diagonais com, respectivamente, ganhos proporcionais, integrais e derivativos.

Das duas últimas equações obtém-se a aceleração comandada no referencial inercial, sob a forma:

$$\mathbf{a}_\eta = \ddot{\eta}_d - \mathbf{K}_D \dot{\tilde{\eta}} - \mathbf{K}_P \tilde{\eta} - \mathbf{K}_I \int \tilde{\eta} dt \quad (13)$$

O modelo dinâmico do veículo está expresso no referencial do corpo e portanto, a aceleração comandada no referencial inercial \mathbf{a}_η deve ser transformada para o referencial do corpo. Esta transformação é efetuada isolando-se \mathbf{a}_v (aceleração comandada, expressa no referencial do corpo) na equação (5), que resulta na seguinte expressão:

$$\mathbf{a}_v = \mathbf{J}^{-1}(\boldsymbol{\eta})[\mathbf{a}_\eta - \dot{\mathbf{J}}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{v}] \quad (14)$$

O erro de posição e a sua derivada em relação ao tempo são facilmente determinados, pois todo o estado do sistema é suposto conhecido. A integral do erro é determinada pelo processo proposto por Gomes e Bier [7], o qual utiliza uma “janela de esquecimento”. Trata-se da consideração de um número fixo de valores de erros para comporem o somatório que substitui a integral na implementação prática da lei de controle, na forma primeiro que entra corresponde ao último que sai.

3.3. Controle por Modos Deslizantes

Nesta seção apresenta-se o desenvolvimento teórico da estratégia de modos deslizantes ref. [10].

Trabalhando-se o sistema na forma de estado, a idéia central do método é projetar o controle de tal forma que todas as trajetórias do sistema convirjam para a superfície de controle, sendo que todas as trajetórias que se iniciam sobre a superfície nela permanecerão indefinidamente. Definida uma determinada superfície, as trajetórias do estado do sistema “deslizam” assintoticamente para esta, configurando-se assim a fase conhecida como modo de deslizamento.

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

$$\dot{x}^n = f(\mathbf{x}) + b(\mathbf{x})u \quad (15)$$

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

Sendo \mathbf{x}_d os valores desejados para os estados, o erro de acompanhamento é dado por $\tilde{\mathbf{x}} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_d$. O problema de controle a ser tratado resume-se em fazer os estados \mathbf{x} acompanharem \mathbf{x}_d .

Define-se a superfície de deslizamento $S(t)$ no espaço \mathbf{R}^n através da equação $s(\mathbf{x}, t) = 0$, onde:

$$s(\mathbf{x}, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \tilde{x} \quad (16)$$

sendo λ uma constante positiva. Derivando-se (16) apenas uma vez aparece o termo x^n , o qual é substituindo em (15), possibilitando determinar entrada u (sinal de controle).

Considerando-se um sistema de 2ª ordem dado por:

$$\ddot{x} = f(x, \dot{x}, t) + u(t) \quad (17)$$

A superfície é definida por $s(t) = 0$, sendo $s(t)$ dada em (16) com $n = 2$. Derivando-se em relação ao tempo tem-se:

$$\dot{s} = \ddot{x} - \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}} = f + u - \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}} \quad (18)$$

Na ausência de erros de modelagem e de perturbações o controle com esta superfície simples seria:

$$\hat{u} = -\hat{f} + \ddot{x}_d - \lambda \dot{\tilde{x}} \quad (19)$$

onde \hat{f} é a estimativa da função f . Resultado similar pode ser obtido nos casos em que uma parcela de controle integral é necessária. A variável de interesse deve ser, então, $\int_0^t \tilde{x}(r)dr$, e a superfície relativa a esta variável, chamada de superfície integral, torna-se:

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^2 \left(\int_0^t \tilde{x}dr \right) = \dot{\tilde{x}} + 2\lambda\tilde{x} + \lambda^2 \int_0^t \tilde{x}dr \quad (20)$$

Na ausência de erros de modelagem e de perturbações, o controle com superfície integral seria:

$$\hat{u} = -\hat{f} + \ddot{x}_d - 2\lambda\dot{\tilde{x}} - \lambda^2\tilde{x} \quad (21)$$

Para se lidar com as incertezas do modelo, acrescenta-se um termo descontínuo função do sinal da superfície S :

$$u = \hat{u} - k(x, \dot{x}, t)\mathbf{sinal}(s) \quad (22)$$

Onde k representa o ganho do termo chaveado

$$\mathbf{sinal}(s) = \begin{cases} 1, & \text{se } s > 0 \\ 0, & \text{se } s = 0 \\ -1, & \text{se } s < 0 \end{cases} \quad (23)$$

Para evitar o fenômeno de *chattering*, suaviza-se a função sinal (23), definindo-se uma “camada limite” de largura ϕ da superfície $S(t)$ dentro da qual ocorre a transição de sinal. Utiliza-se portanto:

$$u = \hat{u} - k(x, \dot{x}, t)\mathbf{sat}(s/\phi) \quad (24)$$

onde:

$$\mathbf{sat}(s/\phi) = \begin{cases} \mathbf{sinal}(s), & \text{se } |s/\phi| > 1 \\ s/\phi, & \text{outro} \end{cases} \quad (25)$$

Para o controle multivariável é necessário fazer a extrapolação da teoria acima, sendo este o caso de veículos subaquáticos, cuja saída é o vetor $x = \boldsymbol{\eta} = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T$.

A próxima seção apresenta resultados de simulações com dois controladores por modos deslizantes e o controle linearização por realimentação, implementado para a dinâmica do veículo TATUÍ.

4. RESULTADOS DE SIMULAÇÕES

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 [4], Cunha [3] e Tavares [12]. 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.

Na figura 01 está representado de forma simplificada o ROV Tatuí, onde se pode observar a seguinte configuração dos propulsores:

- um propulsor localizado na parte frontal (P1), paralelo ao eixo lateral;
- um propulsor localizado na parte central (P2), paralelo ao eixo normal;

dois propulsores laterais localizados na parte traseira (P3 e P4) e ligeiramente inclinados em relação ao eixo longitudinal.

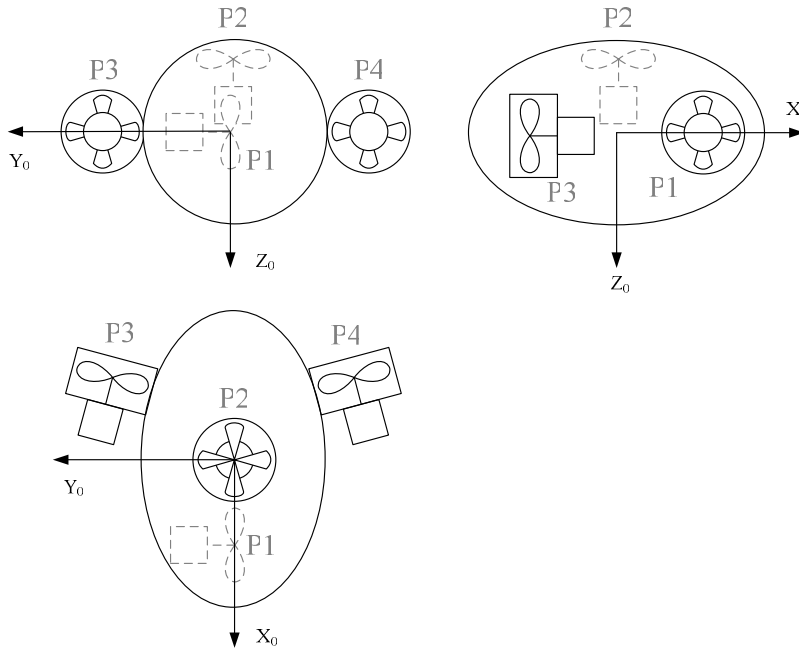


Figura 01- Representação simplificada do ROV – TATUÍ

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:

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (26)$$

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.

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

$$\mathbf{u} = \mathbf{B}^+ \boldsymbol{\tau} = (\mathbf{B}^T \mathbf{B})^{-1} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\tau} \quad (27)$$

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 ref. [12]:

$$n_i = \text{sign}(u_i) \sqrt{|u_i|} \quad (28)$$

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.

A seguir, são apresentadas simulações que ilustram o comportamento do veículo com os sistemas de controle desenvolvidos. Na simulação 4.1 supõe-se que o modelo é igual à planta, enquanto que nas simulações 4.2 e 4.3 supõe-se a existência de diferenças entre modelo e planta. Nas curvas decorrentes das simulações, as linhas tracejadas representam a trajetória

desejada (referência), enquanto que as linhas contínuas representam a trajetória desenvolvida pelo veículo.

4.1. Simulação 1

O objetivo estipulado nesta simulação (fig.02 e 03) foi o de levar o veículo da posição inicial $(-10\text{ m}, -10\text{ m}, -10\text{ m})$, com ângulos de rolamento, arfagem e guinada iguais a 45° , 60° , 90° respectivamente, para a posição final $(0\text{ m}, 0\text{ m}, 0\text{ m})$, com ângulos de rolamento, arfagem e guinada nulos. Considerou-se que o modelo adotado é igual à planta física. Apenas os ângulos de rolamento e arfagem não foram controlados. Isto ocorreu porque o número de propulsores, quatro no total, é insuficiente para controlar os seis graus de liberdade. O controle de rolamento e arfagem foi deixado passivo, sob a ação das forças e momentos restauradores.

Observa-se que os sistemas de controle com superfície simples e com superfície integral por modos deslizantes desenvolvidos apresentam um bom desempenho, assim como o controle PID com linearização por realimentação, ambos conseguindo acompanhar de modo satisfatório a posição e a orientação de referência (fig.02 e 03). Em nenhum momento, houve saturação de qualquer atuador (saturação estipulada em 1 p.u., nas correntes de comando aplicadas).

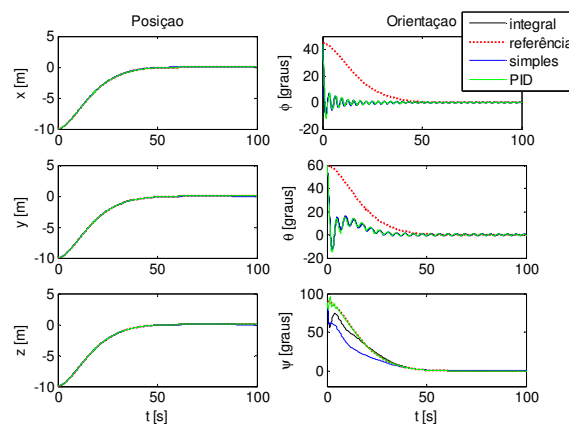


Figura 02 - Posição e orientação (referencial inercial)

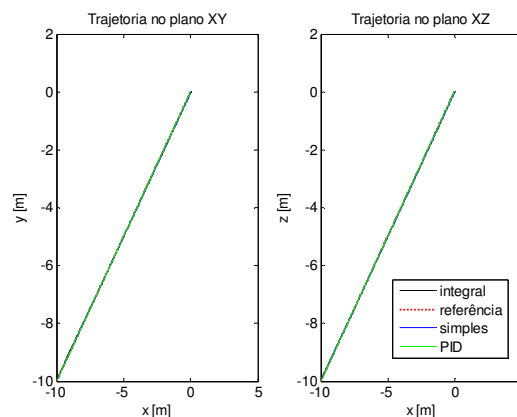


Figura 03 – Trajetórias nos planos XY e XZ (referencial inercial)

4.2. Simulação 2

Inicialmente, para avaliar os efeitos de variações paramétricas, as matrizes do modelo matemático (matriz de propulsão, matriz 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 inércias 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. 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 $(-10\text{ m}, -10\text{ m}, -10\text{ m})$, com ângulos de rolamento, arfagem e guinada iguais a 45° , 60° e 90° respectivamente, para a posição final $(0\text{ m}, 0\text{ m}, 0\text{ m})$, com ângulos de rolamento, arfagem e guinada nulos.

As figuras 04, 05 e 06 mostram a simulação com o controle por modos deslizantes que utiliza a superfície simples. Houve uma significativa perda de desempenho, com a saturação do atuador número 2, limitado pela corrente de 1 p.u. (fig.06), nota-se que o atuador 2 é o responsável diretamente pelo controle de profundidade. Todos os erros mostrados na fig.04 aumentaram em relação à simulação 4.1., chamando atenção o erro de posição δz . Na fig.05 observa-se que a trajetória no plano XY foi seguida, ao contrário da trajetória do plano XZ, onde houve um erro considerável de posição.

A simulação do controle por modos deslizantes com a superfície integral é mostrado nas figuras 07, 08 e 09. Este controle obteve resultados satisfatórios no seguimento da trajetória de referência (fig.08), mas apresentou erros consideráveis no decorrer do percurso (fig 07). O gráfico das correntes (fig.09) mostra que houve saturação dos propulsores, fazendo com que o controle não tenha um bom desempenho.

Nessa simulação com variação paramétrica de 4% no empuxo o controlador que mostrou melhor desempenho foi o controle PID com linearização por realimentação, ver figuras 10, 11 e 12 provando ser o mais robusto entre os três. No seguimento da trajetória (fig.11) foi o que apresentou menor erro (fig.10). Houve saturação em todos os atuadores mas não comprometeram o controle.

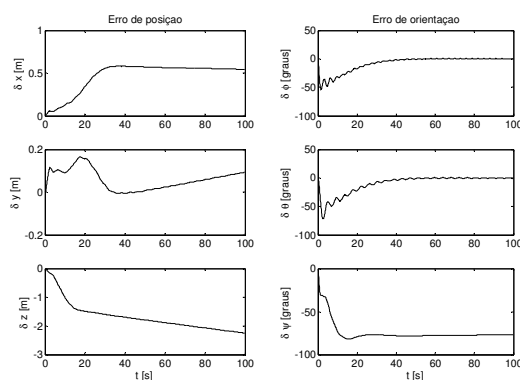


Figura 04 – Erros de posição e orientação (controle com a superfície simples)

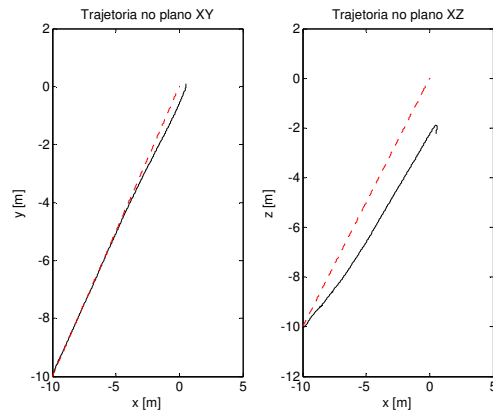


Figura 05 – Trajetória no plano XY e XZ
(controle com a superfície simples)

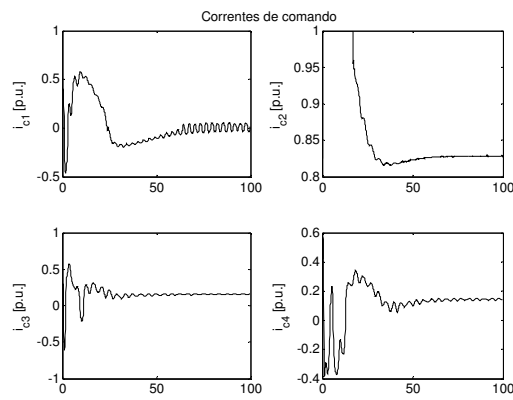


Figura 06 – Corrente de comando dos propulsores
(controle com a superfície simples)

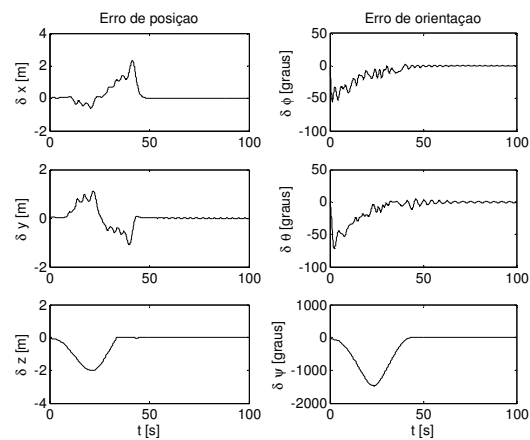


Figura 07 – Erros de posição e orientação
(controle com a superfície integral)

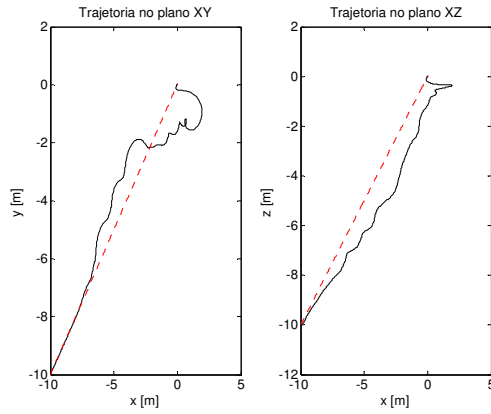


Figura 08 – Trajetória no plano XY e XZ
(controle com a superfície integral)

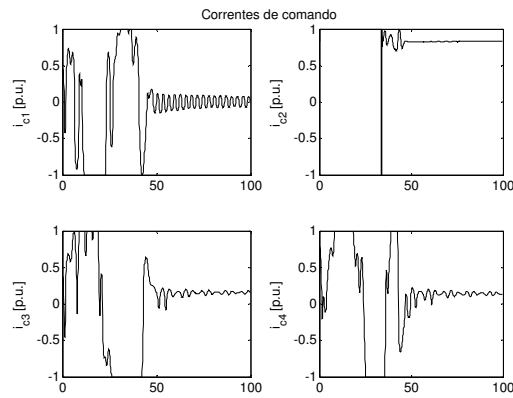


Figura 09 – Corrente de comando dos propulsores
(controle com a superfície integral)

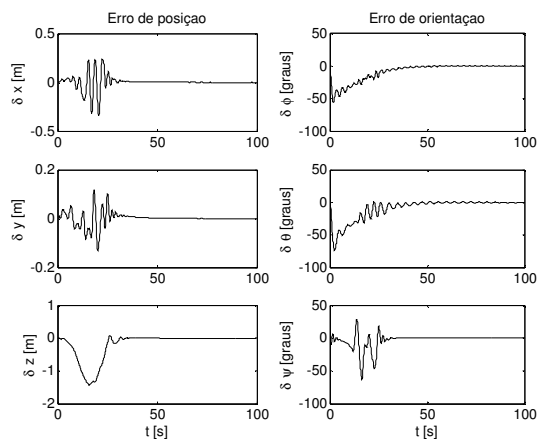


Figura 10 – Erros de posição e orientação
(controle PID)

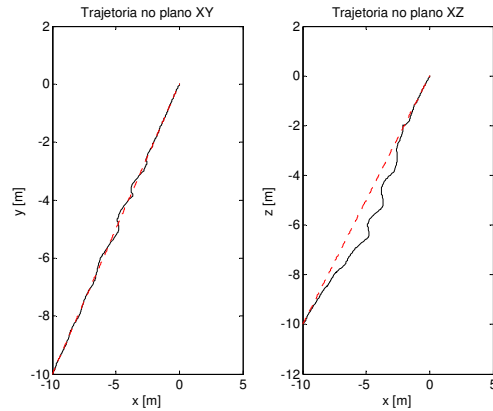


Figura 11 – Trajetória no plano XY e XZ (controle PID)

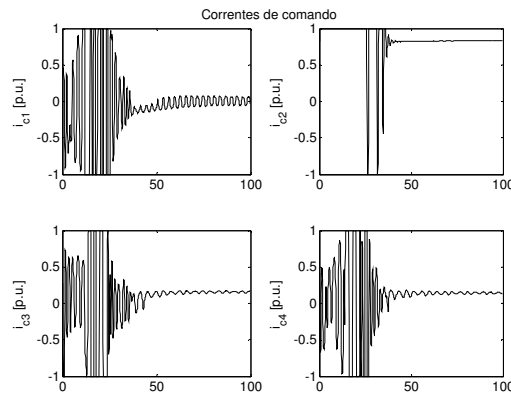


Figura 12 - Corrente de comando dos propulsores (controle PID)

4.3. Simulação 3

Nesta simulação, considerou-se que o empuxo é 7% maior do que o empuxo nominal. O objetivo estipulado nesta simulação, como nas demais, foi o de levar o veículo da posição inicial $(-10\text{ m}, -10\text{ m}, -10\text{ m})$, com ângulos de rolamento, arfagem e guinada iguais a 45° , 60° e 90° respectivamente, para a posição final $(0\text{ m}, 0\text{ m}, 0\text{ m})$, com ângulos de rolamento, arfagem e guinada nulos. O controle por modos deslizantes com a superfície simples foi descartado, pois na variação de 4% do empuxo já não apresentou resultados satisfatórios.

As figuras 13, 14 e 15 mostram a simulação com o controle por modos deslizantes com a superfície integral. Com uma variação de 7% no empuxo o sistema com esse tipo de controle se mostrou instável, não atingindo seu objetivo, houve saturação dos atuadores.

No controle PID com linearização por realimentação mostrado nas figuras 16, 17 e 18 o veículo alcançou seu objetivo, mas houve saturação dos atuadores, ocorrendo o fenômeno de chaveamento na corrente, ver figura 18. Ocorreu grandes erros no seguimento da trajetória (fig. 16), os atuadores permaneceram ligados, mesmo depois do TATUI ter atingido a posição e orientação desejada (fig. 16).

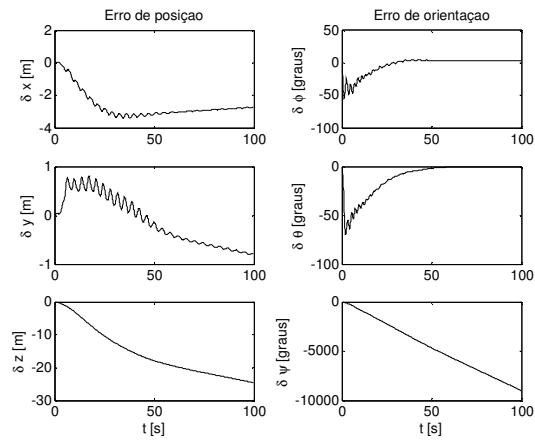


Figura 13 – Erros de posição e orientação (controle com a superfície integral)

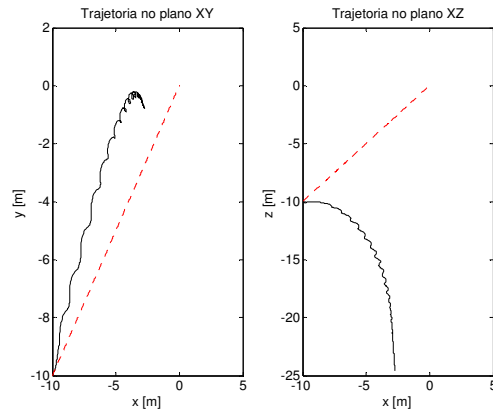


Figura 14 – Trajetória no plano XY e XZ (controle com a superfície integral)

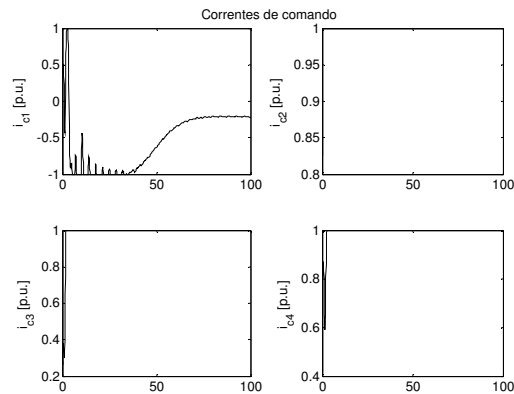


Figura 15 – Corrente de comando dos propulsores (controle com a superfície integral)

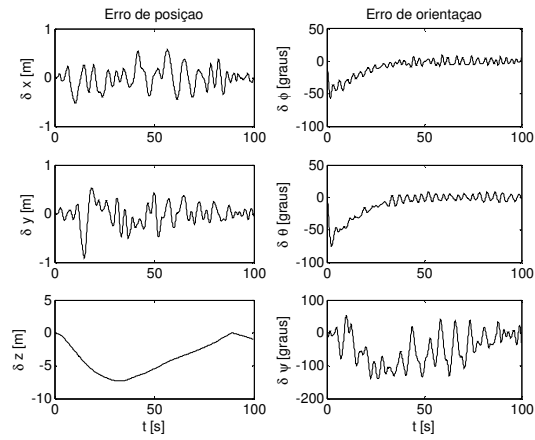


Figura 16 - Erros de posição e orientação (controle PID)

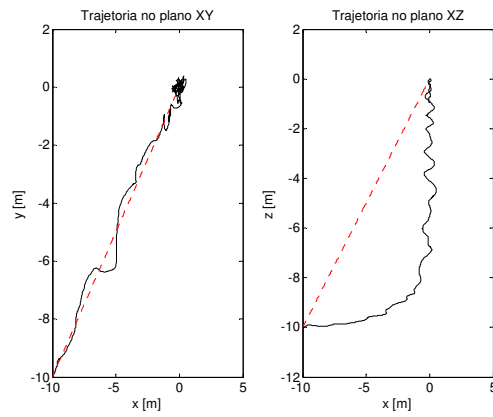


Figura 17 – Trajetória no plano XY e XZ (controle PID)

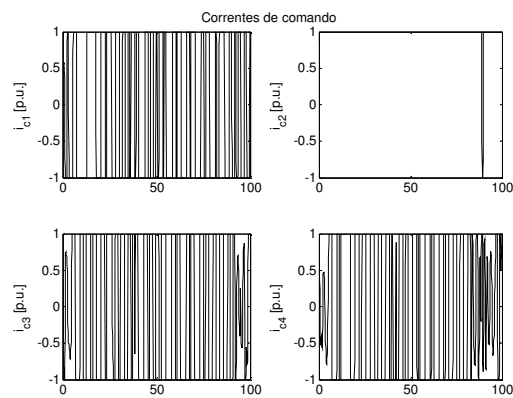


Figura 18 – Corrente de comando dos propulsores (controle PID)

5. CONCLUSÃO

Este trabalho abordou o problema do controle de veículos subaquáticos, considerando-se incertezas paramétricas no modelo e avaliando-se a robustez quanto à manutenção do desempenho de controladores a estrutura variável (modos deslizantes) e linearização por realimentação.

Foram desenvolvidos dois tipos de controle que utilizam modos deslizantes: um com superfície simples e outro com superfície integral, e outro controlador do tipo proporcional, integral e derivativo com linearização por realimentação. Em ambos os casos o objetivo foi o de efetuar o posicionamento dinâmico do veículo.

Os resultados das simulações desenvolvidas na seção quatro mostraram que quando a planta é igual ao modelo os resultados de ambos os controladores são satisfatórios. Na simulação com variação paramétrica que resultou num empuxo 4% maior do que o nominal, o controle utilizando a superfície simples apresentou uma significativa perda de desempenho, tornando-se instável. O controle por modos deslizantes com a superfície integral e o controle PID com linearização por realimentação mostraram-se relativamente robustos às diferenças entre modelo e planta. Observou-se que os erros no seguimento da trajetória foram maiores no controle por modo deslizante com a superfície integral. Com a variação paramétrica que resultou num empuxo de 7% maior do que o nominal, o controle por modos deslizantes mostrou-se instável, e o controle PID com linearização por realimentação mesmo apresentando uma queda no desempenho provou ser o mais robusto entre os três controladores.

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 por modos deslizantes com superfície integral, se a diferença entre peso e empuxo for, na prática, maior do que 6% com relação ao valor nominal e no controle PID com linearização por realimentação maior do que 8% 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.

Trabalhos futuros incluem a validação experimental da estratégia de controle a estrutura variável e do controle PID com linearização por realimentação, a fim de se avaliar desempenho e estabilidade deste tipo de lei de controle. O veículo que servirá de suporte experimental está sendo construído atualmente no Núcleo de Matemática Aplicada e Controle, da Fundação Universidade Federal do Rio Grande (NuMA-FURG).

REFERÊNCIAS

1. BARROS, E. A., SOARES, F. J. A. *Desenvolvimento de um Robô Submarino de Baixo Custo*. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA, XIV, 2002, Natal-RN. p. 2121-2126.
2. CUNHA, J. P. V. S., LIZARRALDE, F. C., COSTA, R. R., HSU, L., SMITH JR., R., WOLLMANN JR., D., SANT'ANA, A. C. C. M. *Sistema de Posicionamento Dinâmico para um Veículo Submarino de Operação Remota*. In: Congresso Brasileiro de Automática, 1994, Rio de Janeiro-RJ.
3. CUNHA, J. P. V. S. *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.
4. DOMINGUEZ, R. B. *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.
 5. EMELYANOV, S. V. *Variable structure control systems*, Moscow, Nauka, 1967.
 6. FOSSEN, T. I. *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. Chichester: John Wiley & Sons, 1994. 480 p.
 7. GOMES, S. C. P., BIER, C. C. *Estudo sobre trajetórias de controle para robôs manipuladores*. In: Congresso Brasileiro de Automática, XII, 1998, Uberlândia, MG. Anais do XII Congresso Brasileiro de Automática. 1998.
 8. HSU, L., CUNHA, J. P. V. S., LIZARRALDE, F., COSTA, R. R. *Avaliação Experimental e Simulação da Dinâmica de um Veículo Submarino de Operação Remota*. Revista Controle & Automação, vol.11, no 2, p.82-93, Maio, Junho, Julho, Agosto 2000.
 9. OGATA, K. *Engenharia de Controle Moderno*. 3^a. ed. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil, 1998.
 10. SLOTINE, J., LI, W. *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1991, 461p.
 11. SOUZA, E., MARUYAMA, N. *An Investigation of Dynamic Positioning Strategies for Unmanned Underwater Vehicles*. Congresso Brasileiro de Automática, XIV, 2002, Natal-RN. p.1273-1278.
 12. TAVARES, A. M. *Um estudo sobre a modelagem e o controle de veículos subaquáticos não tripulados*. Rio Grande, 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica), Fundação Universidade Federal do Rio Grande (FURG).
 13. YOERGER, D. R., SLOTINE J. *Robust Trajectory Control of Underwater Vehicle*. IEEE Journal of Oceanic Engineering, vol. OE-10, N^o 4, October 1985.