



# CONTROLE PREDITIVO EM SUSPENSÕES AUTOMOTIVAS SEMI-ATIVAS

Tiago Rodrigues Torres<sup>1</sup> e Juliana Teixeira Pains Oliveira<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Faculdade de Tecnologia SENAI CIMATEC

E-mails: [tiago.torres@fieb.org.br](mailto:tiago.torres@fieb.org.br), [juliana.oliveira@fieb.org.br](mailto:juliana.oliveira@fieb.org.br)

## RESUMO

O problema considerado neste artigo é o projeto e análise de uma estratégia de controle para uma suspensão automotiva semi-ativa utilizando controle preditivo baseado em modelo (MPC – *Model-Predictive Control*). A lei de controle usando técnicas preditivas objetiva otimizar o desempenho em conforto, segurança e dirigibilidade da suspensão minimizando uma função custo quadrática, assegurando que a magnitude das forças calculadas pela lei de controle satisfaça às restrições físicas de passividade do amortecedor. Um modelo de um quarto de veículo com 2 graus de liberdade é utilizado e o desempenho do controle proposto para o sistema de suspensão semi-ativa é investigado através de simulações no MATLAB/SIMULINK e comparado com o desempenho da suspensão passiva e da suspensão ativa com a técnica de controle LQR (*Linear Quadratic Regulator*). Os resultados de simulações mostraram que o desempenho de conforto e a segurança de suspensões semi-ativas aumentaram com o uso do controle preditivo proposto.

## 1. INTRODUÇÃO

Ao longo do século XX, desde o surgimento dos veículos automotivos, grandes avanços nas tecnologias empregadas na indústria automotiva foram atingidos. A dinâmica dos veículos mostrava-se cada vez mais importante no projeto do veículo e estudos específicos relacionados à dinâmica de veículos automotivos surgiram tornando esta disciplina indispensável para os engenheiros automotivos [1]. 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 automóvel [2].

O projeto do sistema de suspensão é uma tarefa desafiadora para os projetistas de automóveis, tendo em vista a existência de vários parâmetros de controle, objetivos complexos e conflitantes. 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 [3]. Os sistemas de suspensão passivos, 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. Isto motiva extensas pesquisas em sistemas de suspensão ativa e semi-ativos [4].

As suspensões ativas têm a capacidade de armazenar, dissipar e introduzir energia no sistema, melhorando o desempenho do veículo no que diz respeito ao conforto e à segurança. Por outro lado, o alto consumo de energia do atuador ativo para exercer a ação de controle e a complexidade dos equipamentos necessários para sua concepção levam a um aumento dos custos do sistema, estando estes disponíveis, atualmente, apenas em veículos de luxo. Para reduzir a complexidade e o custo, surge o conceito de suspensão semi-ativa, que faz uso de amortecedores que podem variar o coeficiente de amortecimento [4].

As suspensões semi-ativas fornecem um bom compromisso entre custo e desempenho. De um lado, elas são compostas de elementos passivos e baseiam-se em amortecedores com coeficiente de amortecimento variável, que são conhecidos por serem relativamente barato uma vez que precisam de energia adicional desprezível [4]. Atualmente, suspensões semi-ativas possuem uma série de atividades de pesquisa acadêmica e industrial e são amplamente utilizadas na indústria automobilística por causa das vantagens citadas, além do pequeno peso e volume e bom desempenho [5].

O problema de controle para sistemas de suspensão semi-ativa tem sido tratado por diversas abordagens durante as últimas três décadas. Um dos primeiros métodos de controle a ser aplicado em veículos comerciais é o controle *Skyhook*, desenvolvido por D. Karnopp, que apresenta uma melhora no conforto, mas é limitado quanto à dirigibilidade e segurança [6]. O controle linear quadrático (LQ) pode proporcionar conforto e melhoria da segurança e dirigibilidade nas estradas, mas exige a medição completa através de sensores ou estimativa dos estados utilizando observadores de estados [5]. No trabalho realizado por [4], foi proposto um sistema semi-ativo utilizando estratégia de controle “Fast” MPC (*Fast Model-Predictive Control* - FMPC). A análise comparativa entre o FMPC e duas técnicas de controle bem estabelecidas em suspensões semi-ativas, tais como *Skyhook* e *Clipped Optmal*, foi realizada e verificou-se o melhor desempenho do FMPC.

Assim, 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. Quanto ao índice de desempenho a ser otimizado no projeto de controle, o objetivo principal em um sistema de controle de suspensão é para aumentar o desempenho em conforto e segurança.

O objetivo deste trabalho é apresentar o projeto e análise de uma estratégia de controle preditivo baseado em modelo (MPC) para uma suspensão automotiva semi-ativa. Tal sistema foi projetado de forma a assegurar que o esforço de controle satisfaça as restrições de passividade do amortecedor. É um fato bem conhecido, segundo [1] e [4], que o cálculo de tais leis de controle preditivo é uma tarefa crucial em todas as aplicações de MPC para sistemas com dinâmica rápida, devido ao fato de que um problema de otimização tem que ser resolvido em tempo real, ocasionando um alto custo de processamento. No entanto, com os avanços alcançados nos últimos anos nas áreas de microeletrônica e dos computadores digitais, o custo computacional não é mais empecilho para a utilização desta técnica de controle em suspensões. O



desempenho do MPC proposto foi comparado com o sistema passivo e o sistema ativo com controle LQR cujos resultados são apresentados em [1]. De modo a investigar os resultados obtidos pelo controlador preditivo proposto, um modelo de um quarto de veículo foi usado, como adotado em [1]. Este modelo forneceu resultados de simulação bastante precisos de um carro de passeio equipado com controle de amortecimento contínuo.

## 2. METODOLOGIA

Este trabalho teve como base de estudos os trabalhos apresentados em [1] e [4]. Com o intuito de analisar o controlador MPC proposto e comparar com os sistemas ativo e passivo, desenvolveu-se a programação necessária para implementação de um modelo de um quarto de veículo de dois graus de liberdade no *software* MATLAB que interage com os sistemas passivo, semi-ativo e ativo desenvolvidos em diagrama de blocos no *software* SIMULINK.

Do ponto de vista do sistema, existem dois tipos de perturbações em um veículo: perturbações de pista (lombadas, irregularidades da pista em altas velocidades, etc.) e perturbações de carga (acelerações, desacelerações, freadas, etc.) [2]. Neste trabalho, foi analisado o comportamento do sistema associado às perturbações de pista.

As simulações realizadas no MATLAB/SIMULINK utilizam perfis de estrada padrão empregados em testes industriais, tais como rampa, lombada, buracos e perfis aleatórios, conforme apresentado em [1], [4] e [5]. Neste trabalho, são apresentados os resultados de simulação para rampa.

### 2.1 Formulação do Problema

Para a análise matemática do problema deste trabalho, considera-se um modelo de sistema de suspensão de um quarto de veículo representado por um sistema linear de dois graus de liberdade. Esta técnica de modelar apenas um quarto do veículo é encontrada em diversos autores como [1], [2], [7], [8], pois mostra claramente o deslocamento vertical da carroceria, da roda e as relações entre o sistema e a estratégia de controle proposta, possibilitando estudar a correlação entre o conforto, segurança e o sistema de controle. Além disso, segundo [8], este modelo diminui significativamente o equacionamento que descreve o problema.

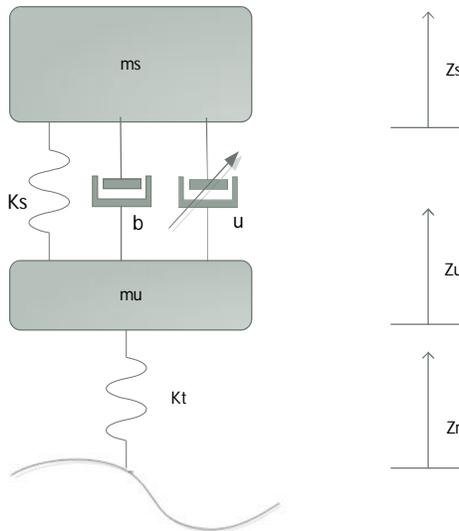


Figura 20: Modelo de uma suspensão semi-ativa para um quarto de veículo.

O modelo do sistema de suspensão semi-ativa é mostrado na Figura 20. A carroceria do veículo é representada pela massa suspensa ( $m_s$ ) igual a um quarto da massa total que é ligada por uma mola de rigidez constante  $k_s$  e por um amortecedor de coeficiente de amortecimento estático  $b$  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 perturbação de amplitude  $z_r$  dada pela irregularidade da pista, como mostrado em [1].

Em sistemas de suspensões semi-ativas, a força do amortecedor é apresentada na equação (1).

$$u(t) = \beta(t) \cdot (\dot{z}_u(t) - \dot{z}_c(t)) \quad (1)$$

em que o coeficiente de amortecimento  $\beta(t)$  é variável e maior que zero, como apresentado em [4]. Amortecimento variável pode ser obtido de muitas maneiras diferentes, hoje existem três principais tecnologias disponíveis, que permitem uma rápida modificação da taxa de amortecimento de um amortecedor controlada eletronicamente: amortecedores eletro-hidráulicos (EH), amortecedores eletro-reológicos e amortecedores magneto-reológicos [7].

Devido a ser a tecnologia mais difundida e barata, os amortecedores eletro-hidráulicos convencionais (amortecedores de orifício variável) foram utilizados neste trabalho. Neste tipo de amortecedor, um fluido escoar através de válvulas solenoides. Em particular, as válvulas de abertura podem ser acionadas eletronicamente por um sinal de corrente  $i(t)$ . A determinação de tal corrente de condução é realizada por meio de um "mapa força-corrente", que dá a dependência da força  $u(t)$  em cada instante de tempo como uma função da corrente  $i(t)$  e da velocidade relativa como apresentado na equação (2), isto é,  $u = u_i(v_{wc})$  [4].

$$v_{wc}(t) = \dot{z}_u(t) - \dot{z}_c(t) \quad (2)$$

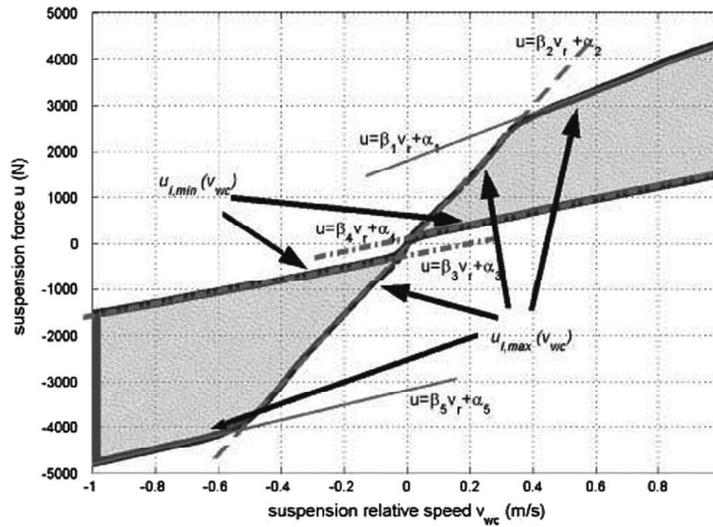


Figura 21: Mapa do amortecedor. Fonte: [4].

Na Figura 21, o comportamento de um mapa típico força-corrente para um amortecedor hidráulico comercial é mostrado. Por razões de simplicidade, apenas as curvas máximas e mínimas são apresentadas. Observando a Figura 21, pode ser visto que as linhas retas representam equações cartesianas, tais linhas definem a região sombreada que 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 (3) [4]:

$$u_{i,\min}(v_{wc}) \leq u \leq u_{i,\max}(v_{wc}) \quad (3)$$

A restrição de passividade pode ser escrita de forma mais detalhada, conforme conjunto de equações (4), sendo  $\beta_i > 0$  e  $\alpha_i$ , para  $i = 1, \dots, 5$ .

O conjunto de equações (4) apresenta a restrição de passividade de forma mais detalhada, conforme a Figura 21, sendo  $\beta_i > 0$  e  $\alpha_i$ , para  $i = 1, \dots, 5$ .

$$(4) \quad \begin{cases} \text{Se } v_{wc} \geq 0 & \begin{cases} u \leq \beta_1 v_{wc} + \alpha_1 \\ u \leq \beta_2 v_{wc} + \alpha_2 \\ u \geq \beta_4 v_{wc} + \alpha_4 \end{cases} \\ \text{Se } v_{wc} < 0 & \begin{cases} u \leq \beta_3 v_{wc} + \alpha_3 \\ u \geq \beta_2 v_{wc} + \alpha_2 \\ u \geq \beta_5 v_{wc} + \alpha_5 \end{cases} \end{cases}$$

Por ser uma estratégia que considera as restrições no problema de controle, o MPC parece ser a técnica mais adequada capaz de lidar com o projeto de controle responsável por ambas as restrições de passividade e evolução dinâmica de variáveis envolvidas (acelerações, velocidades e posições).

## 2.2 Controle de Suspensão Semi-ativa Usando MPC

Para o projeto do controlador preditivo, é necessário obter o modelo do sistema a ser controlado. Como a lei de controle MPC é linear, obteve-se um modelo linear do sistema de suspensão. O comportamento dinâmico do sistema da Figura 20 é dado por um sistema de equações diferenciais obtidas a partir da aplicação da segunda Lei de Newton a cada uma das massas apresentadas nas equações (5) e (6), como apresentado em [1] e [7]:

$$m_s \ddot{z}_s = -b(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + u \quad (5)$$

$$m_u \ddot{z}_u = b(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) - u \quad (6)$$

A forma matricial no espaço de estados tem a configuração apresentada na equação (7):

$$\dot{x} = A_c x + F_c u + B_c \dot{z}_r \quad (7)$$

Em que o vetor de estados  $x$  é dado pela equação (8), como apresentado em [1]:

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_s - z_u \\ \dot{z}_s \\ z_u - z_r \\ \dot{z}_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{deflexão da suspensão} \\ \text{velocidade da massa suspensa} \\ \text{deflexão do pneu} \\ \text{velocidade da massa não - suspensa} \end{bmatrix} \quad (8)$$

E as matrizes constantes  $A_c$ ,  $F_c$  e  $B_c$  são representadas pelas equações (9), (10) e (11):

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b}{m_s} & 0 & \frac{b}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b}{m_u} & -\frac{k_r}{m_u} & -\frac{b}{m_u} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$F_c = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}^T$$

(10)

$$B_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T$$

(11)

Como o MPC é uma estratégia de controle em tempo discreto, fez-se necessário a discretização do modelo da suspensão para o desenvolvimento do controlador proposto. Utilizando a função *c2d()* do MATLAB e um período de amostragem  $T_s = 10$  ms, obteve-se um modelo discreto no tempo no espaço de estados como apresentado na equação (12):

$$x(k+1) = Ax(k) + Fu(k) + Bz_r(k)$$

(12)

O objetivo é encontrar uma lei de controle que otimize o desempenho do veículo em termos de conforto e segurança, sujeita à restrição passividade apresentada na equação (4) e à equação dinâmica, representada pela equação (7). 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  $Q = Q^T > 0$ ,  $R = R^T > 0$ ,  $N = N^T > 0$  e, a função de custo  $J$  pode ser expressa por uma função quadrática dada pela equação (13):

$$J(U, x(k/k), H_p, H_c) = \sum_{i=1}^{H_p} \left( x(k+i/k)^T Q x(k+i/k) + 2x(k+i/k)^T N u(k+i/k) \right) + \sum_{i=0}^{H_c-1} u(k+i/k)^T R u(k+i/k)$$

(13)

Em que  $x(k+i/k)$  denota o estado estimado pelo modelo apresentado na equação (7), dada a sequência de entradas  $u(k/k), \dots, u(k+i-1/k)$  e o estado inicial  $x(k/k) = x(k)$ ,  $U = [u(k/k), \dots, u(k+i-1/k)]^T$  é o vetor de controles futuros para ser otimizado. Se  $H_c < H_p$ ,  $u(k+i-1/k) = u(k+H_c-1/k)$ ,  $i = H_c+1, \dots, H_p$ .

A restrição de passividade pode ser escrita como inequações lineares sobre o esforço de controle  $u$  e as variáveis de estado do sistema  $x$ , substituindo a equação (14) na equação (4), sendo  $G = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$  e  $i = 0, \dots, H_c-1$ .

$$v_{wc} = G \cdot x(k+i/k)$$

(14)

### 2.3 Projeto do Controlador

Para efeito de comparação, os parâmetros físicos que caracterizam o veículo considerado e o controlador LQR utilizado para simular o sistema de suspensão ativa foram os mesmos utilizados em [1]. A Tabela 2 apresenta os parâmetros:

Tabela 2: Parâmetros físicos do veículo. Fonte: [1]

Constante	Valor	Unidade
$k_s$	16000	N/m
$k_t$	160000	N/m
$m_s$	240	Kg
$m_u$	36	Kg
$b$	1250	N.s/m

A restrição de passividade para o amortecedor considerado é dada pela equação (15), como apresentado em [4]:

$$\begin{aligned}
 \text{Se } v_{wc} \geq 0 & \begin{cases} u \leq 1480v_{wc} + 2852 \\ u \leq 3400v_{wc} + 1700 \\ u \leq 13500v_{wc} \\ u \geq 1500v_{wc} - 540 \\ u \geq 600v_{wc} \end{cases} \\
 \text{Se } v_{wc} < 0 & \begin{cases} u \leq 600v_{wc} \\ u \geq 1000v_{wc} + 400 \\ u \geq 13500v_{wc} \\ u \geq 3000v_{wc} - 970 \\ u \geq 1200v_{wc} - 2050 \end{cases}
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

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 (16):

$$J = \sum_{i=1}^{H_p} \rho_5 (\ddot{z}_s(k+i/k))^2 + \rho_1 (x_1(k+i/k))^2 + \rho_2 (x_2(k+i/k))^2 + \rho_3 (x_3(k+i/k))^2 + \rho_4 (x_4(k+i/k))^2
 \tag{16}$$

Devido ao fato que os requisitos de conforto e segurança são objetivos conflitantes, o peso para a ponderação  $\rho_i$  pode ser sintonizado para obter um compromisso satisfatório de desempenho. Dada a representação em espaço de estados introduzida pela equação (7), a função de custos dada pela equação (16) pode ser expressa sob a forma apresentada em (13) por uma definição apropriada de matrizes  $Q$ ,  $R$  e  $N$ . Utilizando a função *quadprog* do MATLAB, calcula-se o controle que minimiza (11), sendo  $H_p = 17$  e  $H_c = 3$ .

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A fim de analisar o desempenho do controlador proposto e comparar com as suspensões passiva e ativa, realizou-se simulações no MATLAB/SIMULINK. Para realização de tais simulações, algum tipo de excitação externa, ou seja, uma perturbação é necessária. Uma descrição complexa da excitação externa não é o objetivo deste trabalho. Portanto, uma excitação do tipo rampa é utilizada, como mostrado na Figura 22

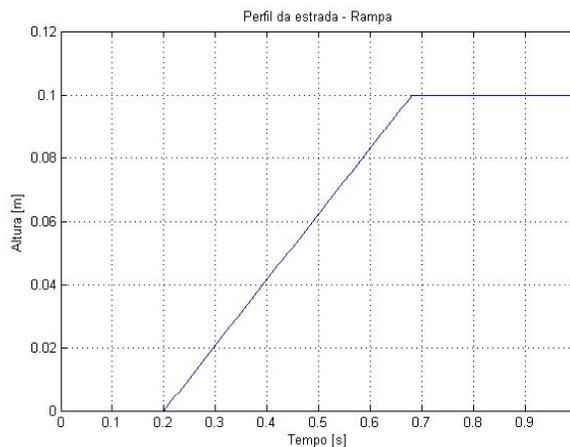


Figura 22: Perfil de estrada - Rampa.

Excitações do tipo rampa são bastante utilizadas nas simulações de sistemas de suspensão. Elas proporcionam melhores condições de integração e também traduzem a tendência de estabilidade do sistema. A expressão matemática da rampa é simples, conforme equação (17):

$$A = \begin{cases} 0, & t \leq t_0 \\ at, & t > t_0 \end{cases} \quad (17)$$

Em que  $a$  é uma constante dada pela equação (18):

$$a = V \cdot \frac{h}{L} \quad (18)$$

Sendo  $V$  a velocidade do veículo,  $h$  a altura da rampa e  $L$  o comprimento desta. No modelo bi-linear, conforme equação (7), a entrada deve ser a derivada do sinal. No caso da rampa, tem-se um degrau e o sinal caracteriza-se como um degrau de altura numericamente igual à inclinação da rampa e com duração igual à da rampa,  $L/V$ . Nesta excitação, o comprimento, a altura da rampa, e a velocidade de aproximação do modelo são valores constantes:  $L = 3$  m,  $h = 0,1$  m e  $V=30$  Km/h.

As Figuras

Figura 23 e Figura 24 apresentam a resposta do sistema à excitação rampa. A aceleração e deslocamento da massa suspensa são medidas de conforto do passageiro. A velocidade de deslocamento do pistão ( $\dot{z}_s - \dot{z}_u$ ) e o espaço de trabalho ( $z_s - z_u$ ) são medidas de segurança e dirigibilidade.

Na

Figura 23, pode-se observar o deslocamento e a aceleração da carroceria. Verifica-se que os sistemas ativo e semi-ativo reduziram o pico positivo e o tempo de acomodação do deslocamento da massa suspensa, Figura 23(a), e obtiveram picos de aceleração de aproximadamente 5% e 10% a mais que o passivo, respectivamente, mas o tempo de acomodação é mais rápido, estabilizando em 1,5 s, enquanto o passivo estabiliza em 2.5s (vide Figura 23(b)).

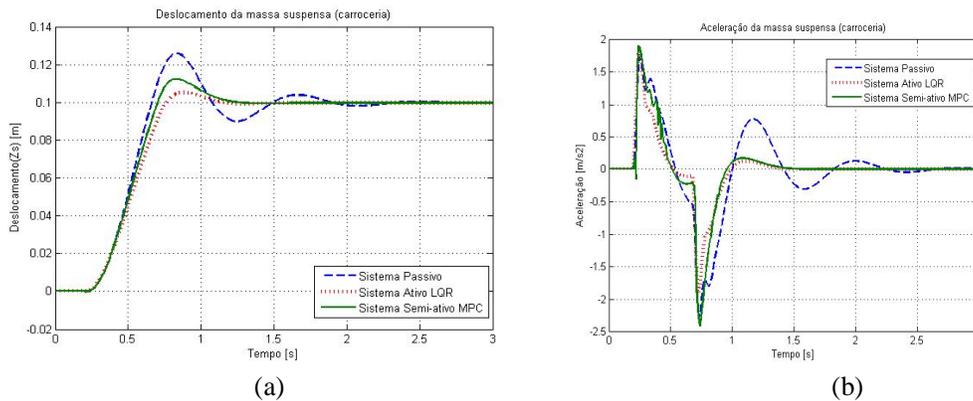


Figura 23: (a) Deslocamento da carroceria; (b) Aceleração da carroceria.

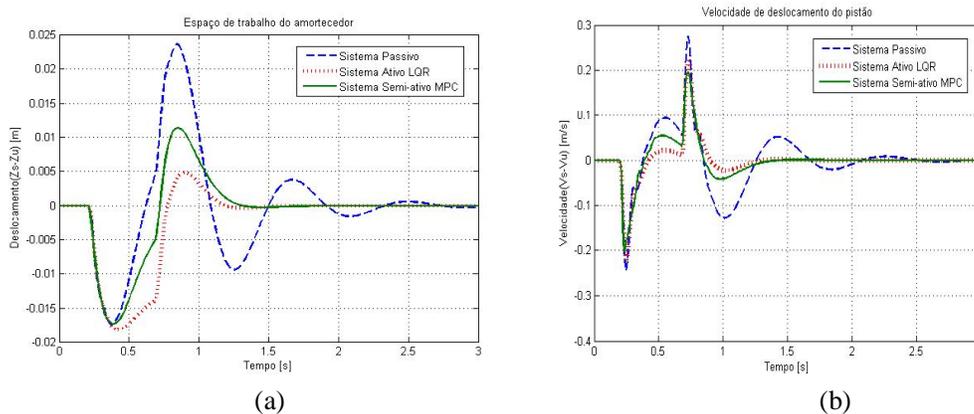


Figura 24: (a) Espaço de trabalho; (b) Velocidade de deslocamento do pistão.

A Figura 24 apresenta o espaço de trabalho do amortecedor e a velocidade de deslocamento do pistão. Verifica-se que os sistemas ativo e semi-ativo reduziram a amplitude e o tempo de acomodação do espaço de trabalho da velocidade do pistão, melhorando o desempenho em segurança e dirigibilidade, uma vez que um menor espaço de trabalho aumenta a aderência do pneu com o solo, evitando derrapagens em curvas, tombamentos, e quando manobras bruscas são efetuadas.

#### 4. CONCLUSÃO

Foi proposta uma abordagem de controle baseada em técnicas MPC para sistemas de suspensão semi-ativa. A fim de mostrar a eficácia do processo proposto, a comparação com o desempenho dos sistemas de suspensão passiva e ativa foi apresentada. Testes de simulação extensivos foram executados no modelo linear de um quarto de veículo, que



fornece uma descrição bastante precisa do comportamento dinâmico de um carro de passeio equipado com controle contínuo de amortecimento. Tais resultados de 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 para o perfil de estrada considerado, se aproximando do desempenho da suspensão ativa no que se refere ao tempo de acomodação e às amplitudes das respostas do sistema.

## REFERÊNCIAS

- <sup>1</sup>Picado, R. M. Controle Semi-Ativo em Suspensões Automotivas. *Dissertação de Mestrado*, Universidade Estadual de Campinas, 1998.
- <sup>2</sup>Xue, X. D. et al. Study of Art of Automotive Active Suspensions. In: *International Conference on Power Electronics Systems and Applications*, 4., Pittsburgh. Proceedings... New York: IEEE, **2011**, p.1-7.
- <sup>3</sup>Rao, M. et al. 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*, v. 5, n. 1, **2010**.
- <sup>4</sup>Canale, M.; Milanese, M.; Novara, C. Semi-active suspension control using "fast" model-predictive techniques., *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, IEEE, v. 14, n. 6, p. 1034–1046, **2006**.
- <sup>5</sup>Do, A.-L.; Sename, O.; Dugard, L. An LPV control approach for semi-active suspension control with actuator constraints. In: IEEE. *American Control Conference*, 2010. [S.l.], 2010. p. 4653–4658.
- <sup>6</sup>Moura, E. D. A. Estudo de Suspensões Passiva, Semi-Ativa MR e Ativa. *Tese de Doutorado*, Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, Brasil, 2003.
- <sup>7</sup>Savaresi, S. M. et al. *Semi-Active suspension Control Design for Vehicles*. Amsterdam: Elsevier, 2010.
- <sup>8</sup>Eckert, P. R. Estudo e Desenvolvimento de um Atuador Linear para Suspensão Eletromagnética Ativa. *Dissertação de Mestrado*. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 2012.