

MODELAGEM E CONTROLE LQR APLICADO A UM SISTEMA DE ESTABILIZAÇÃO NÁUTICO

João Carlos Pereira Passos, jpassos92@gmail.com¹

André Murilo, andremurilo@unb.br²

Walter de Britto Vidal Filho, wbritto@unb.br¹

¹Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Darcy Ribeiro - Asa Norte, Brasília - DF

²Universidade de Brasília, Faculdade de Engenharia, Gama - DF

Resumo: A região amazônica do Brasil contém grandes extensões de terras com poucas vias terrestres de ligação, fazendo com que a maior parte do transporte de pessoas e cargas sejam realizadas através de vias fluviais. As embarcações típicas dessa região têm casco raso e vários níveis de convés, resultando na elevação do centro de gravidade, favorecendo oscilações transversais. Neste contexto, propõe-se a instalação de um mecanismo que venha a atuar ativamente na mitigação destas oscilações e possibilite o aprimoramento da segurança e conforto da embarcação. O presente trabalho propõe implementar um controle do tipo LQR, através da simulação do modelo matemático que caracteriza o conjunto embarcação e sistema de estabilização no software Matlab. Dentre os resultados obtidos, constatou-se que, em comparação ao modelo em que não se realiza o controle do deslocamento da carga, a resposta do modelo ativo é sete vezes mais rápida.

Palavras-chave: Embarcação amazônica, sistema de estabilização, controle LQR

1. INTRODUÇÃO

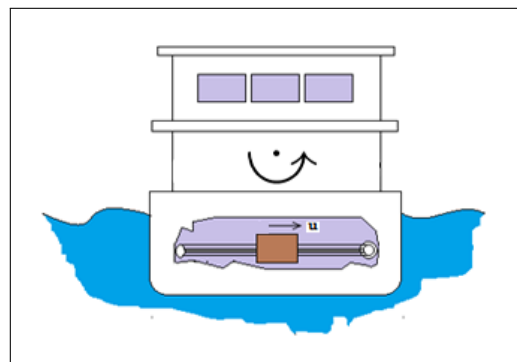
Na região Norte do Brasil a navegação fluvial é o meio de condução predominante, devido à grande quantidade de rios navegáveis e a precariedade dos demais meios de transporte. Dado que a malha rodoviária é pequena e malconservada, devendo-se ainda considerar a sua intransitabilidade em períodos de chuva. E a malha ferroviária é quase inexistente, sendo utilizada quase que exclusivamente para o transporte de minério.

Dentre os diversos tipos de embarcações comumente utilizadas no transporte de passageiros e cargas, destaca-se o modelo conhecido como “Recreio”, Fig. 1 (a), caracterizado pela presença de múltiplos convés e uma delgada largura, conciliado a um processo de construção artesanal. Este formato peculiar é atribuído às características da malha fluvial da região, composta por canais estreitos e sujeitos a presença de detritos flutuantes ou submersos e a própria invasão da flora. Desta forma, ao se considerar a rudimentariedade das embarcações e as constantes situações de sobrecarga, superlotação e condições climáticas torrenciais, o risco de seu tombamento não é ignorável.

Neste contexto, esta pesquisa tem como objetivo estudar a instalação de um mecanismo que atue de modo a mitigar ativamente a oscilação da embarcação, tal como ilustrado na Fig. 1 (b), com o intuito de proporcionar o aprimoramento da segurança e conforto deste meio de transporte. E, conseqüentemente, possibilitar a atenuação de problemas de enjoo devido ao movimento da embarcação.



(a) Tipo Recreio - Narciso (2016) (Adaptado)



(b) Solução Proposta

Figura 1: Embarcação Amazônica

A solução proposta consiste em implementar um sistema de deslocamento de carga, convencionalmente utilizado na construção civil para a mitigação de oscilações causadas por terremotos e ventos de alta velocidade, tal como descrito em

Ikeda *et al.* (2001) e Fisco and Adeli (2011). Este tipo de sistema de estabilização é conhecido pelo nome de estabilizador de massa ativo, que pode ser entendido como um mecanismo que apresenta uma carga de atuação de posição controlável deslizando sobre guias. A ação restauradora exercida é realizada pelo posicionamento desta carga de modo a atuar contra os estímulos externos.

Desta maneira, o trabalho compreende a modelagem matemática, seguida do desenvolvimento de um ambiente simulado que emule uma embarcação do tipo “Recreio”. Por último, será realizada a verificação da solução proposta através de simulações e experimentos.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O procedimento experimental consistiu, inicialmente, no desenvolvimento do equacionamento matemático do conjunto embarcação e sistema de estabilização. Posteriormente, a partir da linearização destes equacionamentos gerou-se o modelo em espaço de estados, seguido da implementação de um controle LQR utilizando a plataforma Simulink do *software* Matlab. Por último, foram realizadas simulações de modo a verificar a eficácia da solução, utilizando um controlador PID como referência comparativa.

2.1 Modelagem Matemática

A modelagem das oscilações em *roll* de uma embarcação é realizada a partir do somatório de torques em torno do eixo correspondente à esse giro. Assim, o modelo matemático deste movimento oscilatório é descrito pela Eq. (1).

$$I_b \frac{d^2}{dt^2} \phi(t) = -B \frac{d}{dt} \phi(t) - \Delta GZ(\phi(t)) \quad (1)$$

A Eq. (1) descreve o torque resultante do movimento oscilatório por meio da aceleração angular ($\ddot{\phi}$) e do momento de inércia rotacional da embarcação (I_b). No qual, a primeira parcela à direita corresponde ao atrito viscoso presente no casco da embarcação devido ao contato com a água, caracterizado pela constante B . E a segunda parcela caracteriza o torque pertinente ao braço de alavanca, descrito pela função GZ e a força peso da embarcação Δ . Este último termo no jargão náutico corresponde à força peso do volume de água deslocado pelo casco de uma embarcação.

2.2 Identificação dos Parâmetros

A caracterização da função não-linear $GZ(\phi(t))$, presente na Eq. (1), é realizada através de uma aproximação de primeira ordem em função da altura do metacentro inicial (GM_0) e da inclinação da embarcação (ϕ), conforme mostra a Eq. (2). Todavia, tal característica linear é verificada somente para pequenas inclinações. Convencionalmente, tal aproximação é válida para inclinações de até 15 graus, de acordo com Ibrahim and Grace (2010) e Molland (2008).

$$GZ(\phi(t)) \approx GM_0 \sin(\phi(t)) \quad (2)$$

O termo GM_0 na Eq. (2) pode ser obtido a partir da curva GZ experimental da embarcação, procedimento executado por Soares and Vidal Filho (2014), em que para uma embarcação do tipo “Recreio”, a partir um modelo reduzido em escala 1:25, realizou-se a aquisição da curva GZ , e posteriormente a caracterização dinâmica do modelo pelos parâmetros de deslocamento Δ , frequência angular de *roll* ω_d , frequência angular natural de *roll* ω_R e fator de amortecimento ζ do barco.

Para a identificação do momento de inércia I_b e a constante B da Eq. (1), utiliza-se o procedimento de estimação de coeficientes descrito por Sheikh (2008) e os parâmetros adquiridos anteriormente, através das Eq. (3) e (4).

$$\omega_d = \sqrt{\frac{\Delta GM_0}{I_b}} \quad (3)$$

$$B = 2\zeta\omega_R I_b \quad (4)$$

Assim, pela substituição das Eq. (2), (3) e (4) na Eq. (1), e aplicando as simplificações provenientes da restrição da representação angular da Eq. (2), obtêm-se a Eq. (5).

$$\frac{d^2}{dt^2} \phi(t) \approx -2\zeta\omega_R \frac{d}{dt} \phi(t) - \omega_d^2 \phi(t) \quad (5)$$

2.3 Sistema de Estabilização

O sistema de estabilização consiste basicamente de um mecanismo composto por uma parte fixa e outra móvel, como mostrado na Fig. 2. A primeira parte restringe-se aos componentes estruturais e suportes utilizados para fixar o mecanismo à estrutura da embarcação, ilustrados na Fig. 2 pelas guias e seus suportes. A segunda parcela compreende o carro deslizante e a própria carga de atuação, representados pelo retângulo negro nesta mesma figura.

A determinação da atuação do mecanismo sobre as oscilações em *roll* da embarcação é realizada de forma similar ao procedimento de identificação do modelo matemático do movimento oscilatório descrito pela Eq. (1), tal como realizado

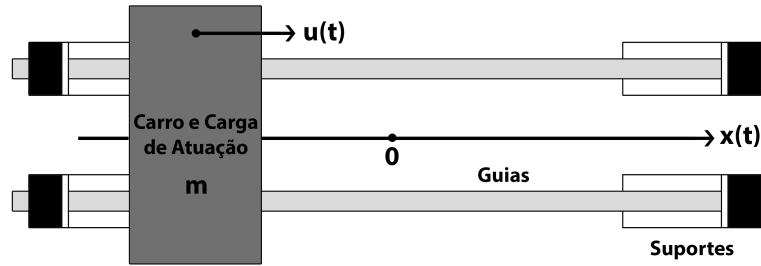


Figura 2: Sistema de Estabilização

em Passos (2016). Neste caso, realiza-se o equacionamento do torque devido a posição da carga de atuação e estrutura em relação ao eixo de giro, conforme descrito pelas Eq. (6) e (7).

$$I(t) \frac{d^2}{dt^2} \phi(t) = -mgx(t)\cos(\phi(t)) - (m + m_e)gd\sin(\phi(t)) \quad (6)$$

$$I(t) = I_c + I_m(m) + m(d^2 + x^2(t)) \quad (7)$$

Os termos m e m_e na Eq. (6) representam, respectivamente, as massas da parte móvel e fixa do sistema de estabilização. E o parâmetro d corresponde à distância entre o centro de giro da embarcação e o eixo que sinaliza o deslocamento do carro nas guias, mostrado na Fig. 2 como $x(t)$.

A caracterização do momento de inércia rotacional resultante é realizado através da utilização do Teorema de Steiner, representado pela Eq. (7), onde os termos I_c e $I_m(m)$ indicam, respectivamente, o momento de inércia constante no tempo e o momento relacionado à geometria da carga de atuação.

Desta maneira, no intuito de obter-se um equacionamento apenas descrito em parâmetros controláveis, ou seja, o peso m e a distância d , adicionou-se cargas de balanceamento ao modelo da embarcação. O posicionamento destas cargas foi realizado de maneira a anular a componente do torque pertinente às partes fixas do sistema, em detrimento da alteração do momento de inércia total. A Eq. (8) representa a nova caracterização do torque do sistema de estabilização.

$$I(t) \frac{d^2}{dt^2} \phi(t) = -W_mx(t)\cos(\phi(t)) - W_md\sin(\phi(t)) \quad (8)$$

Na Eq. (8), W_m é a força peso em virtude da carga de atuação, sendo definida pela Eq. (9).

$$W_m = mg \quad (9)$$

2.4 Sistema Acoplado

O torque do sistema acoplado pode ser modelado pela adição das Eq. (1) e (8), resultando no modelo descrito pela Eq. (10).

$$I_{total}(t) \frac{d^2}{dt^2} \phi(t) \approx -B \frac{d}{dt} \phi(t) - (W_md + \Delta GM_0) \sin(\phi(t)) - W_mx(t)\cos(\phi(t)) \quad (10)$$

Nota-se que as Eq. (10) apresenta uma descrição não-linear do sistema acoplado, herdado do equacionamento do sistema de estabilização. No lado direito da Eq. (10), o termo $\sin(\phi(t))$ foi linearizado por $\phi(t)$ e o termo $\cos(\phi(t))$, presente na terceira parcela do lado direito, foi aproximado por $\cos(0)$. A Eq. (10) linearizada pode ser expressa pela Eq. (11).

$$I_{lin} \frac{d^2}{dt^2} \phi(t) \approx -B \frac{d}{dt} \phi(t) - (W_md + \Delta GM_0) \phi(t) - W_mx(t) \quad (11)$$

O termo momento de inércia linearizado (I_{lin}), explícito na Eq. (11), é obtido a partir da adição do momento de inércia do barco (I_b) aos termos da Eq. (7), com a eliminação do termo quadrático $x^2(t)$, o que se justifica pela sua pequena contribuição em relação aos demais componentes da equação. A Eq. (12) expressa o momento de inércia linearizado.

$$I_{lin} = I_b + I_c + I_m(m) + md^2 \quad (12)$$

2.5 Acionamento

A descrição do deslocamento $x(t)$ compreende a caracterização da conexão do sistema de acionamento, representado por um Motor DC, à carga de atuação que se move pelas guias do sistema de estabilização. Assim, tomando-se como base o equacionamento de um amortecedor de massa ativo, tal como utilizado por Abreu *et al.* (2010) e Yu *et al.* (2014), o deslocamento é determinado a partir da realização do somatório de forças, obtendo-se assim as Eq. (13) e (14):

$$m \frac{d^2}{dt^2} x(t) = u(t) \quad (13)$$

$$x(t) = \lambda\theta(t) \quad (14)$$

Na Eq. (13), a função $u(t)$ corresponde a força de controle exercida pelo sistema de acionamento, e os termos λ e $\theta(t)$ da Eq. (14) representam, respectivamente, a razão da transmissão de engrenagem e o ângulo de giro do servomotor, determinado através da utilização de um encoder conectado ao eixo do motor. Salienta-se que, devido às dimensões do modelo de testes, o atrito de Coulomb existente nas guias do sistema foram ignorados neste equacionamento.

Para o equacionamento do torque pelo modelo mecânico, considera-se que o Motor DC apresenta um eixo de rotação com momento de inércia J_m e atrito interno caracterizado pela constante B_m . A componente do torque devido à conexão com o sistema de atuação é descrito pela relação da força de controle $u(t)$ com o diâmetro D da transmissão do ponto de contato com a correia do carro, caracterizado pelo parâmetro J_s . Assim, aplicando o somatório de torques seguido da aplicação das Eq. (13) e (14), obtêm-se as Eq. (15) e (16):

$$\tau_m(t) = (J_m + J_s) \frac{d^2}{dt^2} \theta(t) + B_m \frac{d}{dt} \theta(t) \quad (15)$$

$$J_s = \frac{D\lambda m}{2} \quad (16)$$

A mesma modelagem pode ser realizada a partir do modelo elétrico do motor. Assim, considerando o equacionamento do torque de um motor DC convencional, tem-se a Eq. (17):

$$\tau_m(s) = K_t \frac{E(s) - K_m \theta(s)s}{Ls + R} \quad (17)$$

Onde os termos K_t , K_m , E , L e R da Eq. (17) são, respectivamente, a constante de torque, constante do motor, a tensão de armadura, a indutância e a resistência do circuito de armadura.

Partindo do pressuposto que em um motor DC a indutância de sua armadura apresenta valores muito pequenos, como observado em Moura (2014) e utilizado por Bature *et al.* (2013), tal característica permite simplificar o modelo matemático, conforme descrito pela Eq. (18):

$$\frac{\theta(s)}{E(s)} = \frac{K_t}{R(J_m + J_s)} \cdot \frac{1}{s + \frac{1}{J_m + J_s} \left(B_m + \frac{K_t K_m}{R} \right)} \cdot \frac{1}{s} \quad (18)$$

2.6 Modelo em Espaço de Estados

O modelo em espaço de estados do sistema é implementado utilizando o equacionamento da embarcação, descrito pela Eq. (11), e o modelo de acionamento do sistema de estabilização, descrito pela Eq. (18). Onde a Eq. (14) realiza o relacionamento entre o sistema acoplado e o acionamento do motor DC. O modelo final é descrito pelas Eq. (19) e (20):

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi}(t) \\ \ddot{\phi}(t) \\ \dot{\theta}(t) \\ \ddot{\theta}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{I_a} (W_m d + \Delta G M_0) & -\frac{1}{I_a} B & -\frac{1}{I_a} W_m \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_m + J_s} \left(B_m + \frac{K_t K_m}{R} \right) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \phi(t) \\ \dot{\phi}(t) \\ \theta(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{R(J_m + J_s)} K_t \end{bmatrix} \cdot E \quad (19)$$

$$\phi(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \phi(t) \\ \dot{\phi}(t) \\ \theta(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \cdot E \quad (20)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para realização das simulações dos sistemas controlados e em malha aberta, um conjunto de parâmetros necessitam ser identificados. Estes foram então agrupados quanto a sua função em quatro sub-conjuntos, respectivamente os parâmetros que descrevem: a dinâmica das oscilações da embarcação, as características da embarcação, o comportamento do sistema de estabilização e do acionamento.

O procedimento adotado para identificação dos parâmetros da caracterização dinâmica da embarcação do tipo “Recreio” tomou como base o trabalho produzido por Soares and Vidal Filho (2014). Em que, a curva GZ experimental foi obtida partir da observação da oscilação de um modelo em escala de uma embarcação similar à estuda dado uma inclinação inicial. Desta maneira, a partir da análise dos dados coletados, conjuntamente a aplicação da Eq. 2 no ponto de 10 graus de

Tabela 1: Parâmetros Empregados na Simulação

Caracterização Dinâmica			Embarcação			Sistema de Estabilização			Motor DC		
GM_0	0.0229	m	I_b	0.0444	$kg \cdot m^2$	d	120	mm	B_m	$2.5042e-8$	$kg \cdot m^2/s$
M_{barco}	6.45	kg	B	0.0386	$kg \cdot m^2/s$	ΔX	230	mm	J_m	$1.0001e-5$	$kg \cdot m^2$
ω_R	5.72	rad/s	Δ	63.2745	$kg \cdot m/s^2$	λ	6.1084	mm	L	0.0021202	H
ω_d	5.7120	rad/s				D	12.26	mm	R	20	Ω
ζ	0.076					I_c	0.0058	$kg \cdot m^2$	K_m	0.053566	$N \cdot m/\sqrt{W}$
									K_t	0.053566	$N \cdot m/\sqrt{A}$

inclinação, a altura de metacentro inicial foi identificada. Este e os demais parâmetros utilizados para a caracterização dinâmica do modelo estão contidos na coluna “Caracterização Dinâmica” da Tab. 1.

Tratando-se dos parâmetros relacionados as características da embarcação, I_b e B foram estimados a partir da aplicação da caracterização dinâmica do modelo em escala nas Eq. (3) e (4). Por sua vez, Δ foi determinado através do equacionamento da força peso deste modelo e a massa da embarcação M_{barco} , tal como realizado em Passos *et al.* (2017a). Os valores resultantes destes parâmetros podem ser consultados na coluna “Embarcação” da Tab. 1.

Para simulação do comportamento do sistema de estabilização foram adotados os parâmetros de uma bancada de teste desenvolvida por Passos *et al.* (2017b). Neste projeto, um mecanismo foi desenvolvido com o intuito de possibilitar a execução de experimentos de oscilações em roll de embarcações sem a necessidade da utilização de tanques de água. Dito sistema, foi dimensionado de modo à ser compatível como o modelo em escala criado por Soares and Vidal Filho (2014). As constantes identificadas deste sistema estão contidas na coluna “Motor DC” da Tab. 1.

Por fim, o modelo do sistema de acionamento foi obtido a partir de um procedimento de identificação de parâmetros físicos de um Motor DC, trabalho realizado por Passos (2016). Desta maneira, os parâmetros relacionados à este sistema foram compiladas na coluna “Sistema de Estabilização” da Tab. 1.

Assim, dispondo de todos os parâmetros necessários à execução das simulações, a primeira tarefa realizada foi a validação da representabilidade do modelo proposto. Para sua realização, comparou-se os resultados simulados aos experimentais produzidos por Soares and Vidal Filho (2014), adotando-se condições iniciais similares. A Fig. 3 mostra a sobreposição dos resultados experimentais à simulação da resposta em malha aberta do sistema descrito pela Eq. (5) dada uma inclinação inicial de 13 graus.

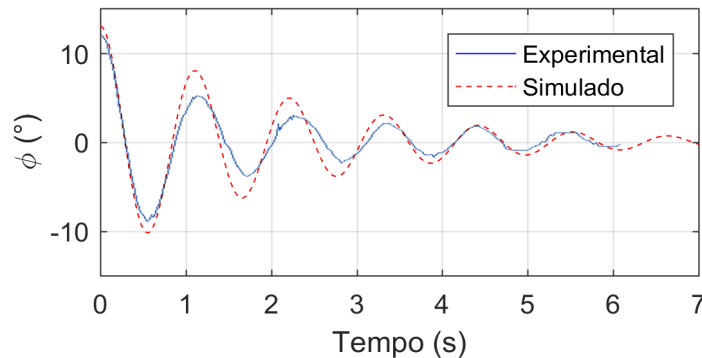


Figura 3: Modelo de Simulação

Na Fig. 3 é possível verificar a representabilidade do modelo simulado frente à resposta oscilatória do modelo em escala. A resposta mais amortecida dos resultados experimentais deve-se à não-linearidades que não foram consideradas durante a criação do modelo descrito pela Eq. (1). Em que, o fator de amortecimento ζ utilizado para a estimação de B varia em função da inclinação e velocidade angular da oscilação da embarcação Taylan (2000).

Uma vez identificada a representabilidade do modelo matemático não-linear, procedimento análogo foi realizado ao modelo em espaço de estados descrito pelas Eq. (19) e Eq. (20). No qual, observou-se que a linearização deste modelo não comprometeu a representação do problema. De fato, tratando-se da inclinação da embarcação, o modelo apresenta um erro absoluto médio (MAE) de apenas de apenas 0.0369 graus e um erro quadrático médio (RMSE) de 0.0498 graus. Ou seja, a resposta do modelo linearizado apresenta um erro praticamente insignificante em comparação ao modelo não-linear.

Visto que o modelo em espaço de estados proposto pela Eq. (19) é descrito por uma matriz controlável e de posto cheio, a implementação do controlador LQR é factível. Em que, neste estudo foi realizado pela implementação do controle LQR descrito pelas matrizes contidas na Eq. (21).

$$Q = \begin{bmatrix} 15000000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad R = 1 \quad K = [-237.06 \quad -614.94 \quad 10.96 \quad 0.99] \quad (21)$$

De modo a testar o sistema de controle proposto, três cenários de simulação foram idealizados. Todos apresentando condições iniciais similares, respectivamente, uma inclinação inicial de 13 graus e uma carga de atuação equivalente à

2% da massa do modelo em escala. Entretanto, foram utilizados para avaliar a influência da presença de incertezas nos parâmetros do modelo, como também a presença de ruído durante o fechamento da malha do controle.

Os resultados contidos na Fig. 4 representam a avaliação do cenário de operação ideal, ou seja, sem incertezas no parâmetros do modelo, ruído nas leituras de estado e nem mesmo restrições quanto a faixa de operação das variáveis de controle e estado do sistema.

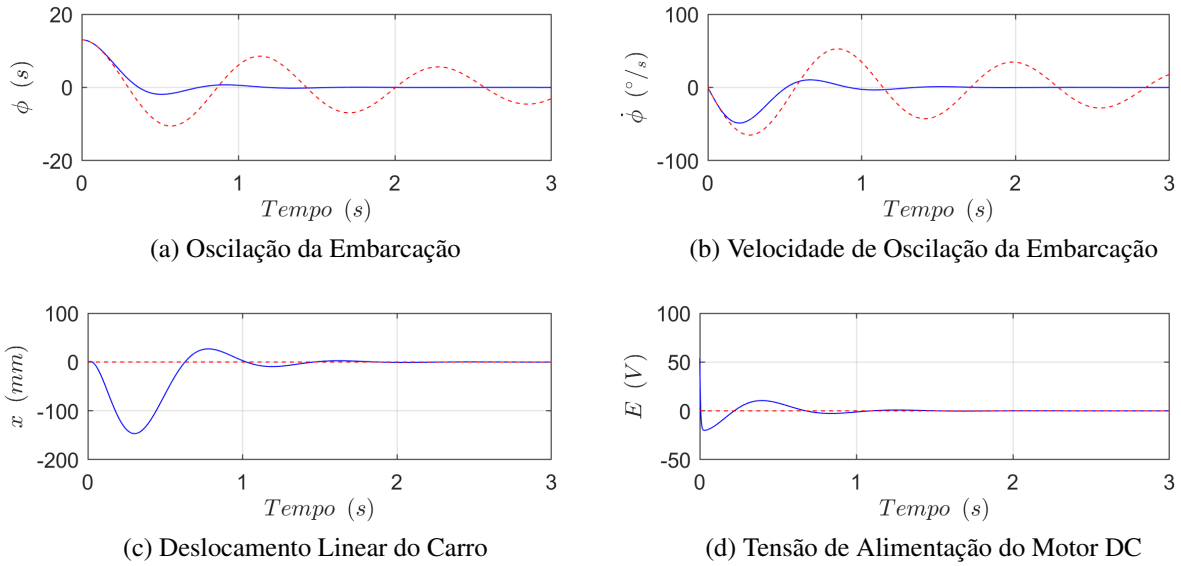


Figura 4: Resposta do Sistema Controlado
(Linha Tracejada - Malha Aberta, Linha Cheia - Controle LQR)

Analisando a Fig. 4 (a), a resposta do sistema controlado apresenta um tempo de assentamento (5%) de 0.97 segundos. Em contrapartida, o tempo de assentamento do sistema em malha aberta foi de 8.03 segundos. Ou seja, a solução proposta aprimora a estabilização da embarcação em 8.27 vezes. E tal como pode ser observado na Fig. 4 (b), a sua atuação não resultou em incrementos na velocidade de oscilação da embarcação. Outro notável resultado é a mitigação da primeira oscilação, decrementada em cerca de 5.59 vezes.

De modo a testar a robustez do controlador descrito pela Eq. (21), no segundo cenário, incertezas na caracterização dos parâmetros do modelo foram avaliadas. Este tipo de simulação também poderia ser utilizada para avaliar situações de sobrecarga na embarcação, todavia este não é o objetivo deste cenário. Em todo caso, neste artigo apenas foram considerados alterações na Altura de Metacentro Inicial (GM_0), no Momento de Inércia (I_b), no Deslocamento (Δ) da embarcação e no Atrito Viscoso (B), incrementados em 10%, 15%, 25% e 50% respectivamente. Nota-se que, efetivamente os ganhos do controlador LQR não sofreram nenhuma alteração. Sendo assim, os resultados deste experimento foram compilados na Fig. 5.

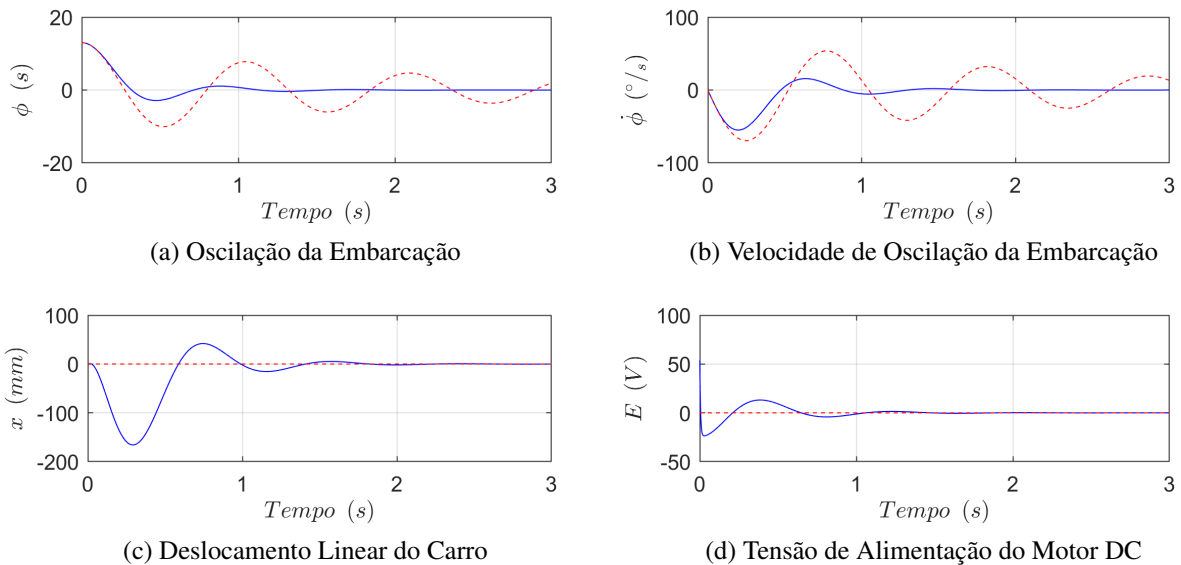


Figura 5: Resposta do sistema controlado dado incertezas nos parâmetros de simulação da embarcação
(Linha Tracejada - Malha Aberta, Linha Cheia - Controle LQR)

Tal como pode ser observado na Fig. 5, os resultados são bastante similar aos do cenário anterior. Todavia, tais alterações proporcionaram um incremento de 52.25% da amplitude da primeira oscilação e 4.25% no tempo de assentamento do sistema. Resultados similares são observados nos outros estados. Desta maneira, infere-se que a adição de incertezas ao modelo não afetaram demasiadamente a comportamento da resposta do sistema controlado.

O último cenário de simulação têm o objetivo de testar a robustez do controlador à presença de ruído nas leituras dos estados. Neste contexto, ruído gaussiano com uma relação sinal-ruído (*SNR*) igual à 15dB foram adicionados aos sinais estados durante o procedimento de realimentação de estados. Os resultados deste experimento estão contidos na Fig. 6.

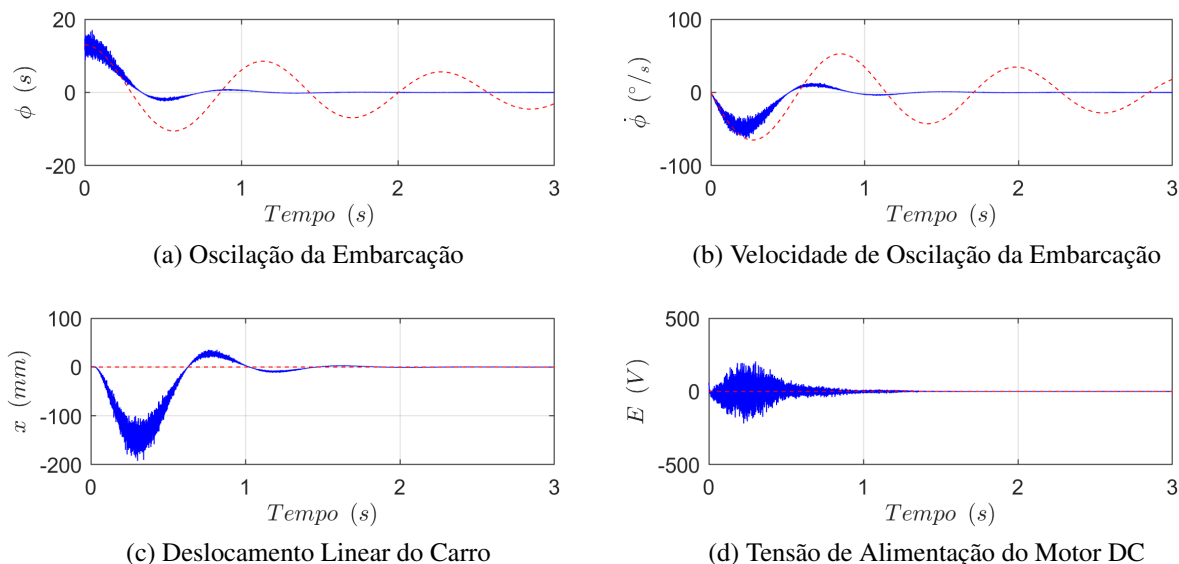


Figura 6: **Resposta do sistema controlado na presença de ruído nas leituras dos estados do modelo (Linha Tracejada - Malha Aberta, Linha Cheia - Controle LQR)**

Tal como pode ser visualizado na Fig. 6, a resposta do sistema controlado do ponto de vista de simulação ainda atenderia as especificações de projeto. Todavia, ao se considerar as restrições inerentes ao modelo físico do sistema simulado, este tipo de comportamento é inaceitável.

Tomando-se a curva do deslocamento linear do carro como exemplo, cujos resultados estão contidos na Fig. 6 (c). Neste última simulação, o deslocamento do carro é praticamente instantâneo, o que seria infactível em uma planta física. E como consequência direta, comportamento similar também são observados na oscilação e na velocidade de oscilação da embarcação, Fig. 6 (a) e Fig. 6 (b), devido correlação do deslocamento do carro à dinâmica do sistema embarcação e sistema de estabilização. Estes comportamentos estão relacionados ao controle realizado sobre a tensão de alimentação do motor DC, Fig. 6 (d) respectivamente. Visto que, o comportamento suave anteriormente observado neste sinal não é mais observado neste cenário.

Neste contexto, maiores estudos devem ser realizados no tópico de filtragem de ruído e restrições de projeto. Listando-se as seguintes potenciais restrições que merecem consideração: o deslocamento linear máximo do carro, a velocidade máxima do deslocamento linear do carro, a tensão de alimentação máxima, a frequência máxima de variação de tensão de alimentação e a aceleração máxima da oscilação da embarcação. Como também realizar testes para avaliar a influência da razão de carga de atuação sobre a resposta do sistema. Visto que, de modo a reduzir os requisitos do sistema de acionamento e o próprio espaço necessária para acomodação em uma embarcação, quanto menor for a carga deslocada, menores serão as especificações do acionamento, o que está diretamente relacionado ao seu peso e volume.

4. CONCLUSÃO

A modelagem matemática de um sistema de estabilização náutico foi desenvolvido e discutido neste artigo. Este sistema é constituído por uma massa de posição controlável se deslocando sobre trilhos, onde a ação de controle deste sistema realiza o posicionamento desta carga, de modo a atuar ativamente na restauração da posição de repouso da embarcação.

A implementação do controle do tipo LQR proporcionando uma mitigação de 5.59 vezes da amplitude da oscilação da embarcação e uma aceleração de 8.27 vezes to tempo de assentamento para o cenário ideal, desconsiderando-se a presença de restrições, incertezas e ruído para simulação do modelo. Tal consideração ainda permanece válida, mesmo após a avaliação de incertezas aos parâmetros de simulação. Entretanto, a resposta do sistema controlado na presença de ruído nos sinais dos estados da realimentação não condiz com a natureza do sistema simulado.

Sendo assim, em trabalhos futuros, serão realizados os procedimentos para avaliar a utilização observadores de estado tipo KF para lidar com o problema do ruído, como também a implementação de um Controle Preditivo que venha moldar o comportamento do sistema dado as suas restrições físicas e operacionais.

5. REFERÊNCIAS

- Abreu, G.L.C.M., Lopes Jr., V. and Brennan, M.J., 2010. "Robust control of a two-floors building model using active mass driver". *International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Vol. 2010, pp. 215–225.
- Bature, A., Muhammad, M. and Abdullahi, A.M., 2013. "Identification and real time control of a dc motor". *IOSR - Journal of Electrical and Electronics Engineering*, Vol. 7, No. 4, pp. 54–58.
- Fisco, N. and Adeli, H., 2011. "Smart structures: Part i—active and semi-active control". *Scientia Iranica*, Vol. 18, No. 3, pp. 275–284.
- Ibrahim, R.A. and Grace, I.M., 2010. "Modeling of ship roll dynamics and its coupling with heave and pitch". *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2010, p. 32.
- Ikeda, Y., Sasaki, K., Sakamoto, M. and Kobori, T., 2001. "Active mass driver system as the first application of active structural control". *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 30, p. 1575–1595.
- Molland, A.F., ed., 2008. *The Marine Engineering Reference Book - A Guide to Ship Design, Construction and Operation.*, Vol. 2008. Jordan Hill: Butterworth-Heinemann. ISBN 978-0750689878.
- Moura, M.A., 2014. *Modelamento e Identificação de Motor DC*. Master's thesis, ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto - Portugal.
- Narciso, V., 2016. "Amazonas: viagem de barco recreio pelo rio negro". Blog de Viagens - Vaneza com Z. URL <http://www.vanezacomz.com.br/2016/01/viagem-de-barco-pelo-rio-negro-amazonas-barco-recreio.html>.
- Passos, J.C.P., Vidal Filho, W.d.B. and Pinto, A.M.A., 2017a. "Desenvolvimento de um sistema mecatrônico para estabilização em roll de embarcações amazônicas". *CIBEM - Congresso Ibero-americano de Engenharia Mecânica*, Vol. 13, p. 6.
- Passos, J.C.P., Vidal Filho, W.d.B. and Pinto, A.M.A., 2017b. "Development of an oscillation control system test bench for riverboat". *COBEM - Congress of Mechanical Engineering*, Vol. 24, p. 10.
- Passos, J.C.P., 2016. "Sistema de controle de oscilações em roll de um barco". Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia. TG nº24/2016.
- Sheikh, I.A., 2008. *Parametric Roll Instability*. Master's thesis, University of Oslo - Faculty of Mathematics and Natural Sciences.
- Soares, F.J. and Vidal Filho, W.d.B., 2014. "Caracterização dinâmica de embarcações regionais do amazonas". *UNOPAR Científica*, Vol. 13, No. 1, pp. 13–19.
- Taylan, M., 2000. "The effect of nonlinear damping and restoring in ship rolling". *Ocean Engineering*, Vol. 27, pp. 921–932.
- Yu, W., Thenozhi, S. and Li, X., 2014. "Stable active vibration control system for building structures using pd/pid control". In *19th World Congress - The International Federation of Automatic Control*. Cape Town, p. 6.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

MODELING AND LQR CONTROL APPLIED TO AN NAUTICAL STABILIZATION SYSTEM

João Carlos Pereira Passos, jpassos92@gmail.com¹

André Murilo, andremurilo@unb.br²

Walter de Britto Vidal Filho, wbritto@unb.br¹

¹University of Brasília, Department of Mechanical Engineering, Campus Darcy Ribeiro - Asa Norte, Brasília - DF

²University of Brasília, Faculty of Engineering, Gama - DF

Resumo: The Amazon region of Brazil contains large tracts of land with few land links, making most of the transportation of people and cargo through waterways. The typical vessels of this region have shallow hulls and several levels of deck, resulting in the elevation of the center of gravity, favoring transverse oscillations. In this context, it is proposed the installation of a mechanism that will actively act to mitigate these oscillations and enable the improvement of the safety and comfort of the vessel. This paper proposes to implement a control LQR type, by simulating the mathematical model that characterizes the vessel assembly and stabilization system in Matlab software. Among the obtained results, it was verified that, in comparison to the model in which the load-displacement control is not performed, the response of the active model is seven times faster.

Palavras-chave: Amazonian vessel, stabilization system, LQR control