

CONTROLE ÓTIMO APLICADO EM SUSPENSÕES VEICULARES UTILIZANDO AMORTECEDORES MAGNETOREOLÓGICOS

GUSTAVO LUIZ C. M. DE ABREU* , THIAGO GALBIATI LAGOIN†

* *Universidade Estadual Paulista - UNESP*

*Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Brasil, 56, Centro, Ilha Solteira-SP, Brasil*

† *Universidade Federal de Mato Grosso do Sul - UFMS*

Av. Ranulpho Marques Leal, 3484, Três Lagoas-MS, Brasil

Email: gustavo@dem.feis.unesp.br, thiagolagoin@yahoo.com.br

Abstract— In the automotive industry, nowadays the technology of dampers using *MR* fluid has emerged as a solution which can bring benefits of comfort and safety to overall vehicle users. This paper discusses the non-linear modeling of a full vehicle which considers the vertical, lateral and longitudinal dynamics and aims to contribute to the field of vibration control in vehicular suspensions using magnetoreological dampers, evaluating the performance of optimal controller (*LQR*).

Keywords— Semi-Active Control, Vehicular Suspensions, Magnetorheological Dampers.

Resumo— Na indústria automobilística, atualmente a tecnologia dos amortecedores que utilizam fluido magnetoreológicos (*MR*) vem se destacando como uma solução que pode trazer benefícios de conforto e segurança aos usuários de veículos em geral. Este trabalho discute a modelagem não-linear de um veículo inteiro que considera a dinâmica vertical, lateral e longitudinal e pretende contribuir com a área de controle de vibrações em suspensões veiculares que utilizam amortecedores *MR*, avaliando o desempenho do controlador ótimo (*LQR*).

Palavras-chave— Controle Semi-Ativo, Suspensões Veiculares, Amortecedores Magnetoreológicos.

1 Introdução

Durante as últimas décadas, tecnologias avançadas em sistemas de suspensão veicular têm sido desenvolvidas e o conceito principal envolvido, está em estabelecer um equilíbrio entre os seguintes índices de desempenho: aderência à pista e conforto na condução do veículo. A aderência à pista refere-se em quais condições os pneus estão submetidos e devem sempre permanecer em contato com a superfície da pista enquanto realiza manobras. Já o conforto na condução refere-se a transmissão de vibrações para os passageiros e exige uma isolamento da massa suspensa, à partir de vibrações causadas por irregularidades da superfície da pista.

Em geral, uma boa suspensão deveria gerar um passeio confortável e uma boa dirigibilidade. Todavia, os critérios de projeto dependem do propósito do veículo. Por exemplo, um motorista de carro esportivo ou de corridas aceitará uma suspensão com alto coeficiente de amortecimento para uma boa dirigibilidade, principalmente em curvas a alta velocidade. Nesse caso, as vibrações são transmitidas ao motorista. Já em carros de passeio, as suspensões possuem baixo coeficiente de amortecimento no intuito de se obter conforto, através da redução da transmissibilidade. Há várias pesquisas atuais de projetos de amortecedores ativos que conseguem modificar o seu modo de operação, passando de uma condição em que exige estabilidade para outra de conforto, e vice-versa (Abreu et al., 2013).

De acordo com (Savaresi et al., 2010), as suspensões controláveis podem ser classificadas com base em duas características principais: a) entrada de energia, isto é, quando a energia é "adicionada" ao sistema de suspensão, classifica-se como suspensão ativa. Por outro lado, quando a força presente na suspensão é alterada sem inserção de energia, classifica-se como semi-ativa e b) largura de banda, isto é, quando o componente controlado da suspensão pode ser modificado com um tempo de resposta específico. Tal recurso caracteriza fortemente o sistema de suspensão, uma vez que inerentemente define a largura de banda máxima alcançável correspondente ao sistema de controle em malha fechada.

Na literatura existem inúmeros trabalhos sobre controle semi-ativo de vibrações em sistemas de suspensões automotivas com amortecedores magnetoreológicos (*MR*) para melhorar o conforto e a segurança dos ocupantes do veículo. Diferentes estratégias de controle têm sido propostas. Algumas delas baseadas nas teorias de controle não-linear (Lai e Liao, 2002; Kafafy et al., 2012), controle robusto (Crivellaro, 2008; Chadli et al., 2010; Yim, 2011), controle *LQR* (*Linear Quadratic Regulator*) (Jahromi e Zabihollah, 2010), ou controle *LQG* (*Linear Quadratic Gaussian*) (Zareh et al., 2011; Metered, 2012). Essas técnicas oferecem resultados atraentes quando se têm um modelo de veículo preciso, ou existem medidas suficientes que poderiam descrever a dinâmica não-linear para projetar um observador/estimador. A dificuldade no estabelecimento de modelos confiá-

veis e de fácil tratamento matemático para automóveis levam a utilização dos controladores baseados em Inteligência Artificial, tais como, o controlador nebuloso (Yu et al., 2006; Abreu et al., 2013) e o controlador baseado em redes neurais artificiais (Metered et al., 2010), não prescindindo o conhecimento detalhado dos modelos dos elementos do processo a ser controlado.

Dada a simplicidade na formulação, os modelos de veículo que consideram a dinâmica vertical ou a dinâmica lateral separadamente, por sua vez, vêm sendo empregados em projetos de controladores. No entanto, alguns efeitos dinâmicos importantes são desconsiderados.

Neste trabalho, propõe-se um modelo completo para um veículo que considera a dinâmica vertical, lateral e longitudinal, as não-linearidades dos amortecedores MR e as não-linearidades dos pneus, visando simular diferentes condições de condução. Pretende, também, contribuir com a área de controle de vibrações em suspensões veiculares que utilizam amortecedores MR , avaliando o desempenho dos controladores ótimos (LQR), em que o objetivo principal é assegurar a estabilidade do veículo e minimizar o movimento da massa suspensa em qualquer situação de condução.

2 Modelo Não-Linear do Veículo Inteiro

Um modelo não-linear do veículo inteiro com dois eixos e 14 GDL's foi adaptado de (Shim e Ghike, 2007), e desenvolvido para investigar as respostas dinâmicas relacionadas as entradas de direção e torque, bem como excitações decorrentes da rugosidade pista. Este modelo é composto de 6 GDL's da massa suspensa e 2 GDL's de cada uma das quatro rodas, incluindo o deslocamento vertical da suspensão e a velocidade angular da roda.

A massa suspensa é modelada como sendo rígida, com um sistema de coordenadas local B , (xyz), anexado ao centro de gravidade e alinhado com as direções principais. A orientação e a posição do corpo, representada no sistema de coordenadas inercial G (XYZ), pode ser determinada por meio de sucessivas transformações de coordenadas através dos ângulos de cardan (isto é, o ângulo de rolamento φ , o ângulo de arfagem θ , e o ângulo de guinada ψ), como mostrado na figura 1.

O sistema de coordenadas local $B1$ é obtido pela rotação do sistema de coordenadas inercial G através do ângulo de guinada ψ . E o sistema de coordenadas local B é obtido pela rotação do sistema de coordenadas $B1$, primeiramente através da ângulo de arfagem θ e, em seguida, através do ângulo de rolamento φ .

A figura 2 mostra os componentes de força e velocidade do canto direito dianteiro do veículo, a

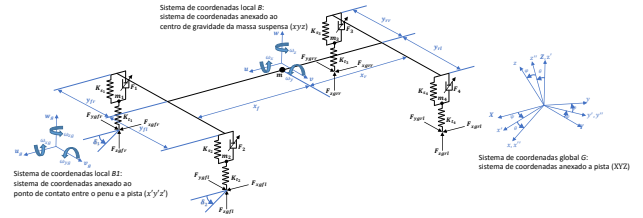


Figura 1: Esquema do modelo não-linear do veículo inteiro com 14 GDL's e os sistemas de coordenadas.

relação das forças gerada nos pneus com o ângulo de direção e o modelo dinâmico da roda.

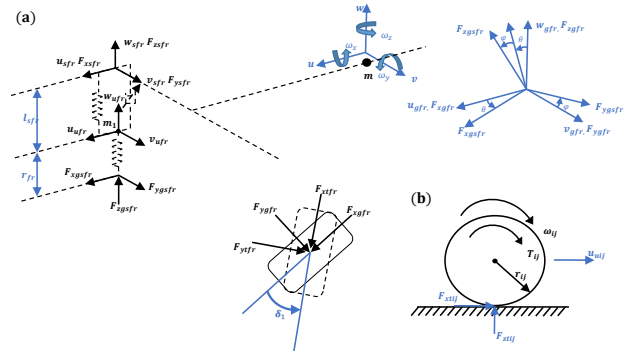


Figura 2: (a) Descrição das forças e velocidades no canto direito dianteiro de um veículo e (b) Modelo dinâmico da roda.

As equações diferenciais de movimento de rotação para cada conjunto de roda, para a massa suspensa (m) e para as massas não-suspensas m_1 , m_2 , m_3 e m_4 , são determinadas a partir da figuras 1 e 2 e formuladas usando a dinâmica Newtoniana, semelhante ao apresentado por (Shim e Ghike, 2007), assim dadas por:

$$m(\dot{u} + \omega_y w - \omega_z v) = \sum(F_{xsi j}) + mgsen\theta \quad (1)$$

$$m(\dot{v} + \omega_z u - \omega_x w) = \sum(F_{ysi j}) - mgsen\varphi cos\theta \quad (2)$$

$$m(\dot{w} + \omega_x v - \omega_y u) = \sum(F_{zsi j}) - mgcos\varphi cos\theta \quad (3)$$

$$I_x \dot{\omega}_x = \sum(M_{xi j}) - F_{zsfr} y_{fr} + F_{zsfll} y_{fl} - F_{zsrr} y_{rr} + F_{zsrl} y_{rl} \quad (4)$$

$$I_y \dot{\omega}_y = \sum(M_{yi j}) - F_{zsfr} x_f - F_{zsfll} x_f + F_{zsrr} x_r + F_{zsrl} x_r \quad (5)$$

$$I_z \dot{\omega}_z = \sum(M_{zi j}) + F_{ysfr} x_f + F_{ysfl} x_f - F_{ysrr} x_r - F_{ysrl} x_r + F_{ysfr} y_{fr} - F_{zsfl} y_{fl} + F_{zsrr} y_{rr} - F_{zsrl} y_{rl} \quad (6)$$

$$m_k \dot{u}_{ij} = \cos\varphi(\cos\theta(F_{z_{gij}} - m_k g) + \sin\theta F_{x_{gij}}) - \sin\varphi F_{y_{gij}} - x_{sij} K_{sk} - F_k - m_k \omega_x v_{uij} + m_k \omega_y u_{uij} \quad (7)$$

$$I_{wij} \dot{\omega}_{ij} = F_{xtij} r_{ij} - T_{ij} \quad (8)$$

sendo o subscrito ij denota frente direita (fr), frente esquerda (fl), traseira direita (rr), traseira esquerda (rl) e o subscrito k denota as massas não-suspensa (1, 2, 3 e 4).

Os ângulos de cardan φ , θ , ψ necessários mencionados nas equações acima são obtidos realizando a integração das seguintes equações:

$$\dot{\varphi} = \omega_x + \omega_y \sin\varphi \tan\theta + \omega_z \cos\varphi \tan\theta \quad (9)$$

$$\dot{\theta} = \omega_y \cos\varphi - \omega_z \sin\varphi \quad (10)$$

$$\dot{\psi} = \frac{\omega_y \sin\varphi}{\cos\theta} - \frac{\omega_z \cos\varphi}{\cos\theta} \quad (11)$$

As forças $F_{x_{gij}}$ e $F_{y_{gij}}$ são obtidas a partir da relação das forças longitudinal $F_{x_{tij}}$ e lateral $F_{y_{tij}}$ na área de contato do pneu com o ângulo de direção (δ_k), conforme ilustrado na figura 2a, e são dadas por:

$$F_{x_{gij}} = F_{x_{tij}} \cos\delta_k - F_{y_{tij}} \sin\delta_k \quad (12)$$

$$F_{y_{gij}} = F_{x_{tij}} \sin\delta_k + F_{y_{tij}} \cos\delta_k \quad (13)$$

O modelo do pneu desenvolvido por (Pacejka, 2012) foi usado para o desenvolvimento das forças $F_{x_{tij}}$ e $F_{y_{tij}}$. Os deslizamentos longitudinais e laterais usados como entradas do modelo do pneu foram calculados como segue:

$$S_{ij} = \frac{r_{ij} \omega_{ij} - (u_{gij} \sin\delta_k + v_{gij} \cos\delta_k)}{|(u_{gij} \sin\delta_k + v_{gij} \cos\delta_k)|} \quad (14)$$

$$\alpha_{ij} = t_g^{-1} \left(\frac{v_{gij}}{u_{gij}} \right) - \delta_k \quad (15)$$

Os valores dos parâmetros físico e geométricos do veículo adotados neste trabalho foram baseados em um carro tipo A-class e estão dispostos na Tab. 1.

Todas as simulações numéricas foram feitas aplicando o teste DLC (*Double Lane Change*) a uma velocidade longitudinal (u) de 50 km/h e com os ângulos de direção das rodas dianteiras descritos conforme ilustra a figura 3.

O sistema dinâmico, foi simulado num micro-computador pessoal sendo que as equações foram computadas (admitindo condições iniciais nulas) usando um integrador de Runge-Kutta de quarta ordem e passo variável. O tempo de simulação utilizado nos testes numéricos foi assumido como sendo de 8 segundos, tempo suficiente para se observar a estabilização do sistema.

Tabela 1: Parâmetros físicos e geométricos de um carro tipo A-class.

Parâmetros do Veículo A-class	
Massa suspensa	
$m = 750 \text{ kg}$	
Momento de inércia Longitudinal $I_x = 270 \text{ kgm}^2$	
Momento de inércia Lateral $I_y = 750 \text{ kgm}^2$	
Momento de inércia Vertical $I_z = 750 \text{ kgm}^2$	
Distância do CG até eixo dianteiro $x_f = 1.100 \text{ m}$	
Distância do CG até o eixo traseiro $x_r = 1.250 \text{ m}$	
Distância do CG até lado esquerdo dianteiro $y_{fl} = 0.7075 \text{ m}$	
Distância do CG até lado direito dianteiro $y_{fr} = 0.7075 \text{ m}$	
Distância do CG até lado esquerdo traseiro $y_{rl} = 0.6875 \text{ m}$	
Distância do CG até lado direito traseiro $y_{rr} = 0.6875 \text{ m}$	
Distância do CG até a pista $h = 0.540 \text{ m}$	
Massa não-suspensa	
$m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = 41.5 \text{ kg}$	
Rigidez da suspensão dianteira $k_{s1} = k_{s2} = 18 \text{ kN/m}$	
Rigidez da suspensão traseira $k_{s3} = k_{s4} = 18 \text{ kN/m}$	
Rigidez do pneu dianteiro $k_{t1} = k_{t2} = 230 \text{ kN/m}$	
Rigidez do pneu traseiro $k_{t3} = k_{t4} = 230 \text{ kN/m}$	
Raio do pneu nominal $r_0 = 0.298 \text{ m}$	
Momento de inércia do conjunto roda $I_{wij} = 0.6 \text{ kgm}^2$	

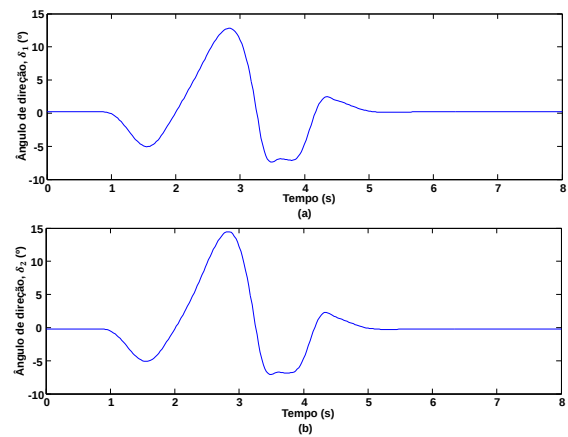


Figura 3: (a) Ângulo de direção δ_1 e (b) Ângulo de direção δ_2 .

3 Amortecedores Magnetoreológicos

Fluidos magnetoreológicos (*MR*) são fluidos capazes de alterar suas propriedades reológicas quando submetidos a um campo magnético. Trata-se de soluções coloidais formadas por 20% a 40% do seu volume de partículas magnetizáveis misturadas com um óleo inerte, geralmente à base mineral ou à base de silicone (Rainbow, 1948). Quando o fluido é submetido a um campo magnético externo, suas partículas começam a formar estruturas colunares paralelas às linhas de fluxo magnético.

3.1 Modelo Matemático

Para desenvolver algoritmos de controle que utilizem amortecedores *MR*, um número significativo de modelos matemáticos tem surgido com o objetivo de descrever o comportamento não-linear intrínseco destes dispositivos (Spencer et al., 1996).

Um modelo que é numericamente tratável e vem sendo usado extensivamente para modelar sis-

temas que contém histerese é o modelo de *Bouc-Wen* modificado (Spencer et al., 1996). Este modelo é extremamente versátil e pode exibir uma grande variedade de comportamento de histerese.

As equações que descrevem este modelo são listadas a seguir:

$$F = c_1 \dot{y} + k_1 (x - x_0) \quad (16)$$

sendo

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0 \dot{x} + k_0 (x - y)] \quad (17)$$

e

$$\dot{z} = -\lambda |\dot{x} - \dot{y}| |z|^{n-1} - \gamma (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + \beta (\dot{x} - \dot{y}) \quad (18)$$

Assume-se que α , c_0 e c_1 em (16) e (17) são também funções que dependem de uma tensão elétrica (v) aplicada na bobina do amortecedor, na forma:

$$\alpha(e) = \alpha_a + \alpha_b e \quad (19)$$

$$c_0(e) = c_{0a} + c_{0b} e \quad (20)$$

$$c_1(e) = c_{1a} + c_{1b} e \quad (21)$$

$$\dot{e} = -\eta(e - v) \quad (22)$$

As equações 19, 20 e 21, apresentam parâmetros que são dependentes da variável e , que por sua vez é resultante de um filtro de primeira ordem que representa o retardo da corrente do circuito elétrico em relação a tensão de entrada v . Todos os parâmetros deste modelo foram coletados do trabalho de (Lai e Liao, 2002) e estão dispostos na Tab. 2.

Tabela 2: Parâmetros do amortecedor *MR* utilizados por Lai e Liao (2002).

Parâmetros	Valores
c_{0a}	784 <i>Ns/m</i>
c_{0b}	1803 <i>Ns/Vm</i>
k_0	3610 <i>N/m</i>
c_{1a}	14649 <i>Ns/m</i>
c_{1b}	34622 <i>Ns/Vm</i>
k_1	840 <i>N/m</i>
x_0	0.0245 <i>m</i>
α_a	12441 <i>N/m</i>
α_b	38430 <i>N/Vm</i>
λ	136320 <i>m⁻²</i>
γ	2059020 <i>m⁻²</i>
β	58
n	2
η	190 <i>s⁻¹</i>

3.2 Algoritmo de Controle utilizado em Amortecedores *MR*

Dentre os algoritmos de controle que não utilizam um modelo do amortecedor *MR*, um dos mais presentes na literatura é o *Clipped Control* ou Controle Grampeado (Dyke et al., 1996). O conceito de grampeamento do controle requer que o amortecedor *MR* reproduza continuamente a força gerada por uma lei de controle ativa. Esta estratégia de limitar ou grampear a força do amortecedor *MR* em determinadas condições foi chamada de controle semi-ativo grampeado (*Clipped Control*).

Assim, a representação matemática de v em função de F_d e F , é dada por (Dyke et al., 1996):

$$v = \begin{cases} v_{\max}, & F_d > F \\ 0, & F_d \leq F \end{cases}, \text{ se } \text{sgn}(F_d) = \text{sgn}(F) \quad (23)$$

sendo $\text{sgn}(\cdot)$ é a função sinal e para $\text{sgn}(F_d) \neq \text{sgn}(F)$, tem-se que: $v = 0$.

Deve-se notar que a voltagem determinada segundo a Eq. (23) é descontínua no tempo e seu valor permuta entre os valores $v = 0$ e $v = v_{\max}$, sendo que a voltagem máxima ($v_{\max}$) geralmente é a tensão elétrica de saturação do campo magnético gerado pelo amortecedor *MR*.

4 Controle Ótimo

A lei de controle ótimo ou do regulador linear quadrático (*LQR*) é obtida a partir do modelo matemático de 1/4 de veículo. Desta forma, considerando que todos os estados são mensuráveis, a lei de controle ótimo proposta é dada por (Lewis e Syrmos, 1995):

$$F(t) = -Kx(t) \quad (24)$$

Esse problema de otimização busca garantir a minimização de um funcional quadrático, descrito pela equação:

$$J = \int_0^\infty (x^T Q x + F^T R F) dt \quad (25)$$

sendo Q é uma matriz diagonal semi-positiva que pondera o estado x e R é uma matriz positiva que pondera o esforço de controle F .

Assim, para resolver o problema de controle ótimo, isto é, determinar o ganho de realimentação do regulador ótimo K , neste trabalho, as matrizes Q e R foram escolhidas serem iguais, respectivamente, a:

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ e } R = 2 \times 10^{-9} \quad (26)$$

sendo o requisito de projeto de controle relativo à matriz Q pondera, dentre as variáveis de estado,

o deslocamento da massa não-suspensa e a velocidade da massa suspensa.

Assim, o vetor de ganho ótimo para a parte dianteira K_f e traseira K_r resultam em:

$$K_f = [1.52 \times 10^{-10} \quad -9970.9 \quad 22367.63 \quad -86.66] \quad (27)$$

$$K_r = [3.02 \times 10^{-10} \quad -10121.22 \quad 22366.89 \quad -77.39] \quad (28)$$

5 Avaliação Numérica

Para verificar o desempenho dos controladores ótimo projetados, realiza-se a simulação do sistema descrito pelas Eqs. 1 à 15 em malha fechada e aberta ($v = 0V$ e $v = 2V$). A figura 4 mostra o sistema em malha fechada.

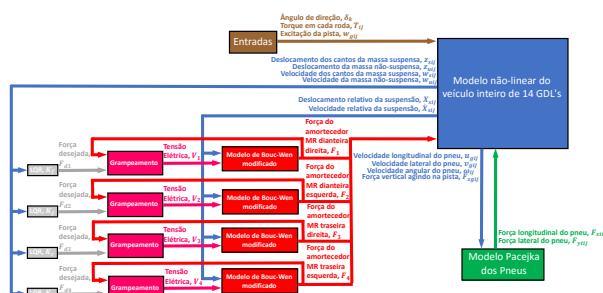


Figura 4: Sistema em malha fechada.

Assim, as respostas resultantes das simulações numéricas, aceleração da massa suspensa, $\dot{w}$, deslocamento da massa não-suspensa, z_{ufr} , e o ângulo de rolagem, φ são mostradas, respectivamente, pelas Figs 5, 6 e 7.

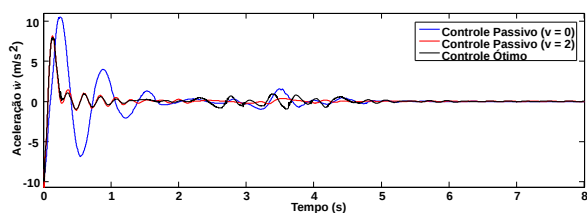


Figura 5: Aceleração da massa suspensa $\dot{w}$ com o sistema de controle passivo e ótimo.

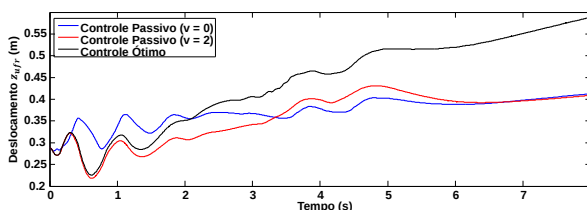


Figura 6: Deslocamento da massa não-suspensa w_{ufr} com o sistema de controle passivo e ótimo.

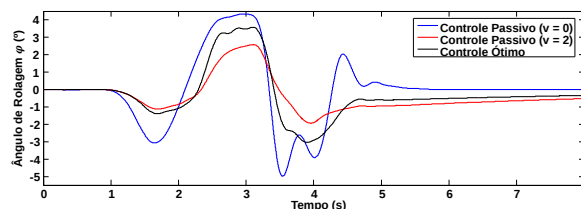


Figura 7: Ângulo de rolagem φ com o sistema de controle passivo e ótimo.

Pela análise dos gráficos mostrados pelas Figs. 5 e 6, nota-se que o sistema de controle passivo ($v = 0V$), não consegue atenuar, de maneira rápida, as oscilações do sistema dinâmico e apresenta elevados níveis de aceleração da massa suspensa m . Já, com o controle passivo ($v = 2V$) e controle ótimo, percebe-se forte atenuação das oscilações do sistema e uma diminuição nos níveis de aceleração da massa suspensa m e um aumento nos níveis deslocamento da massa não-suspensa m_1 .

A figura 7 mostra a variação do ângulo de rolagem no tempo e observa-se que o sistema de controle passivo ($v = 0V$) apresenta muitas oscilações. Já o sistema de controle passivo ($v = 2V$) e ótimo apresentam uma forte atenuação das oscilações do sistema dinâmico e uma minimização do ângulo de rolagem.

A partir dos resultados mostrados nos gráficos ilustrados, construiu-se a Tab. 3 onde são comparados os níveis RMS de $\dot{w}$, z_{ufr} , φ e v obtidos para o sistema de controle passivo e ótimo.

Tabela 3: Valores *RMS* de $\dot{w}$, z_{ufr} , φ e v .

Condição	$\dot{w}$	z_{ufr}	φ	v
Controle Passivo ($v = 0$)	4.02	0.34	1.88	0
Controle Passivo ($v = 2$)	3.04	0.35	0.86	2
Controle Ótimo	1.43	0.41	1.67	1.79

Pela análise da Tab.3 e dos gráficos precedentes, observa-se claramente que o sistema de controle ótimo apresentou resultados bastante otimistas em relação à minimização da aceleração da massa suspensa ($\dot{w}$) e do consumo de energia v , mas, em contrapartida o deslocamento da massa não-suspensa (z_{ufr}) e o ângulo de rolagem φ apresentaram maiores níveis que o sistema de controle passivo ($v = 2V$). Deste modo caracterizando-se, para o caso estudado, como uma alternativa eficiente em comparação com o sistema de controle passivo ($v = 0V$ e $v = 2V$).

6 Conclusões

Neste trabalho foi apresentada uma metodologia para o problema de controle de vibrações em suspensões veiculares que utilizam amortecedores com fluidos magnetoreológicos (*MR*) e controladores ótimo. Dentre as principais vantagens do

controlador ótimo frente ao sistema de controle passivo ($v = 0V$ e $v = 2V$) estudado, destacam-se: o menor consumo de energia e uma maior sensação de conforto. Em contrapartida o mesmo apresenta uma menor aderência à pista e uma menor dirigibilidade, pois apresenta maiores níveis de deslocamento da massa não-suspensa (z_{ufr}) e de ângulo de rolagem (φ). Os resultados demonstram que o controlador ótimo estabeleceu um equilíbrio entre os índices de desempenho, conforto na condução e dirigibilidade, diferentemente do sistema de controle passivo.

Agradecimentos

Os autores agradecem à *FAPESP* pelo auxílio financeiro concedido.

Referências

- Abreu, G. L. C. M., Melo, G. P. e Lopes, V. (2013). Fuzzy control embedded in microcontroller and applied to an experimental apparatus using magnetorheological fluid damper, *Journal of Control, Automation and Electrical Systems* **v.24**(1-2): 54–69.
- Chadli, M., Hajjaji, A. E. e Rabhi, A. (2010). Hinf observer-based robust multiple controller design for vehicle lateral dynamics, American Control Conference, Marriott Waterfront, Baltimore, MD, USA.
- Crivellaro, C. (2008). *Controle Robusto de Suspensão Semi-Ativa para Caminhonetes utilizando Amortecedores Magneto-Reológicos*, PhD thesis, USP, Sao Paulo.
- Dyke, S. J., Spencer, B. F., Sain, M. K. e Carlson, J. D. (1996). Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction, *Smart Materials and Structures* **v.5**: 565–575.
- Jahromi, A. F. e Zabihollah, A. (2010). Linear quadratic regulator and fuzzy controller application in full-car model of suspension system with magnetorheological shock absorber, *Mechatronics and Embedded Systems and Applications (MESA)*, IEEE/ASME, Qingdao, ShanDong.
- Kafafy, M., Demerdash, S. M. e Rabeih, M. (2012). Automotive ride comfort control using mr fluid damper, *Scientific Research* **v.4**: 179–187.
- Lai, C. Y. e Liao, W. H. (2002). Vibration control of a suspension system via a magnetorheological fluid damper, *Journal of Vibration and Control* **v.8**(4): 527–547.
- Lewis, F. e Syrmos, V. L. (1995). *Optimal Control*, Wiley. New York.
- Metered, H. (2012). Application of nonparametric magnetorheological damper model in vehicle semi-active suspension system, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* **v.5**(1): 715–726.
- Metered, H., Bonello, P. e Oyadiji, S. O. (2010). An investigation into the use of neural networks for the semi-active control of a magnetorheologically damped vehicle suspension, *Journal of Automobile Engineering* **v.224**(7): 829–848.
- Pacejka, H. (2012). *Tire and Vehicle Dynamics*, third edition edn, Elsevier.
- Rainbow, J. (1948). The magnetic fluid clutch, *AIEE Transactions* **v.67**: 1308–1315.
- Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Senname, O. e Dugard, L. (2010). *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Elsevier.
- Shim, T. e Ghike, C. (2007). Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies, *Vehicle System Dynamics* **45**(3): 191–216.
- Spencer, B. F., Dyke, S. J., K., S. M. e Carlson, J. D. (1996). Phenomenological model of a magneto-rheological damper, *Journal of Engineering Mechanics* **122**(3). New York.
- Yim, S. (2011). Design of a robust controller for rollover prevention with active suspension and differential braking, *Journal of Mechanical Science and Technology* **v.26**(1): 213–222.
- Yu, M., Liao, C. R., Chen, W. M. e Huang, S. L. (2006). Study on mr semi-active suspension system and its road testing, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* **v.17**(8-9): 801–806.
- Zareh, S. H., Sarrafan, A., Jahromi, A. F. e Khayyat, A. A. (2011). Linear quadratic gaussian application and clipped optimal algorithm using for semi active vibration of passenger car, *Mechatronics (ICM)*, IEEE, Istanbul, Turkey, pp. 122–127.