

Sistema de Suspensão Semi-ativa Automotiva Utilizando Amortecedor Magneto-Reológico

Davi Matias Dutra da Silva ¹, Suzana Moreira Ávila ², Marcus Vinicius Girão de Moraes ³

¹ PPG-Integridade, Faculdade do Gama, Universidade de Brasília, Brasil. Email: davimatiasbra@gmail.com

² PPG-Integridade, Faculdade do Gama, Universidade de Brasília, Brasil. Email: avilas@unb.br

³ PPG-Integridade, Departamento Eng. Mecânica, Universidade de Brasília, Brasil. Email: mvmorais@unb.br

Resumo

O fluido magneto-reológico (FMR) é um material inteligente composto por partículas magneticamente polarizáveis em escala micrométrica dispersas em óleo. A propriedade única e reversível reológica do FMR, cuja viscosidade aumenta consideravelmente ao ser submetido a um campo magnético externo controlável, torna o FMR uma opção com bastante potencial para aprimorar a capacidade de resposta rápida em sistemas de amortecimento semiativo e controle de vibração em suspensões automotivas. Amortecedores magneto-reológicos (MR) têm sido utilizados em estruturas inteligentes, uma vez que o desempenho de sistemas estruturais pode ser aprimorado sem alterações significativas na estrutura. Ou seja, tratam-se de estruturas adaptativas a exemplo de suspensões automotivas, amortecedores sísmicos, próteses transfemorais, sistema de trem de pouso de aeronaves e suspensão de trens de alta velocidade. O objetivo deste trabalho serão apresentar uma abordagem fenomenológica para o comportamento do fluido MR, assim como seu comportamento físico- químico, estabilidade e efeito magnético reológico relativo, quando submetidos a um carregamento dinâmico controlando a corrente do campo magnético externo do amortecedor MR. Testes foram realizados para obter respostas de amortecimento para o amortecedor (MR) em uma máquina universal de testes de tração, avaliada sob variadas condições de carregamento e corrente elétrica. Os resultados serão validados comparando-se resultados simulados e dados obtidos experimentalmente do comportamento de histerese de um amortecedor MR comercial, para vários campos magnéticos obtidos a partir de uma faixa de corrente nominal de operação de 0 – 0,5 A.

Palavras-chave: Fluido Magneto Reológico; Amortecedor; Campo Magnético; Histerese.

Abstract

The magneto-rheological fluid (MRF) is a smart material composed of micrometer- scale magnetically polarizable particles floating within oil. The unique reversibly rheological property of the MRF, whose viscosity increases considerably by controllable through an external magnetic field makes the MRF an option with great potential to improve the ability of rapid-response in applications like the systems of semi-active damping and vibration control in automotive suspensions. Magneto-rheological (MR) dampers has been used in smart structures because the performance of structural systems can be improved without significantly changes in the structure, that is, adaptive structures like: automotive suspensions, seismic dampers, transfemoral prosthesis, aircraft landing gear and high-speed railway suspension. The aim of this work is provide the phenomenological approach for the behavior of MR fluid in physic-chemical behavior, stability and relative rheological magnetic effect under dynamics loading by modification in the current of the external magnetic field in the MR damper. Tests will be performing to obtain damping responses for the (MR) damper in a universal testing machine evaluated under different excitations and current. The results will be validated by comparing simulated results and measured data from experiments of the hysteresis behavior of the commercial MR damper characterized for several magnetic field over a nominal operation current range of 0 – 0.5 Amps.

Keywords: Magneto-Rheological Fluids; Dampers; Magnetic Field; Hysteresis.

1. Introdução

Nos últimos anos as indústrias automotivas têm mostrado interesse no desenvolvimento de novas técnicas para o controle de vibrações. Dentre as soluções tecnológicas está o amortecedor reológico utilizado em sistemas de suspensão automotiva semiativa [1]. Tendo isso em mente, pesquisadores tem investigado e explorado algumas lacunas e obstáculos existentes para uma implementação mais incisiva desta solução tecnológica. O amortecedor magneto reológico é a solução tecnológica mais promissora para o controle de vibração em diversas aplicações, tais como: proteção de edifícios contra eventos sísmicos [2], [3] e [6], suspensão automotiva [4] e [5], sistema de trem de pouso de aeronaves [6] e [7], prótese de joelho [8] e [9], máquinas precisas de fabricação [10], suspensão diretamente no assento [11] e suspensão em trens de alta velocidade railway [12] e [13].

Sassi et al [1] apresentaram um novo modelo conceitual para o amortecedor MR, neste modelo específico o circuito de excitação e o campo magnético são aplicados externamente ao cilindro do amortecedor. Comparado ao modelo convencional de amortecedor MR, este projeto se mostra mais eficaz quando submetido a temperaturas elevadas, provocadas pela alimentação das bobinas com alta intensidade de corrente.

A saturação magnética é uma desvantagem significativa ao se trabalhar com amortecedores MR. Kanarachos et al [14] propuseram um novo modelo de estimativa de parâmetros para o comportamento dinâmico não linear do amortecedor MR, com o objetivo de melhorar o ajuste dos dados experimentais, adicionando o efeito de saturação magnética ao modelo matemático proposto. Esse novo modelo foi validado comparando-se dados experimentais com resultados numéricos obtidos a partir da modelagem de parâmetros usando os modelos matemáticos de Bingham e Bouc-Wen.

As passagens não magnetizadas (ou orifícios) no pistão tem recebido atenção especial dos pesquisadores. Isto motivado pelo fato de verificar se a implementação desses orifícios no pistão melhorara o desempenho do amortecedor, assim como acontece com amortecedores passivos. Oh & Choi [15], propuseram um estudo para avaliar o conforto na condução de veículos de passeio, utilizando dois tipos de amortecedores MR, com e sem orifícios no pistão. Eles concluíram que esse orifício aumentou o fluxo do fluido MR sem qualquer efeito magnético, o que é esperado para amortecedores passivos, além de produzir uma força de amortecimento menor do que a gerada por um amortecedor MR convencional [16].

A principal contribuição deste estudo é fornecer uma abordagem fenomenológica para o comportamento dinâmico não linear do amortecedor MR, avaliando a dependência da frequência de excitação e da corrente. Ensaios foram realizados para se caracterizar o amortecedor MR, utilizando uma máquina de ensaios de tração universal. A metodologia do ensaio foi dividida em três estratégias de controle: variação da frequência para a mesma condição de deslocamento e corrente, variação do deslocamento para mesma condição de frequência e corrente e por último variação da corrente de alimentação das bobinas. A estimativa de parâmetros é essencialmente um problema de otimização numérica multidimensional que visa encontrar um modelo dinâmico para melhor representar os dados experimentais, essa otimização foi realizada utilizando a função `fminsearch` do pacote computacional Matlab.

2. Modelo Histerético de Identificação Paramétrica

O comportamento não linear de histerese do amortecedor MR requer um modelo matemático para caracterizar e explicar o sentido físico de alguns parâmetros. O modelo matemático adotado, no presente trabalho, para a identificação dos parâmetros será o modelo modificado de Bouc-Wen, que tem como objetivo caracterizar o comportamento experimental através de um modelo matemático que possa ser otimizado.

2.1. Modelo de Bouc-Wen Modificado

O modelo de Bouc-Wen é uma junção de dois outros modelos. Bouc em 1967 propôs um modelo matemático uniforme e adaptável para descrever o comportamento não linear de histerese de um sistema com um grau de liberdade submetido a uma vibração forçada. E em 1976 Wen aprimorou este modelo, generalizando-o para uma vibração aleatória e propondo um de solução aproximada [17].

O modelo Bouc-Wen modificado, utilizado para descrever a histerese não linear do amortecedor, é ilustrado na Fig. 1

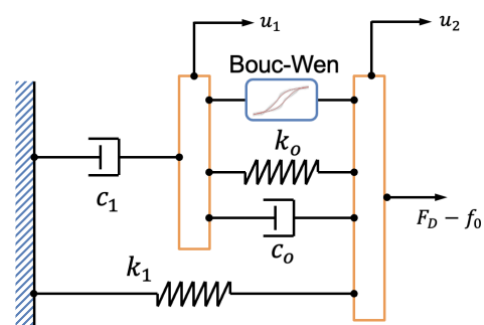


Figura 1 – Esquemático modelo Bouc-Wen modificado

A força de amortecimento (F_D) presente no modelo modificado de Bouc-Wen é calculado por [18]:

$$F_D = c_0(\dot{u}_2 - \dot{u}_1) + k_0(u_2 - u_1) + k_1(u_2 - u_0) + \alpha z = c_1\dot{u}_1 + k_1(u_2 - u_0) \quad (1)$$

onde c_0 é o coeficiente viscoso, k a rigidez, \dot{u}_i ($i = 1,2$) a velocidade, $(u_2 - u_0)$ o deslocamento na direção x , e αz a variável do laço de histerese.

O deslocamento de histerese z é dado por

$$\dot{z} = A(\dot{u}_2 - \dot{u}_1) - \beta(\dot{u}_2 - \dot{u}_1)|z|^n - \gamma z|\dot{u}_2 - \dot{u}_1||z|^{n-1} \quad (2)$$

Na qual, \dot{y} presente na Figura 1 é definido pela equação

$$\dot{u}_1 = [\alpha z + c_0\dot{u}_2 + k_0(u_2 - u_1)]/(c_0 + c_1) \quad (3)$$

3. Setup Experimental

A metodologia experimental consiste em impor uma excitação senoidal através do atuador servo-hidráulico da máquina de ensaio universal MTS (Figura 2). O processo de ensaios será dividido em três estratégias de controle. A máquina de ensaios universal possui sensores internos de deslocamento e força, controlados por uma unidade de controle eletrônico LVDT (*linear variable displacement transducer*) capaz de fornecer o deslocamento do pistão e a força aplicada. A frequência da onda senoidal e a amplitude do sinal foram definidos de acordo com valores utilizados na literatura para uma devida validação dos resultados obtidos com esta.

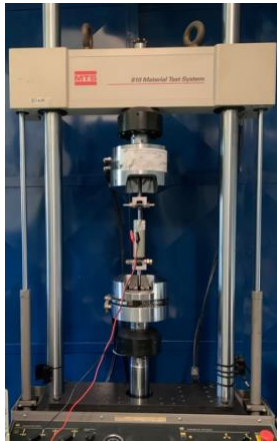


Figura 2 – Setup Experimental de ensaio amortecedor MR

Para permitir a fixação entre a bancada experimental (amortecedor MR e Máquina Universal) foram projetados e fabricados dois suportes, ilustrados na Fig. 3 (a). Os suportes de fixação do amortecedor MR na máquina universal foram projetados segundo o critério de falha de Von Mises e as análises foram realizadas numericamente pelo Método dos Elementos Finitos utilizando o *software* Ansys ® Fig. 3(b) e os resultados

demonstram que os suportes foram dimensionados corretamente para o tipo e nível de solicitação proposta.

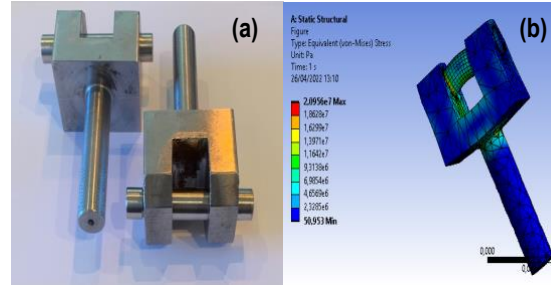


Figura 3 – Suporte de fixação manufaturado (a) e avaliação numérica segundo critério de Von Mises (b)

3.1. Sinal Senoidal

Um deslocamento triangular simétrico fornece uma velocidade nominal constante durante todo o curso, igual nas duas direções. É por esse motivo que os testes foram realizados utilizando-se um movimento senoidal, a fim de obter-se uma devida caracterização do comportamento de histerese do amortecedor. Ao se empregar um deslocamento triangular na máquina, seriam necessários experimentos com variadas amplitudes. Mas o principal motivo para se empregar um movimento senoidal é porque os deslocamentos da suspensão automotiva na prática podem ser aproximados por deslocamentos senoidais, desta forma a simulação com um movimento senoidal torna-se mais realística [19].

O deslocamento é dado por $u = A \sin(2\pi ft + \phi)$, onde A é a amplitude, f a frequência e ϕ o ângulo de fase.

A função `fminsearch/Matlab` tem o objetivo de ajustar os parâmetros A , f e ϕ a fim de encontrar o mínimo entre a função resíduo quadrática ϵ_u , dada pela somatória quadrática da diferença $(u_a^i - u^i)$ entre sinal de deslocamento experimental $u(t) = u^i$ e a expressão ajustada $u_a(t) = u_a^i$, ou seja,

$$\epsilon_u = \left[\sum_{i=1}^n (u_a^i - u^i)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

A velocidade é a derivada da função deslocamento, dada por $\dot{u} = 2\pi f A \cos(2\pi ft + \phi)$.

3.2. Características Amortecedor MR

A força de amortecimento exercida por um amortecedor MR depende da velocidade e também de sua operação mais recente, fatores que influenciam na temperatura e nas propriedades do fluido.

O modelo RD 8041-1 é um amortecedor monotubo contendo uma carga de nitrogênio em alta pressão (300 *psi*). O modelo RD 8041-1 é um amortecedor MR fabricado pela Lord Corporation, EUA. De acordo, com os dados técnicos do produto disponíveis no site da empresa, ele é destinado a aplicações em suspensão veicular. O comprimento do curso do amortecedor é de 74 mm e o comprimento de extensão é de 248 mm [20].

A partir da Fig. 4 é possível identificar o comportamento do amortecedor MR na presença de um campo magnético e também na ausência do mesmo. É possível observar também que na ausência de campo magnético as partículas assumem posições aleatórias e ao ativar o campo magnético elas se alinham criando uma resistência maior ao pistão [14]. Na presença de um campo magnético as micropartículas se ligam e mudam de um estado de fluxo livre para um estado semissólido em milissegundos. As partículas adquirem um momento de dipolo alinhado com o campo externo que faz com que as partículas formem cadeias lineares paralelas ao campo. As linhas de campo magnético são ortogonais à direção do fluxo [21].

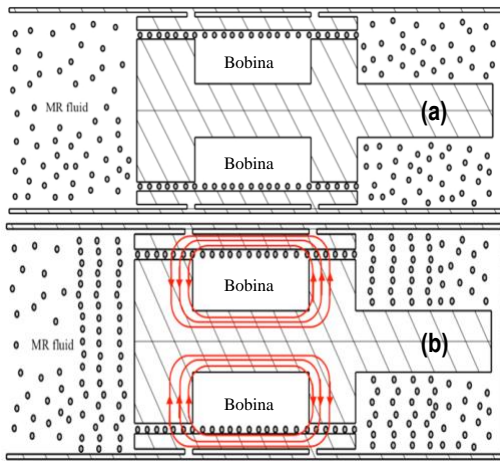


Figura 4 – Vista cross-sectional (a) sem campo magnético (b) presença de campo magnético

O campo magnético é gerado pela bobina axial, este circuito magnético pode ser modelado como um circuito elétrico. O amortecedor MR tem um potencial elétrico de aproximadamente 12 volts e trabalha na faixa operacional máxima de 2 A de corrente. O amortecedor MR possui uma válvula magnética que é responsável por controlar os parâmetros de vazão do fluido MR e a passagem do fluido pelas passagens magnetizadas [22].

3.3. Identificação de Parâmetros Bouc-Wen

Através do ajuste adequado de 16 parâmetros no modelo modificado de Bouc-Wen ($f_0, I_0, I_1, a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, k_0, k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6$)

é possível fazer uma boa concordância da resposta do amortecedor MR para os sinais de deslocamento e força em função de uma corrente aplicada. As características assimétricas de força – velocidade foram formuladas por Wang *et al.* [23], introduzindo os parâmetros de deslocamento que expressam a força de amortecimento em função da velocidade e da corrente aplicada.

A magnitude da velocidade de pico v_m pode ser derivada dos valores instantâneos de posição (u) e aceleração (\ddot{u}), $v_m = a_m \omega = \sqrt{(\dot{u})^2 - \ddot{u}u}$, onde a_m é a amplitude e ω é a frequência, a força de transição pode ser expressa pela equação:

$$f_t = f_0(1 + e^{a_1 v_m}) \left(1 + \frac{k_2}{1 + e^{-a_2(I+I_0)}} - \frac{k_2}{1 + e^{-a_2(I_0)}} \right) \quad (5)$$

A força zero intercepta a velocidade v_h , velocidade de deslocamento v_d e a força f_d , e as constantes α, k_{vc} and k_{ve} podem ser expressas como:

$$v_h = \text{sgn}(\ddot{u}) k_4 v_m \left(1 + \frac{k_3}{1 + e^{-a_3(I+I_1)}} - \frac{k_3}{1 + e^{-a_3(I_1)}} \right) \quad (6)$$

$$\alpha = a_0 / (1 + k_0 v_m) \quad (7)$$

$$k_{vc} = k_{1c} e^{-a_4 v_m}; k_{ve} = k_{1e} e^{-a_4 v_m} \quad (8)$$

$$f_d = k_5 f_t; v_d = k_6 v_m \quad (9)$$

As características assimétricas de histerese força – velocidade do amortecedor MR são geralmente representadas pela Fig. 5.

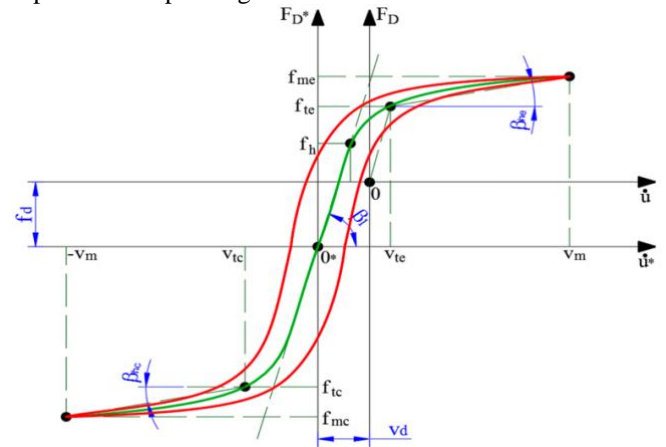


Figura 5 – Características generalizadas do laço de histerese força – velocidade [24].

4. Resultados

O método de otimização empregado foi o *fminsearch*, que tem por objetivo encontrar valores de mínimo para ajuste entre valores simulados e experimentais. A Fig. 6 (a) ilustra a história temporal dos primeiros 6 segundos do comportamento não linear da força e do erro entre valor numérico (utilizando modelo dinâmico modificado de Bouc-Wen) e resultados experimentais.

A Fig. 6 (b) e Fig. 6 (c) ilustram a comparação entre as respostas estimadas e experimentais sob uma excitação senoidal de 2 Hz com amplitude de 2.5 mm e uma corrente de 0A.

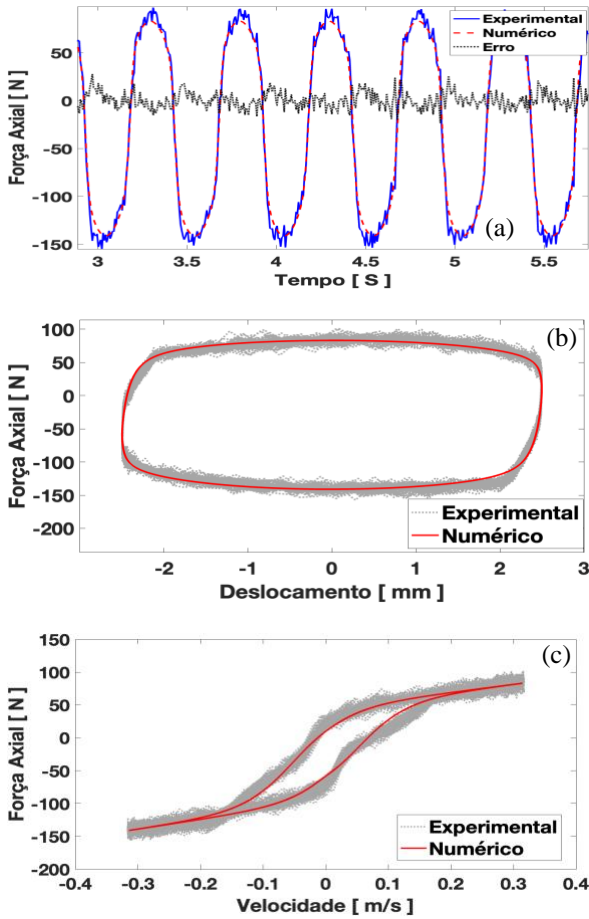


Figura 6 – Comparação experimental e predição para ensaio com $f = 1 \text{ Hz}$, $A = 2.5 \text{ mm}$ e $I = 0.0 \text{ A}$: (a) $F(t)$ (b) $F(u_2)$ (c) $F(\dot{u}_2)$

A dependência da frequência não pode ser superestimada, ao analisar o comportamento não linear do amortecedor MR. De acordo, com a Fig. 7 a força e a velocidade aumentam com o incremento da frequência, comportamento esperado de acordo com a literatura [21] e [24].

4.1. Presença de Folgas no Sistema

Para uma identificação eficiente de parâmetros num modelo dinâmico não linear de Bouc-Wen são necessárias técnicas experimentais robustas, a fim de evitar interferências e ruídos nos resultados. Inicialmente os estudos foram realizados utilizando um parafuso sextavado para travar o suporte no amortecedor. O parafuso desgastou a parte interna do suporte do amortecedor, gerando uma ligeira folga no sistema. Essa pequena folga fez com que o modelo não

se ajustasse perfeitamente, como pode ser visto na Fig. 8(b) ao se comparar com a Fig. 6(c) ajuste sem folga.

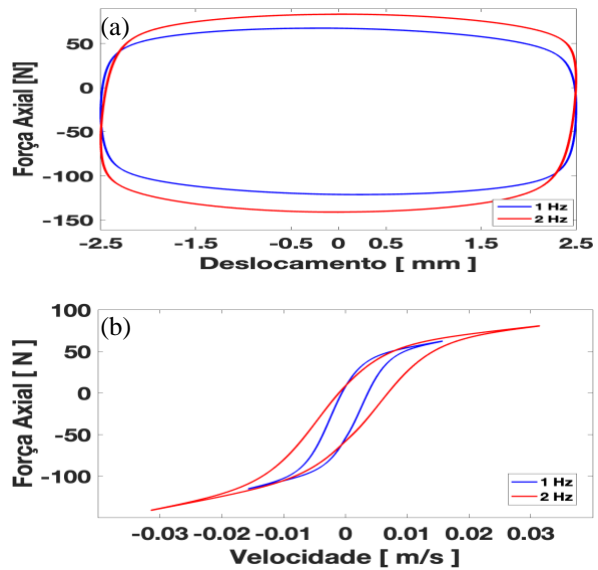


Figura 7 – Comparação dos laços força-deslocamento $f(u_2)$ (a) e força-velocidade $f(\dot{u}_2)$ (b) para duas frequências de excitação.

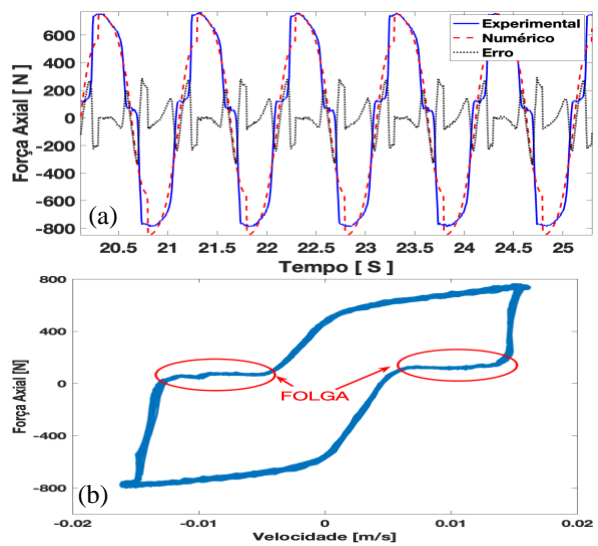


Figure 8 – Comparação experimental e predição para ensaio com $f = 1 \text{ Hz}$, $A = 2.5 \text{ mm}$ e $I = 0.5 \text{ A}$: (a) $F(t)$ (b) $F(\dot{u}_2)$

4.2. Identificação de Parâmetros

O comportamento força – deslocamento característico experimental está representado na Fig. 9(a) ($f = 1 \text{ Hz}$) e 9(b) ($f = 2 \text{ Hz}$) para 5 níveis de corrente aplicados para duas frequências.

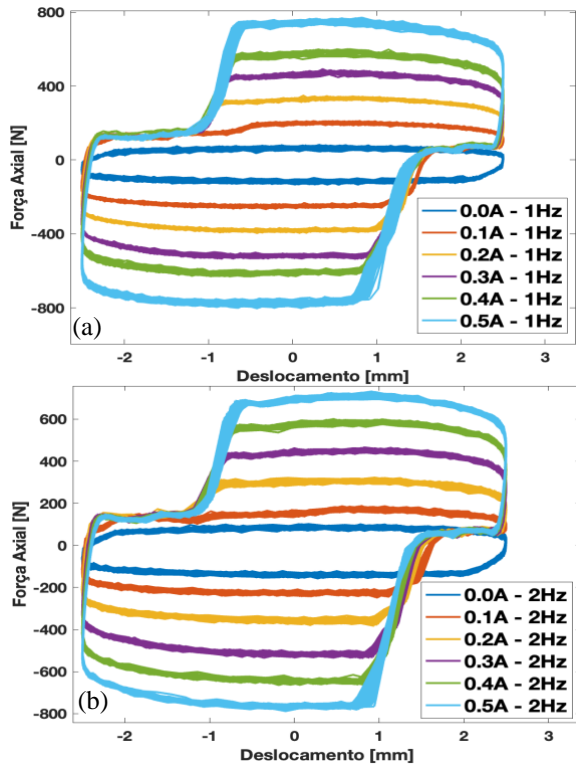


Figura 9 – (a) Força vs Deslocamento 1 Hz (b) Força vs Deslocamento 2 Hz

Parâmetros assimétricos nas Tabs.1 e 2 foram obtidos para uma ampla faixa de controle de corrente $I = 0 - 0.5 A$ e foi imposto um movimento senoidal com frequência de excitação $f = 1 Hz$ e amplitude de deslocamento $A = 2.5 mm$.

Tabela 1 – Constantes Físicas ($f = 1 Hz$)

Constante	0 A	0.1 A	0.2 A	0.3 A	0.4 A	0.5 A
a_0	424,49	3683	3077	22252	684,98	164,85
$a_1 (m/s)^{-1}$	-30,61	-238,88	-287,3	-201,32	-115,49	-49,65
$a_2 (amp)^{-1}$	0,38	2,54	0,755	0,89	0,62	0,361
$a_3 (m/s)^{-1}$	-7,07	110,17	99,887	101,92	160,11	104,20
$a_4 (m/s)^{-1}$	-9,30	-2,73	-4,078	-5,38	4,48	21,86
$l_0 (amp)$	-0,20	1,90	2,099	1,66	4,12	3,74
$l_1 (amp)$	-0,11	0,04	0,029	0,02	0,02	0,02
$f_0 (N)$	36,55	129,56	186,82	254,88	446,40	420,09

Tabela 2 – Parâmetros do Laço Histerese ($f = 1 Hz$)

CTE	0 A	0.1 A	0.2 A	0.3 A	0.4 A	0.5 A
k_0	-11,3	105,3	91,99	94,90	142,70	-11,57
k_{1c}	63,19	81,67	123,0	115,0	16,52	27,11
k_{1e}	22,69	25,18	25,16	23,88	14,04	32,99
k_2	10,82	30,53	17,47	16,69	24,55	-9,72
k_3	-7,06	4,77	9,53	8,53	10,02	30,78
k_4	-0,11	-0,72	-0,73	-0,82	-1,47	-3,91
k_5	0,46	0,38	0,46	0,46	0,08	0,03
k_6	0,01	0,32	0,34	0,33	0,10	0,06

O comportamento força – velocidade característico experimental é ilustrado pela Fig. 10 para 5 níveis de corrente e duas frequências.

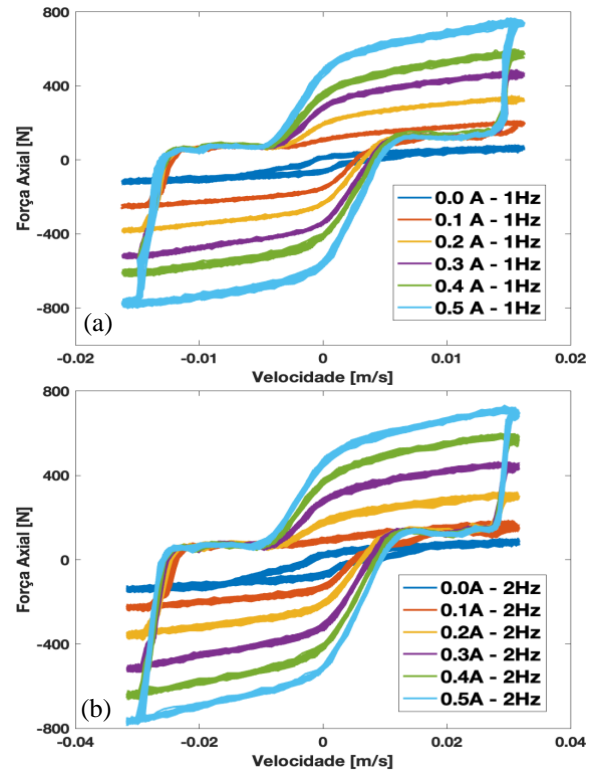


Figura 10 – (a) Força vs Velocidade 1 Hz (b) Força vs Velocidade 2 Hz

Para a mesma condição de deslocamento $A = 2.5 mm$ e variação de faixas de corrente $I = 0 - 0.5 A$ foi imposto um movimento senoidal com frequência de excitação $f = 2 Hz$, a fim de se observar a variação dos parâmetros ao se alterar a frequência Tab. 3 e 4.

Tabela 3 – Constantes Físicas ($f = 2 Hz$)

Constante	0 A	0.1 A	0.2 A	0.3 A	0.4 A	0.5 A
a_0	6937	11302	19899	17411	10671	12467
$a_1 (m/s)^{-1}$	3,07	1,85	19,52	11,38	5,93	-16,86
$a_2 (amp)^{-1}$	22,35	23,76	33,71	34,19	40,33	96,46
$a_3 (m/s)^{-1}$	1,34	1,59	-1,70	-1,56	-1,22	0,66
$a_4 (m/s)^{-1}$	13,36	0,37	0,50	0,55	0,49	0,74
$l_0 (amp)$	1,32	0,60	0,10	0,10	0,01	0,07
$l_1 (amp)$	0,69	0,25	-1,19	-1,04	-0,91	-0,24
$f_0 (N)$	31,97	33,93	158,35	235,14	262,01	644,98

Tabela 4 – Parâmetros do Laço Histerese ($f = 2 Hz$)

CTE	0 A	0.1 A	0.2 A	0.3 A	0.4 A	0.5 A
k_0	840,9	1,33	804,7	923,4	488,1	3,64
k_{1c}	39,10	27,79	37,16	45,39	88,65	7,25
k_{1e}	22,88	15,56	15,30	13,02	17,00	11,44
k_2	-123,1	-179,0	57,11	53,86	45,12	75,07
k_3	-12,5	-12,0	28,7	27,5	31,1	-39,0
k_4	-0,14	-0,13	-0,48	-0,50	-0,41	-0,44
k_5	0,36	0,36	0,36	0,39	0,51	0,03
k_6	0,002	0,006	0,31	0,31	0,35	0,07

5. Conclusão

O modelo de Bouc-Wen modificado foi capaz de reproduzir o comportamento dinâmico não linear do amortecedor MR nas condições consideradas por uma excitação senoidal. Os resultados foram validados com a condição de corrente 0A, na qual o ajuste de parâmetros foi satisfatório pois o resultado não apresentou folgas durante o experimento. Essas pequenas folgas no sistema fizeram com que o modelo matemático não se ajustasse perfeitamente aos dados experimentais. Como objetivo de trabalhos futuros, um pino com ajuste fino já foi projetado e fabricado a fim de evitar folgas no sistema e promover o melhor ajuste para os parâmetros do modelo dinâmico de Bouc-Wen.

6. Referências

- [1] S. Sassi, A. Sassi, K. Cherif, and F. Tarlochan, "Magnetorheological damper with external excitation for more efficient control of vehicles' dynamics:," <https://doi.org/10.1177/1045389X18781038>, vol. 29, no. 14, pp. 2919–2932, Jun. 2018, doi: 10.1177/1045389X18781038.
- [2] H.-J. Jung, K.-M. Choi, B. F. Spencer, and I.-W. Lee, "Application of some semi-active control algorithms to a smart base-isolated building employing MR dampers," *Control Health Monit*, vol. 13, pp. 693–704, 2006, doi: 10.1002/stc.106.
- [3] S. Sun *et al.*, "Development of magnetorheological elastomers-based tuned mass damper for building protection from seismic events:," <https://doi.org/10.1177/1045389X17754265>, vol. 29, no. 8, pp. 1777–1789, Feb. 2018, doi: 10.1177/1045389X17754265.
- [4] G. Pepe, N. Roveri, and A. Carcaterra, "Experimenting Sensors Network for Innovative Optimal Control of Car Suspensions," *Sensors 2019, Vol. 19, Page 3062*, vol. 19, no. 14, p. 3062, Jul. 2019, doi: 10.3390/S19143062.
- [5] L. Feng *et al.*, "Investigation of an Automobile magnetorheological damper with asymmetric mechanical characteristics," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1678, no. 1, p. 012012, Nov. 2020, doi: 10.1088/1742-6596/1678/1/012012.
- [6] B. H. Kang, J. Y. Yoon, G. W. Kim, and S. B. Choi, "Landing efficiency control of a six-degree-of-freedom aircraft model with magnetorheological dampers: Part 1—Modeling:," <https://doi.org/10.1177/1045389X20942578>, vol. 32, no. 12, pp. 1323–1335, Jul. 2020, doi: 10.1177/1045389X20942578.
- [7] Q. V. Luong, D. S. Jang, and J. H. Hwang, "Robust Adaptive Control for an Aircraft Landing Gear Equipped with a Magnetorheological Damper," *Applied Sciences 2020, Vol. 10, Page 1459*, vol. 10, no. 4, p. 1459, Feb. 2020, doi: 10.3390/APP10041459.
- [8] Q. Fu, C. Pan, and L. Xu, "Research on the Nonlinear Computer Torque control of the MR Damper Based Above-knee Prosthesis," *MATEC Web of Conferences*, vol. 267, p. 02009, 2019, doi: 10.1051/MATECCONF/201926702009.
- [9] C. Ochoa-Diaz *et al.*, "An above-knee prosthesis with magnetorheological variable-damping," *Proceedings of the IEEE RAS and EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics*, pp. 108–113, Sep. 2014, doi: 10.1109/BIOROB.2014.6913761.
- [10] H. T. Kim *et al.*, "Lateral vibration control of a precise machine using magneto-rheological mounts featuring multiple directional damping effect," *Smart Materials and Structures*, vol. 27, no. 3, p. 037001, Feb. 2018, doi: 10.1088/1361-665X/AAAD9E.
- [11] X. M. Du, M. Yu, J. Fu, Y. X. Peng, H. F. Shi, and H. Zhang, "H ∞ control for a semi-active scissors linkage seat suspension with magnetorheological damper:," <https://doi.org/10.1177/1045389X18778340>, vol. 30, no. 5, pp. 708–721, Jun. 2018, doi: 10.1177/1045389X18778340.
- [12] Y. Liao, Y. Liu, and S. Yang, "Semiactive Control of High-Speed Railway Vehicle Suspension Systems with Magnetorheological Dampers," *Shock and Vibration*, vol. 2019, 2019, doi: 10.1155/2019/5279380.
- [13] T. Jin *et al.*, "Development and evaluation of a versatile semi-active suspension system for high-speed railway vehicles," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 135, Jan. 2020, doi: 10.1016/J.YMSSP.2019.106338.
- [14] S. Kanarachos, D. Savitski, N. Lagaros, and M. E. Fitzpatrick, "Automotive magnetorheological dampers: modelling and parameter identification using contrast-based fruit fly optimisation," *Soft Computing*, vol. 22, no. 24, pp. 8131–8149, Dec. 2018, doi: 10.1007/S00500-017-2757-6.
- [15] J. S. Oh and S. B. Choi, "Ride quality control of a full vehicle suspension system featuring magnetorheological dampers with multiple orifice holes," *Frontiers in Materials*, vol. 6, Feb. 2019, doi: 10.3389/FMATS.2019.00008.
- [16] G. Li and Z. B. Yang, "Modelling and Analysis of a Magnetorheological Damper with Nonmagnetized Passages in Piston and Minor

- Losses,” *Shock and Vibration*, vol. 2020, 2020, doi: 10.1155/2020/2052140.
- [17] N. Mohajer Rahbari, B. Farahmand Azar, S. Talatahari, and H. Safari, “Semi-active direct control method for seismic alleviation of structures using MR dampers,” *Structural Control and Health Monitoring*, vol. 20, no. 6, pp. 1021–1042, Jun. 2013, doi: 10.1002/STC.1515.
- [18] S. Talatahari and N. M. Rahbari, “Enriched Imperialist Competitive Algorithm for system identification of magneto-rheological dampers,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 62–63, pp. 506–516, Oct. 2015, doi: 10.1016/J.YMSSP.2015.03.020.
- [19] J. C. Dixon, “The Shock Absorber Handbook: Second Edition,” *The Shock Absorber Handbook: Second Edition*, pp. 1–415, Nov. 2007, doi: 10.1002/9780470516430.
- [20] R. M. Desai, M. E. H. Jamadar, H. Kumar, S. Joladarashi, S. C. Rajasekaran, and G. Amarnath, “Evaluation of a commercial MR damper for application in semi-active suspension,” *SN Applied Sciences*, vol. 1, no. 9, pp. 1–10, Sep. 2019, doi: 10.1007/S42452-019-1026-Y/FIGURES/12.
- [21] D. H. Wang and W. H. Liao, “Magnetorheological fluid dampers: a review of parametric modelling,” *Smart Materials and Structures*, vol. 20, no. 2, p. 023001, Jan. 2011, doi: 10.1088/0964-1726/20/2/023001.
- [22] G. Z. Yao, F. F. Yap, G. Chen, W. H. Li, and S. H. Yeo, “MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system,” *Mechatronics*, vol. 12, no. 7, pp. 963–973, Sep. 2002, doi: 10.1016/S0957-4158(01)00032-0.
- [23] E. R. Wang, X. Q. Ma, S. Rakheja, and C. Y. Su, “Modeling asymmetric hysteretic properties of an MR fluids damper,” *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*, vol. 5, pp. 4643–4648, 2004, doi: 10.1109/CDC.2004.1429517.
- [24] “Análise dinâmica de amortecedores não lineares assimétricos, com histerese e sujeitos a folga e avaliação do efeito temperatura.” <https://repositorio.unesp.br/handle/11449/151680> (accessed Jun. 28, 2022).