

CONTROLE PREDITIVO EM SUSPENSÃO AUTOMOTIVA SEMI-ATIVA COM AMORTECEDOR MAGNETO-REOLÓGICO

TIAGO RODRIGUES TORRES*, LEIZER SCHNITMAN*

**Centro de Capacitação Tecnológica em Automação Industrial (CTAI), Programa de Pós-Graduação em Mecatrônica da Universidade Federal da Bahia, Rua Aristides Novis, 02, Escola Politécnica, 2 andar, 40.210-630, Salvador, Bahia, Brasil*

Emails: trtssa@gmail.com, leizer@ufba.br

Abstract— This paper discusses the design and analysis of a model predictive control (MPC) strategy for a semi-active automotive suspension, considered a quarter-car model, and applying a magneto-rheological damper. The MPC semi-active control law was designed so that the magnitude of the forces calculated by the controller satisfies the dissipative physical constraints of the damper and its performance is evaluated by computer simulations and compared with the LQR controller. The simulation results show the efficiency of the MPC and its advantage in energy consumption compared to LQR.

Keywords— Predictive Control, Semi-active Suspension, Automotive Suspension, Magnetorheological Dampers.

Resumo— Este artigo aborda o projeto e análise de uma estratégia de controle preditivo (MPC - *Model Predictive Control*) para uma suspensão veicular semi-ativa, considerado um modelo de um quarto de veículo, e a aplicação de um amortecedor magneto-reológico. A lei de controle semi-ativo MPC foi projetada de forma que a magnitude das forças calculadas pelo controlador satisfaça às restrições físicas dissipativas do amortecedor e seu desempenho é avaliado por meio de simulações computacionais e comparado com o controlador LQR (*Linear Quadratic Regulator*). Os resultados das simulações mostram a eficiência do MPC e sua vantagem no consumo de energia em relação ao LQR.

Palavras-chave— Controle Preditivo, Suspensão Semi-ativa, Suspensão Automotiva, Amortecedor Magneto-reológico.

1 Introdução

O sistema de suspensão veicular é um dos componentes mais importantes de um veículo e tem sido alvo de estudos analíticos e experimentais, sempre no sentido de melhorar a segurança e o conforto dos ocupantes do veículo. Segundo (Rao et al., 2010), além de suportar o peso do veículo e isolar a massa suspensa do veículo das perturbações existentes na estrada proporcionando conforto, as suspensões devem manter a força de tração entre o pneu e a superfície da estrada para proporcionar segurança e dirigibilidade.

Os sistemas de suspensão passiva, construídos de molas e amortecedores, têm sérias limitações, pois seus parâmetros têm de ser escolhidos para alcançar um determinado nível de compromisso de desempenho entre o isolamento da massa suspensa, o curso da suspensão e a variação da força de contato dos pneus na estrada, com uma larga variedade de condições de estrada (Savaresi et al., 2010).

As suspensões controláveis surgiram para resolver as limitações dos sistemas passivos e podem ser classificadas em duas configurações: suspensão ativa e suspensão semi-ativa. As suspensões ativas são capazes de armazenar, dissipar e introduzir energia no sistema, melhorando o desempenho do veículo no que diz respeito ao conforto e à segurança, contudo, com alto custo e elevado consumo de energia do atuador ativo. Já as suspensões semi-ativas fornecem um bom compromisso

entre custo e desempenho. Elas são compostas de elementos passivos e baseiam-se em amortecedores com coeficiente de amortecimento variável, que são relativamente baratos e precisam de energia adicional desprezível (Canale et al., 2006).

O desenvolvimento de novos materiais como atuadores e sensores e o avanço da computação possibilitaram o projeto de controladores mais robustos e adaptativos às variações temporais e/ou paramétricas da planta. Entre os atuadores semi-ativos, destacam-se aqueles baseados em fluidos magneto-reológicos (MR). Os amortecedores MR têm sido assunto de muitas publicações científicas nos últimos anos (Dyke et al., 1996; Lai and Liao, 2002; Silva de Lima, 2011; Cha et al., 2013), que têm mostrado o atuador MR como o melhor no controle de vibrações quando comparado aos amortecedores eletrohidráulicos e eletro-reológicos, devido principalmente às suas características de controle por corrente elétrica de baixa potência e baixos níveis de tensão elétrica, confiabilidade e estabilidade.

O problema de controle semi-ativo em sistemas de suspensões automotivas com amortecedores MR tem sido tratado por diversas abordagens durante as últimas três décadas. (Tusset, 2008) propôs uma associação de duas estratégias de controle - controle ótimo e lógica *fuzzy* - aplicada a um modelo não-linear de um quarto de veículo com amortecedor MR; (Zheng et al., 2011) desenvolveu um sistema de controle robusto para um

modelo de carro completo com sete graus de liberdade; um sistema de controle robusto com amortecedores MR foi desenvolvido por (Crivellaro, 2008) para veículos utilitários;

No entanto, tais estratégias não atacam diretamente as restrições físicas de passividade dos amortecedores MR. Uma abordagem interessante para solucionar esse problema é o controle preditivo baseado em modelo (*Model Predictive Control* - MPC). Nos trabalhos de (Canale et al., 2006), (Giorgetti et al., 2006) e (Torres, 2014), foram propostas estratégias de controle preditivo aplicadas a sistemas com amortecedores hidráulicos. Porém, apesar de considerarem as restrições de passividade, não consideram o comportamento dinâmico destes elementos. (Xu and Li, 2012) apresentaram o estudo teórico de uma estratégia de controle preditivo semi-ativo com amortecedores MR para reduzir as respostas de estruturas de construção civil excitadas sismicamente.

O objetivo deste trabalho é apresentar o projeto e análise de um controlador preditivo aplicado a um modelo linear de suspensão semi-ativa de um quarto de veículo, considerando a dinâmica não-linear do amortecedor MR e suas restrições. Tal sistema é projetado de forma a assegurar que o esforço de controle satisfaça as restrições físicas de passividade do amortecedor.

2 Modelo Matemático Linear para 1/4 de Veículo

Para a análise matemática do problema deste trabalho, considera-se o modelo de sistema de suspensão semi-ativa de um quarto de veículo representado por um sistema linear de dois graus de liberdade, ilustrado a Figura 1. Esta técnica de modelar apenas um quarto do veículo é encontrada em diversos autores como (Do et al., 2010; Paschoal, 2011; Yao et al., 2013), pois diminui significativamente o equacionamento que descreve o problema possibilitando estudar a correlação entre o conforto, segurança e o sistema de controle.

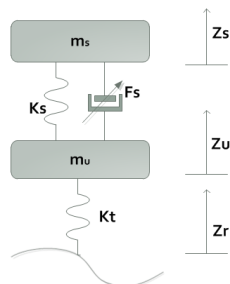


Figura 1: Modelo de suspensão semi-ativa para um quarto de veículo.

A carroceria do veículo é representada pela massa suspensa (m_s) que corresponde a um quarto da massa total que é ligada por uma mola de cons-

tante de rigidez k_s e por um amortecedor controlado por uma força de amortecimento semi-ativa F_s a uma massa não suspensa que representa o conjunto do eixo e roda (m_u). Finalmente, a massa não suspensa é ligada ao solo através de uma segunda mola, de constante k_t correspondente à rigidez do pneu. Os dois graus de liberdade do modelo são representados pelos deslocamentos verticais z_s (deslocamento da massa suspensa) e z_u (deslocamento da massa não suspensa). O sinal de entrada do sistema é a excitação de amplitude z_r dada pela irregularidade da pista.

A forma matricial no espaço de estados que descreve o modelo linear de um quarto de veículo com controle semi-ativo de suspensão tem a configuração dada pela Equação (1):

$$\dot{x} = A_c x + B_c u + E_c \dot{z}_r \quad (1)$$

Em que $u = F_s$ e x é o vetor de estados definido pela Equação (2):

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ z_u - z_r \\ \dot{z}_u \end{bmatrix} \quad (2)$$

sendo x_1 o deslocamento relativo da mola, x_2 a velocidade da massa suspensa, x_3 o deslocamento relativo do pneu e x_4 a velocidade da massa não suspensa.

E as matrizes constantes A_c , B_c e E_c são:

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & 0 & -\frac{k_t}{m_u} & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

$$E_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (5)$$

Os parâmetros físicos que caracterizam o veículo considerado neste trabalho foram os mesmos utilizados em (Paschoal, 2011). A Tabela 1 apresenta tais parâmetros.

Tabela 1: Parâmetros para o modelo de 1/4 de veículo (Paschoal, 2011).

Constante	Valor	Unidade
k_s	40000	N/m
k_t	190000	N/m
m_s	372	Kg
m_u	45	Kg

3 Amortecedores Magneto-reológicos

Amortecedores MR exploram as propriedades físicas dos fluidos magneto-reológicos que alteram a sua viscosidade, quando sujeita a um campo

magnético. A variação do coeficiente de amortecimento e, consequentemente, da força gerada pelo amortecedor é realizada ajustando-se a magnitude do campo magnético produzido por uma corrente ou tensão elétrica.

3.1 Modelo matemático

Como qualquer sistema real, o comportamento dinâmico dos amortecedores MR é não-linear e sua descrição matemática completa não é uma questão trivial. Um número significativo de modelos matemáticos, baseados em diferentes descrições de funções, tem surgido com o objeto de descrever o comportamento não-linear intrínseco destes dispositivos (Spencer et al., 1997).

O modelo de Bouc-Wen Modificado, porposto por (Spencer et al., 1997) e ilustrado na Figura 2, é um dos modelos mais flexíveis e numericamente tratável, descrevendo o comportamento de histerese no amortecedor.

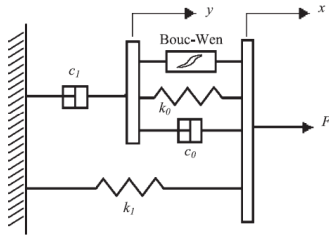


Figura 2: Modelo do amortecedor MR (Spencer et al., 1997).

O modelo fenomenológico é regido pelas seguintes equações:

$$c_1 \dot{y} = \alpha z + k_0(x - y) + c_0(\dot{x} - \dot{y}) \quad (6)$$

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x} - \dot{y}|z|z|^{n-1} - \beta(\dot{x} - \dot{y})|z|^n + \mu(\dot{x} - \dot{y}) \quad (7)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1}[\alpha z + c_0(\dot{x}) + k_0(x - y)] \quad (8)$$

$$F = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (9)$$

em que F é a força total do amortecedor, k_0 e k_1 são coeficientes de rigidez, $\dot{x}$ a velocidade relativa das extremidades do amortecedor, x_0 o deslocamento inicial, x a variável dependente, α um coeficiente de rigidez e z a variável de estado que representa uma variável interna do sistema.

A tensão de cisalhamento do fluido MR depende diretamente do campo magnético aplicado, de modo que assume-se que o coeficiente de rigidez α e os coeficientes de amortecimento viscoso c_0 e c_1 são funções que dependem de uma tensão elétrica, ν , aplicada na bobina do amortecedor. As seguintes relações podem ser propostas:

$$\alpha = \alpha(e) = \alpha_a \alpha_b e \quad (10)$$

$$c_1 = c_1(e) = c_{1a} + c_{1b}e \quad (11)$$

$$c_0 = c_0(e) = c_{0a} + c_{0b}e \quad (12)$$

$$\dot{e} = -\eta(e - \nu) \quad (13)$$

Os valores dos parâmetros do amortecedor MR empregado nas simulações computacionais realizadas neste trabalho foram obtidos a partir do trabalho de (Lai and Liao, 2002) e estão apresentados na Tabela 2

Tabela 2: Parâmetros do amortecedor MR (Lai and Liao, 2002).

Constante	Valor	Constante	Valor
c_{0a}	784 Ns/m	α_a	12441 N/m
c_{0b}	1803 Ns/Vm	α_b	38430 N/Vm
k_0	3610 N/m	γ	136320 m^{-2}
c_{1a}	14649 Ns/m	β	2059020 m^{-2}
c_{1b}	34622 Ns/Vm	μ	58
k_1	840 N/m	η	190 s^{-1}

Neste trabalho, o controle da força do amortecedor é realizado por meio da tensão aplicada à bobina. A determinação de tal tensão elétrica é realizada por meio de um mapa força-velocidade, que dá a dependência da força $u(t)$ em cada instante de tempo como uma função da tensão $\nu(t)$ e da velocidade relativa $v_{us}(t)$, Equação (14), isto é, $u(t) = u(v_{us})$ (Canale et al., 2006).

$$v_{us}(t) = \dot{z}_u - \dot{z}_s \quad (14)$$

A força $u(t)$ calculada pelo controlador deve satisfazer as restrições físicas do amortecedor, descritas pelo mapa força-velocidade mostrado na Figura 3. Tal mapa foi obtido a partir de simulações numéricas e, por razões de simplicidade, apenas as curvas máximas $u_{i,max}(v_{us})$ e mínimas $u_{i,min}(v_{us})$ são apresentadas.

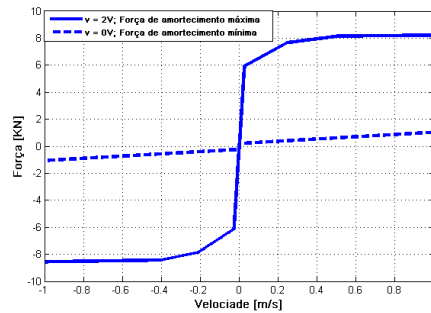


Figura 3: Mapa força-velocidade do amortecedor

A região delimitada pelas curvas de $\nu = 0V$ e $\nu = 2V$ estabelece o valor permissível para a força de controle que pode ser atuado pelo dispositivo amortecedor semi-ativo. Então, a estratégia de controle semi-ativo, a fim de assegurar a viabilidade das forças de suspensão, deve ser calculada para garantir a satisfação da restrição de passividade, conforme Equação (15):

$$u_{i,min}(v_{us}) \leq u \leq u_{i,max}(v_{us}) \quad (15)$$

4 Controle Semi-ativo

Neste trabalho, um sistema de controle semi-ativo é proposto, conforme diagrama de blocos ilustrado na Figura 4. A planta é o modelo de 1/4 de veículo de dois graus de liberdade excluindo o amortecedor MR, Equação (1). A parte de controle consiste em dois controladores em cascata. O controlador do sistema, objeto deste estudo, gera a força controlada desejada, F_s , enquanto que o controlador do amortecedor ajusta o nível de tensão para rastrear F_s . F_{mr} é a força de amortecimento gerada pelo amortecedor MR, definida pela Equação (9).

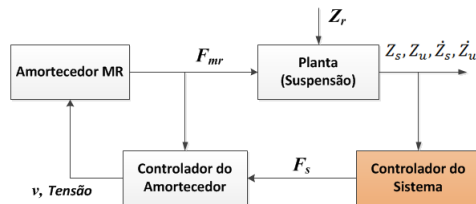


Figura 4: Diagrama de bloco do sistema de controle semi-ativo.

Um dos principais desafios na utilização de amortecedores MR é o desenvolvimento de um algoritmo de controle apropriado para controlar as forças de amortecimento. Por isso, o diagrama da Figura 4 é o mais utilizado na literatura (Tusset, 2008; Paschoal, 2011; Lam and Liao, 2001).

4.1 Controlador do Amortecedor: *Clipped-Optimal Control*

Uma variedade de algoritmos de controle tem sido usada em estudos recentes para controlar as forças de amortecimento de amortecedores MR (Dyke and Spencer Jr, 1997; Jansen and Dyke, 2000; Cha et al., 2013). Dentre os algoritmos de controle que não utilizam um modelo do amortecedor, um dos mais presentes na literatura, devido à sua simplicidade e desempenho, é *clipped-optimal control* ou controle grampeado (Paschoal, 2011). Esta estratégia foi proposta por (Dyke et al., 1996) e consiste em limitar ou grampear a força do amortecedor MR em determinadas condições, de modo que o amortecedor MR reproduza continuamente a força gerada por uma lei de controle ativa.

A representação matemática de ν em função de F_s e F_{mr} é dada pela Equação (16), em que $\text{sgn}()$ é a função sinal e para $\text{sgn}(F_s) \neq \text{sgn}(F_{mr})$, tem-se que $\nu = 0$.

$$\nu = \begin{cases} \nu_{max}, & F_s > F_{mr} \\ 0, & F_s \leq F_{mr} \end{cases}, \text{ se } \text{sgn}(F_s) = \text{sgn}(F_{mr}) \quad (16)$$

É importante notar que a voltagem determinada segundo a Equação (16) é descontínua no

tempo e seu valor se restringe ao intervalo $\nu = [0, \nu_{max}]$.

4.2 Controle Ótimo - LQR

O controle ótimo ou LQR (Regulador Linear Quadrático) vem sendo utilizado em diversos estudos de sistemas de suspensão ativa e semi-ativa (Tusset, 2008; Paschoal, 2011; Kumar and Vijayarangan, 2006) e, por isso, é utilizado neste trabalho para efeito de comparação com o MPC.

A representação em espaço de estados de tempo discreto é dada pela Equação (17), sendo $T_s = 10ms$ o período de amostragem utilizado. O método de discretização utilizado foi o segurador de ordem zero e as matrizes A , B e E foram obtidas a partir da função `c2d()` do MATLAB.

$$x_{k+1} = Ax_k + Bu_k + Fz_k^T \quad (17)$$

A lei de controle do LQR é obtida a partir do modelo matemático do sistema (17) e definida por (18):

$$u_k = -Kx_k \quad (18)$$

em que $K \in \mathbb{R}^{p \times n}$ é vetor de ganhos de realimentação.

A função custo que deve ser minimizada de forma a limitar a energia dos estados e da ação de controle é dada pela Equação (19) (Kuo, 1980):

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (x_k^T Q x_k + u_k^T R u_k) \quad (19)$$

O funcional de custo para determinação do vetor K deve ser função das grandezas a serem minimizadas, conforme Equação (20).

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} \sigma_5(\ddot{z}_k^s)^2 + \sigma_1(x_{1k})^2 + \sigma_2(x_{2k})^2 + \sigma_3(x_{3k})^2 + \sigma_4(x_{4k})^2 \quad (20)$$

Devido ao fato que os requisitos de conforto e segurança são objetivos conflitantes, o peso para a ponderação σ_i pode ser sintonizado para obter um compromisso satisfatório de desempenho. As matrizes Q e R foram definidas como:

$$Q = \begin{bmatrix} 12000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ e } R = 7.10^{-6} \quad (21)$$

4.3 Controlador do Sistema: MPC

O MPC é a estratégia de controle proposta neste trabalho como controlador do sistema. Por ser uma estratégia que considera as restrições no problema de controle, o MPC parece ser a técnica mais adequada capaz de tratar as restrições físicas de passividade dos amortecedores MR, podendo

aumentar o desempenho dos sistemas semi-ativos que utilizam tais dispositivos.

De forma semelhante ao LQR, o controle preditivo semi-ativo é obtido através da minimização de um funcional de custo, que pondera as grandezas físicas a serem atenuadas pelo controlador. O objetivo é encontrar uma lei de controle que otimize o desempenho do veículo em termos de conforto e segurança, sujeita às restrições de passividade apresentada na Figura (3) e à equação dinâmica, representada pela Equação (17). As especificações de desempenho podem ser incluídas na função custo. Ao definir o horizonte de predição H_p , o horizonte de controle H_c e as matrizes positivas definidas $Q = Q^T > 0$ e $R = R^T > 0$, a função de custo J pode ser expressa por uma função quadrática dada pela equação (22):

$$J = \sum_{j=1}^{H_p} \|\hat{x}_{k+j|k}\|_Q^2 + \sum_{j=0}^{H_c-1} \|\hat{u}_{k+j|k}\|_R^2 \quad (22)$$

Em que $\hat{x}_{k+j|k}$ denota o estado estimado pelo modelo apresentado na equação (1), dada a sequência de entradas $u_{k|k}, \dots, u_{k+j-1|k}$ e o estado inicial $x_{k|k} = x_k$, $U = [u_{k|k}, \dots, u_{k+j|k}]^T$ é o vetor de controles futuros para ser otimizado. Se $H_c < H_p$, $u_{k+j|k} = u_{k+H_c-1|k}$, $j = H_c + 1, \dots, H_p$.

A medida padrão para avaliar as características de conforto de condução é a aceleração da massa suspensa $\ddot{z}_s$, enquanto no desempenho em segurança (dirigibilidade e estabilidade) as forças trocadas entre o pneu e na estrada que dependem da deflexão do pneu ($z_u - z_r$) são geralmente considerados. Assim, a lei de controle MPC foi obtida minimizando função custo apresentada na equação 23, considerando a restrição da força de controle delimitada pelas curvas da Figura 3.

$$J = \sum_{j=1}^{H_p} \sigma_5 (\ddot{z}_{k+j|k}^s)^2 + \sigma_1 (x_{1k+j|k})^2 + \sigma_2 (x_{2k+j|k})^2 + \sigma_3 (x_{3k+j|k})^2 + \sigma_4 (x_{4k+j|k})^2 \quad (23)$$

Dada a representação em espaço de estados introduzida pela Equação (17), a função de custo dada pela equação (23) pode ser expressa sob a forma apresentada em (22) por uma definição apropriada de matrizes Q e R . Utilizando a função *quadprog* do MATLAB, calcula-se o controle que minimiza (23), sendo $H_p = 18$ e $H_c = 4$.

As matrizes Q e R foram definidas iguais às matrizes do LQR de forma a obter uma comparação dos controladores, considerando sintonias semelhantes.

5 Resultados e Discussões

A fim de analisar o desempenho dos controladores MPC e LQR, realizou-se simulações no *software*

MATLAB/SIMULINK, com o método de integração ODE45. Para realização de tais simulações, uma excitação do tipo buraco descrita pela Equação (24) é utilizada, como mostrado na Figura 5.

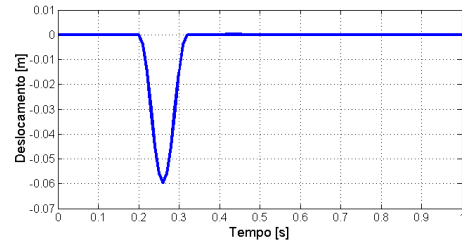


Figura 5: Perfil de estrada do tipo buraco.

$$w(t) = \begin{cases} V \frac{h}{2L} (\cos(\frac{2\pi V t}{L}) - 1), & t_0 \leq t \leq \frac{L}{V} \\ 0, & \text{caso contrario} \end{cases} \quad (24)$$

sendo $V = 30 \text{ Km/h}$ a velocidade do veículo, $h = 0,06 \text{ m}$ a altura e $L = 1 \text{ m}$ o comprimento do buraco.

O amortecedor MR pode ser usado como um dispositivo de controle passivo, abrindo-se a malha e excluindo-se os controladores do sistema e do amortecedor, sendo chamado de Passivo Off quando a tensão elétrica aplicada for constante e nula. Quando a tensão aplicada é constante e diferente de zero, tem-se o caso Passivo On. Assim, para o amortecedor em estudo, 0 V e 2 V (tensão máxima) são aplicados para os casos Passivo Off e Passivo On, respectivamente (Lai and Liao, 2002).

As Figuras 6 a ?? apresentam a resposta do sistema à excitação buraco. A aceleração e deslocamento da massa suspensa são medidas de conforto do passageiro. O deslocamento da massa não suspensa e o espaço de trabalho ($z_s - z_u$) são medidas de segurança e dirigibilidade.

Embora a amplitude de aceleração dos sistemas com controle LQR e controle MPC tenha sofrido aumento, a amplitude de deslocamento e o tempo de assentamento foram reduzidos, quando comparados com o sistema Passivo Off. Observa-se que o sistema Passivo Off não atenua as oscilações. Já no caso Passivo On, verifica-se uma forte atenuação das oscilações, porém ao custo de atingir elevada amplitude de aceleração.

Pode-se observar que o controle MPC reduziu as amplitudes de deslocamento da massa não suspensa e de deslocamento do espaço de trabalho do amortecedor, quando comparado com os sistemas LQR e Passivo Off, melhorando o desempenho em segurança e dirigibilidade, uma vez que um menor espaço de trabalho aumenta a aderência do pneu com o solo.

A Tabela 3 apresenta os níveis RMS de $\ddot{z}_s$, z_s , $z_s - z_u$ e ν , mostrando mais uma vez que $\ddot{z}_s$ e z_s podem ser reduzidos de forma eficaz usando amortecedor MR com controle semi-ativo.

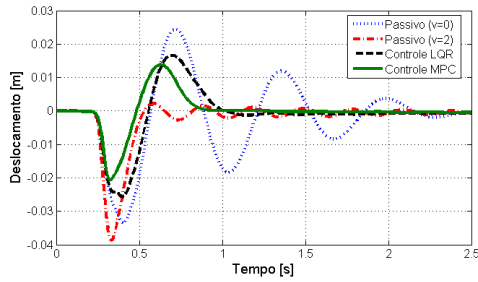


Figura 6: Deslocamento da massa do eixo e roda.

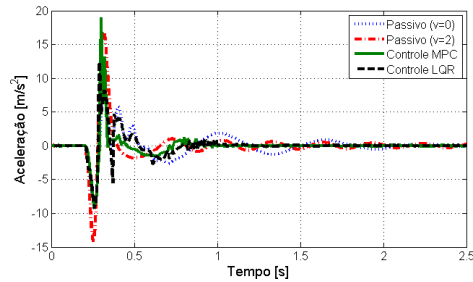


Figura 7: Aceleração da massa da carroceria para excitação buraco.

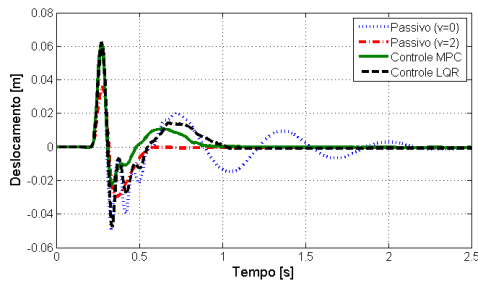


Figura 8: Espaço de trabalho do amortecedor para excitação buraco.

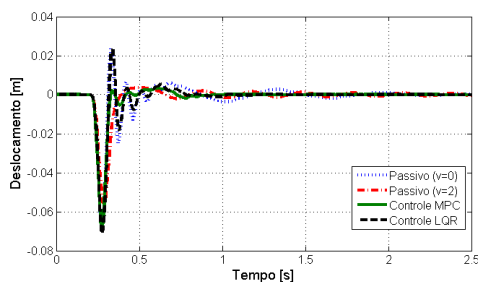


Figura 9: Deslocamento da massa do eixo e da roda para excitação buraco.

Apesar de apresentar uma maior redução da amplitude do espaço de trabalho em comparação aos demais sistemas, o sistema Passivo On gerou uma variação da aceleração RMS cerca de 1,5 vezes $\ddot{z}_s$ do caso Passivo Off e não atenuou rapidamente as oscilações de z_s , resultando em uma maior sensação de desconforto dos ocupantes do veículo.

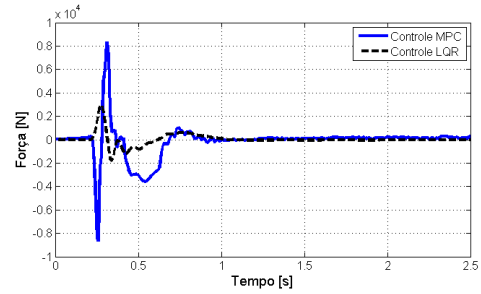


Figura 10: Forças geradas pelos controladores LQR e MPC.

Na Figura 10, pode-se observar as forças geradas pelas leis de controle LQR e MPC. Verifica-se que o controle MPC respeitou as restrições de força.

Tabela 3: Valores RMS de $\ddot{z}_s$, z_s , $z_s - z_u$ e ν .

	$\ddot{z}_s$	z_s	$z_s - z_u$	ν
Passivo Off	1,81	0,012	0,013	0
Passivo On	2,73	0,008	0,007	2
Controle LQR	1,83	0,008	0,011	1,24
Controle MPC	1,93	0,005	0,009	0,86

A partir dos resultados apresentados, verifica-se que o sistema semi-ativo MPC apresentou melhor desempenho de conforto, pois possui um tempo de assentamento mais curto, e um bom desempenho de segurança, uma vez que reduziu a amplitude do espaço de trabalho. Além disso, o consumo de energia do sistema MPC é menor que a dos sistemas LQR e Passivo On.

6 Conclusões

Foi proposta uma abordagem de controle baseada em técnicas MPC para um sistema de suspensão semi-ativa com amortecedor MR, considerando as restrições físicas do amortecedor. A fim de mostrar a eficácia do controlador proposto, foi apresentada a comparação do desempenho dos sistemas Passivo On, Passivo Off e semi-ativo com controle LQR. Testes de simulação foram executados no modelo linear de um quarto de veículo, Equação (17).

Os resultados das simulações mostraram que o uso de controle preditivo aumenta o desempenho de conforto, melhorando significativamente as características de segurança e dirigibilidade de suspensões semi-ativas com amortecedor MR para o perfil de estrada considerado, além de reduzir a tensão aplicada ao amortecedor e, conseqüentemente, o consumo de energia.

Agradecimentos

Os autores agradecem à CAPES pelo auxílio financeiro concedido.

Referências

- Canale, M., Milanese, M. and Novara, C. (2006). Semi-active suspension control using "fast" model-predictive techniques, *Control Systems Technology, IEEE Transactions on* **14**(6): 1034–1046.
- Cha, Y.-J., Zhang, J., Agrawal, A. K., Dong, B., Friedman, A., Dyke, S. J. and Ricles, J. (2013). Comparative studies of semiactive control strategies for mr dampers: pure simulation and real-time hybrid tests, *Journal of Structural Engineering* **139**(7): 1237–1248.
- Crivellaro, C. (2008). *Controle robusto de suspensão semi-ativa para caminhonetes utilizando amortecedores magneto-reológicos*, PhD thesis, Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Do, A.-L., Sename, O. and Dugard, L. (2010). An lpv control approach for semi-active suspension control with actuator constraints, *American Control Conference (ACC), 2010*, IEEE, pp. 4653–4658.
- Dyke, S. and Spencer Jr, B. (1997). A comparison of semi-active control strategies for the mr damper, *Intelligent Information Systems, 1997. IIS'97. Proceedings*, IEEE, pp. 580–584.
- Dyke, S., Spencer Jr, B., Sain, M. and Carlson, J. (1996). Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction, *Smart materials and structures* **5**(5): 565.
- Giorgetti, N., Bemporad, A., Tseng, H. E. and Hrovat, D. (2006). Hybrid model predictive control application towards optimal semi-active suspension, *International Journal of Control* **79**(05): 521–533.
- Jansen, L. M. and Dyke, S. J. (2000). Semiactive control strategies for mr dampers: comparative study, *Journal of Engineering Mechanics* **126**(8): 795–803.
- Kumar, M. S. and Vijayarangan, S. (2006). Design of lqr controller for active suspension system, *Indian journal of engineering and materials sciences* **13**(3): 173.
- Kuo, B. C. (1980). *Digital Control Systems*, Holt, Rinehart and Winston.
- Lai, C. Y. and Liao, W.-H. (2002). Vibration control of a suspension system via a magnetorheological fluid damper, *Journal of Vibration and Control* **8**(4): 527–547.
- Lam, H. F. and Liao, W.-H. (2001). Semi-active control of automotive suspension systems with magnetorheological dampers, *SPIE's 8th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials*, International Society for Optics and Photonics, pp. 125–136.
- Paschoal, E. F. (2011). *Controle semi-ativo de vibrações usando lógica nebulosa e fluido magnetoreológico*, Dissertação (mestrado), Universidade Estadual Paulista (UNESP), Ilha Solteira.
- Rao, M., Ram, T., Purushottam, A. et al. (2010). Analysis of passive and semi active controlled suspension systems for ride comfort in an omnibus passing over a speed bump., *International Journal of Research & Reviews in Applied Sciences* **5**(1).
- Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O. and Dugard, L. (2010). *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Elsevier.
- Silva de Lima, A. (2011). *Identificação Experimental de um Sistema Magneto-reológico*, PhD thesis, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- Spencer, B., Dyke, S., Sain, M. and Carlson, J. (1997). Phenomenological model for magnetorheological dampers, *Journal of engineering mechanics*.
- Torres, T. R. (2014). *Controle Preditivo Aplicado a uma Suspensão Veicular Semi-ativa*, Monografia (especialização), Faculdade de Tecnologia SENAI CIMATEC, Salvador.
- Tusset, Â. M. (2008). *Controle Ótimo Aplicado em Modelo de Suspensão Veicular Não-linear Controlada através de Amortecedor Magneto-reológico*, PhD thesis, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.
- Xu, L.-h. and Li, Z.-x. (2012). Semi-active predictive control strategy for seismically excited structures using mrf-04k dampers, *Journal of Central South University* **19**: 2496–2501.
- Yao, J.-l., Shi, W.-k., Zheng, J.-q. and Zhou, H.-p. (2013). Development of a sliding mode controller for semi-active vehicle suspensions, *Journal of Vibration and Control* **19**(8): 1152–1160.
- Zheng, L., Li, Y.-n. and Chen, B.-k. (2011). A new semi-active suspension control strategy through mixed h_∞/h_2 robust technique, *Journal of Central South University of Technology* **18**: 444–450.