

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

ANA PAULA ZANATTA

**SISTEMA DE SUSPENSÃO
ELETROMAGNÉTICA SEMIATIVA
COM POSSIBILIDADE DE
REGENERAÇÃO DE ENERGIA**

Porto Alegre
2018

ANA PAULA ZANATTA

**SISTEMA DE SUSPENSÃO
ELETROMAGNÉTICA SEMIATIVA
COM POSSIBILIDADE DE
REGENERAÇÃO DE ENERGIA**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica.
Área de concentração: Energia

ORIENTADOR: Prof. Dr. Ály Ferreira Flores
Filho

Porto Alegre
2018

CIP - Catalogação na Publicação

Zanatta, Ana Paula

Sistema de Suspensão Eletromagnética Semiativa
com Possibilidade de Regeneração de Energia / Ana
Paula Zanatta. -- 2018.

82 f.

Orientador: Ály Ferreira Flores Filho.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal do
Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Porto Alegre, BR-
RS, 2018.

1. Amortecedor Eletromagnético. 2. Máquina
Linear. 3. Sistema de Suspensão. 4. Controle
Semiativo. 5. Regeneração de Energia. I. Ferreira
Flores Filho, Ály, orient. II. Título.

ANA PAULA ZANATTA

**SISTEMA DE SUSPENSÃO
ELETROMAGNÉTICA SEMIATIVA
COM POSSIBILIDADE DE
REGENERAÇÃO DE ENERGIA**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica e aprovada em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora.

Orientador: _____

Prof. Dr. Ály Ferreira Flores Filho, UFRGS

Doutor pela Cardiff University – Cardiff, Reino Unido

Banca Examinadora:

Prof. Dra. Marília Amaral da Silveira, ULBRA

Doutora pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Porto Alegre, Brasil

Prof. Dr. Luís Alberto Pereira, UFRGS

Doutor pela Universität Kaiserslautern – Kaiserslautern, Alemanha

Prof. Dr. Paulo Roberto Eckert, UFRGS

Doutor pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Porto Alegre, Brasil

Coordenador do PPGEE: _____

Prof. Dr. Valner João Brusamarello

Porto Alegre, julho de 2018.

Para meus pais...

“Sometimes, I feel the past and the future pressing so hard on either side that there’s no room for the present at all.”

Evelyn Waugh
Brideshead Revisited (1945)

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Ály Ferreira Flores Filho por me orientar nesses dois anos de mestrado e me receber no LMEAE, proporcionando os recursos necessários para a conclusão deste trabalho.

Aos demais professores do LMEAE, especialmente ao Prof. Paulo Roberto Eckert, cuja tese de doutorado foi o ponto de partida desta dissertação de mestrado, por todo o suporte técnico durante o período de realização da mesma.

Ao bolsista de iniciação científica Lucas Dalla Corte Franchi por propor diversas melhorias e não medir esforços na realização dos testes experimentais.

Aos alunos de graduação e pós-graduação e técnicos do GMAp, nominalmente, Tales Lisbôa, Andrés Heemann, Gustavo Abreu, Gustavo Zeni, Rodrigo Barros e Carlos Thomas, por toda a ajuda na desmontagem e remontagem da bancada de testes, pelas discussões sobre atrito de Coulomb, pelo ensaio de compressão da mola, tantos outros favores e, claro, pelos inúmeros cafés.

Aos alunos de graduação e pós-graduação do LAMEF, Thinnie Hahn, Matheus Schmidt e Cleiton Mertz, pela paciência e dedicação na realização dos ensaios de medição de força no amortecedor.

A Mateus Mascolo, Dirceu Bueno e João Vítor Herrmann pela participação nos vários capítulos da novela dos tais fusos M27.

A Rafael Mester Furtado por compartilhar muito do seu conhecimento de Engenharia Mecânica comigo e, particularmente, pelo auxílio com otimização.

Aos colegas do PPGEE que hoje considero amigos, principalmente Roger Alves de Oliveira, por tantas discussões, desabafos, dúvidas e cafés compartilhados.

Aos alunos de graduação e pós-graduação do LMEAE que colaboraram de alguma forma para a finalização desta dissertação.

RESUMO

Este trabalho aborda a aplicação de uma máquina elétrica síncrona do tipo tubular linear de ímãs permanentes em um sistema de suspensão semiativa. O uso de amortecedores eletromagnéticos lineares em sistemas de suspensão não é uma ideia nova, mas a maioria dos trabalhos publicados sobre este assunto concebem soluções ativas e negligenciam as semiativas, sobretudo com estudos experimentais. Nesta pesquisa é discutido um modelo dinâmico eletromecânico acoplado de um sistema de suspensão semiativa, considerando um amortecedor eletromagnético linear e também apresentando dados experimentais. Leis da mecânica clássica e do eletromagnetismo são aplicadas para descrever o sistema que combina teoria de vibrações e máquinas elétricas. Um modelo virtual com vários subsistemas foi implementado no ambiente MATLAB[®]/Simulink/Simscape para associar equações e simular o desempenho global. Para o caso passivo, os resultados numéricos e experimentais validam os parâmetros e confirmam a funcionalidade do sistema e a metodologia proposta. Simulações e testes experimentais para o caso semiativo são consistentes, mostrando uma melhoria na transmissibilidade de deslocamento, em relação ao modo passivo, e a possibilidade de regeneração de energia.

Palavras-chave: Amortecedor Eletromagnético, Máquina Linear, Sistema de Suspensão, Controle Semiativo, Regeneração de Energia.

ABSTRACT

This work addresses the application of a tubular linear permanent magnet synchronous machine working as a damper for a semi-active suspension system. The use of linear electromagnetic dampers in suspension systems is not a new idea. However, most published papers on this subject outline active solutions and neglect semi-active ones, above all, with experimental studies. Here a dynamic mechanical-electromagnetic coupled model for a semi-active suspension system is reported. This is in conjunction with a linear electromagnetic damper and also presents experimental data. Classical laws of mechanics and electromagnetics are applied to describe a dynamic model combining vibration and electrical machines theories. A multifaceted MATLAB[®]/Simulink/Simscape model was implemented to incorporate equations and simulate global performance. For the passive case, numerical and experimental results validate the parameters and confirm system function and the proposed methodology. Simulation and practical results for the semi-active case are consistent, showing an improvement in the displacement transmissibility and the possibility of energy regeneration.

Keywords: Electromagnetic Damper, Linear Machine, Suspension System, Semi-active Control, Energy Regeneration.

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES	9
LISTA DE TABELAS	12
LISTA DE ABREVIATURAS	13
LISTA DE SÍMBOLOS	14
1 INTRODUÇÃO	17
1.1 Objetivos	18
1.2 Justificativa	19
1.3 Organização do Documento	20
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
3 SISTEMA PROPOSTO	26
3.1 Modelo Semi-analítico Eletromecânico Acoplado	28
3.2 Controle Semiativo Skyhook	37
4 IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL	40
4.1 Simulação no MATLAB®/Simulink/Simscape	41
4.2 Metodologia dos Testes Experimentais	53
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
5.1 Característica Força vs. Velocidade	60
5.2 Sistema de Suspensão Eletromagnética	64
5.3 Possibilidade de Regeneração de Energia	70
6 CONCLUSÃO	73
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	75
REFERÊNCIAS	77

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1:	Vista bidimensional da seção axial da estrutura eletromagnética do amortecedor linear tubular com armadura móvel e duplo arranjo de quasi-Halbach.	27
Figura 2:	Diagrama de corpo livre para um sistema de vibração com 1GDL.	29
Figura 3:	Resultados numéricos para a componente radial da densidade de fluxo magnético no entreferro para dois passos polares. A partir da aplicação de MEF no raio médio do enrolamento, uma aproximação foi obtida com três termos de uma série de Fourier.	30
Figura 4:	Resultados experimentais e de simulação (MATLAB [®] /Simulink) para as tensões induzidas em circuito aberto das fases A, B e C.	32
Figura 5:	Força total desenvolvida, calculada pela Lei da Força de Laplace e também pela transformada $dq0$, para $z_i(t) = 0,003 \text{ sen}(16\pi t)$ m e operação em curto-circuito. Resultados obtidos via modelo numérico de um sistema de suspensão passivo na plataforma MATLAB [®] /Simulink.	35
Figura 6:	Ilustração da força do amortecedor em função da velocidade relativa. A inclinação $\zeta = 2,3$ representa o máximo amortecimento possível, devido à limitação imposta pela resistência interna da máquina linear estudada.	37
Figura 7:	Exemplo de força aplicada ao sistema mecânico pelo amortecedor eletromagnético com controle semiativo <i>skyhook on-off</i>	39
Figura 8:	Diagrama esquemático do circuito eletrônico proposto para a implementação do chaveamento entre amortecimento alto (resistência elétrica baixa) e amortecimento baixo (resistência elétrica alta) do sistema de suspensão com controle semiativo <i>skyhook on-off</i>	39
Figura 9:	Visão geral do diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB [®] /Simulink/Simscape para simulação virtual do sistema de suspensão eletromagnética passiva.	41
Figura 10:	Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB [®] /Simulink/Simscape para modelar a dinâmica de vibração do sistema massa-mola-amortecedor, incluindo um gerador de força. O bloco de atrito translacional do Simscape inclui uma soma de componentes de atrito de Coulomb, viscoso e de Striebeck.	42

Figura 11:	Desenho da bancada de ensaios do sistema de suspensão, composta por plataforma inferior (servo-acionada), amortecedor eletromagnético, mola helicoidal, plataforma superior (livre) e massa adicional.	43
Figura 12:	Curva de força em função do deslocamento da mola instalada na bancada de ensaios de vibração, obtida com a média de três ensaios de compressão realizados em máquina de ensaios estáticos com certificado de calibração.	44
Figura 13:	Curva de resposta dinâmica em vibração livre do sistema de suspensão, com o amortecedor eletromagnético em aberto.	45
Figura 14:	Resultado da otimização realizada com uma ferramenta do Simulink para encontrar os valores dos parâmetros de b e μN do modelo dinâmico. 46	
Figura 15:	Visão geral do diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB [®] /Simulink para calcular as tensões induzidas na máquina elétrica linear operando como gerador. z_{mag} diz respeito à posição inicial da armadura trifásica em relação ao arranjo de ímãs permanentes.	47
Figura 16:	Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB [®] /Simulink para a obtenção do valor instantâneo da função em (9), diretamente ligada à tensão induzida na fase B. As tensões induzidas nas fases A e C utilizam diagramas análogos, respeitando as defasagens e polaridades das suas respectivas bobinas.	48
Figura 17:	Diagrama de blocos implementado com modelos físicos do Simscape, extensão do MATLAB [®] /Simulink, para representar o amortecedor eletromagnético com cargas resistivas fixas conectadas em estrela 4 fios, ou seja, para operação no modo passivo. As tensões de entrada desse subsistema são obtidas a partir do diagrama da Figura 15. O bloco de indutâncias mútuas modela um enrolamento trifásico com acoplamento mútuo, incluindo uma matriz de resistências e outra de indutâncias, segundo (BOFF, 2018).	49
Figura 18:	Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB [®] /Simulink para o cálculo da força desenvolvida pelo amortecedor eletromagnético linear, de acordo com a Força de Laplace. Os blocos que modelam a densidade de fluxo magnético no entreferro da máquina seguem (2), com as devidas defasagens conforme a fase do enrolamento.	50
Figura 19:	Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB [®] /Simulink que realiza a transformação de Clarke-Park, para então se utilizar a corrente de eixo de quadratura no cálculo da força eletromagnética conforme (21), tomando-se a constante k_F da máquina.	51
Figura 20:	Visão geral do diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB [®] /Simulink/Simscape para simulação virtual do sistema de suspensão eletromagnética semiativa.	52

Figura 21:	Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB [®] /Simulink/Simscape que implementa o controle semiativo <i>skyhook</i> de (26) e o circuito eletrônico adotado para o chaveamento das cargas resistivas.	52
Figura 22:	Configuração do amortecedor eletromagnético para testes na máquina de testes dinâmicos MTS 810.	54
Figura 23:	Protótipo da máquina síncrona linear tubular de ímãs permanentes instalado na bancada de testes. A base de excitação tem acionamento eletromecânico, a mola está em paralelo com o amortecedor e a massa suspensa, fixada na plataforma superior, responde livremente à dinâmica do sistema de suspensão.	56
Figura 24:	Medição do sinal de deslocamento periódico aplicado no amortecedor. Esta curva é resultado da média de 15 amostras da aquisição de dados de posição com esse perfil de deslocamento.	61
Figura 25:	Medição e simulação do sinal de força de reação desenvolvida pelo amortecedor.	61
Figura 26:	Resultados experimentais e de simulação para força em função de um deslocamento periódico.	62
Figura 27:	Rampa de deslocamento aplicada no amortecedor, correspondente a uma velocidade constante de 0,1 m/s. Este gráfico é resultado da média de 15 amostras da aquisição de dados de posição com esse perfil de deslocamento.	63
Figura 28:	Resultados experimentais e de simulação para força, com velocidade constante de 0,1 m/s.	63
Figura 29:	Resultados experimentais e de simulação para a transmissibilidade de deslocamento, como função da frequência, para duas condições de amortecimento passivo (circuito aberto e curto-circuito) e uma condição semiativa.	65
Figura 30:	Resultados experimentais de simulação para a transmissibilidade de deslocamento, como função da frequência, para três condições de amortecimento passivo.	66
Figura 31:	Diferenças absolutas entre os resultados de transmissibilidade de deslocamento obtidos através de simulação computacional e testes experimentais.	68
Figura 32:	Sinais experimentais de posição de entrada e da massa suspensa, de velocidade de entrada, da massa suspensa e relativa e os sinais lógicos dos <i>gates</i> dos MOSFETs do circuito da Figura 21.	69
Figura 33:	Comparação entre resultados de simulação e experimentais para a transmissibilidade de deslocamento do sistema de suspensão semiativo regenerativo.	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1:	Características da máquina linear aplicada como amortecedor eletromagnético.	27
Tabela 2:	Relação entre fator de amortecimento, para uma dada resistência elétrica total no amortecedor em pauta, e coeficiente de amortecimento equivalente.	37
Tabela 3:	Condições de frequência e amplitude de deslocamento aplicados no sistema de suspensão durante avaliação da transmissibilidade de deslocamento: cinco configurações para o caso passivo dissipativo (em aberto, 100 Ω , 27 Ω , 2,2 Ω e em curto), um ensaio para o caso Semiativo Dissipativo e um ensaio também para o caso Semiativo Regenerativo . Cada uma dessas configurações foi repetida três vezes.	57
Tabela 4:	Resumo dos resultados de medição e simulação de força no amortecedor eletromagnético, para velocidade constante e velocidade quadrada. *Força significa média da força, porque há <i>ripple</i> , e, no caso da velocidade quadrada, significa média dos valores absolutos.	64
Tabela 5:	Desvios padrões médios entre 3 amostras de dados de deslocamento medidos com <i>encoders</i> , para os ensaios passivos e semiativo dissipativo.	67

LISTA DE ABREVIATURAS

GDL	Grau-De-Liberdade
LVDT	<i>Linear Variable Differential Transformer</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MMQ	Método dos Mínimos Quadrados
MOSFET	<i>Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

α_p	Fator de encobrimento polar
ℓ	Comprimento axial dos arranjos de ímãs permanentes
\hat{Z}_i	Amplitude do deslocamento de entrada
\hat{Z}_m	Amplitude do deslocamento de saída
μN	Força de ficção de Coulomb
ω_m	Frequência de vibração mecânica aplicada em rad/s
ω_n	Frequência natural de vibração do sistema em rad/s
Ψ_{PM}	Fluxo concatenado produzido pelos ímãs permanentes
τ_p	Passo polar da máquina linear
ξ	Frequência angular espacial dependente do passo polar τ_p
ζ	Razão de amortecimento do sistema
a	Magnitude dos limites da zona morta
b_1	Primeiro coeficiente do somatório de funções seno que expressa B_r
b_3	Terceiro coeficiente do somatório de funções seno que expressa B_r
b_5	Quinto coeficiente do somatório de funções seno que expressa B_r
B_p	Valor de pico da fundamental da indução magnética radial no entreferro
B_r	Componente radial da indução magnética no entreferro da máquina linear
b	Coeficiente de atrito viscoso intrínseco ao sistema
c_0	Coeficiente de amortecimento baixo relacionado ao controle <i>skyhook</i>
c_1	Coeficiente de amortecimento alto relacionado ao controle <i>skyhook</i>
c_c	Coeficiente de atrito viscoso do amortecedor eletromagnético
c	Coeficiente de amortecimento crítico do sistema
D	Diâmetro externo do estator da máquina linear

e_A	Tensão induzida a vazio na fase A
e_B	Tensão induzida a vazio na fase B
e_C	Tensão induzida a vazio na fase C
e_d	Tensão induzida de eixo direto
F_A	Força eletromagnética produzida pela fase A
F_B	Força eletromagnética produzida pela fase B
F_C	Força eletromagnética produzida pela fase C
f_m	Frequência da vibração mecânica aplicada em Hz
f_n	Frequência natural de vibração do sistema em Hz
F	Força gerada pelo amortecedor eletromagnético
h	Curso de translação total da máquina linear
i_A	Corrente elétrica com carga resistiva na fase A
i_B	Corrente elétrica com carga resistiva na fase B
i_C	Corrente elétrica com carga resistiva na fase C
i_q	Corrente de eixo em quadratura
k_e	Constante de tensão induzida da máquina linear
k_F	Constante de força da máquina linear
k_w	Fator de enchimento do cobre da armadura
k	Constante de rigidez elástica da mola helicoidal
K	Função resultante da integração espacial de B_r sobre um passo polar
L_d	Indutância de eixo direto
L_q	Indutância de eixo em quadratura
l	Comprimento axial da armadura da máquina linear
L	Indutância própria por fase da máquina linear
m	massa da estrutura física suspensa
N	Número de espiras por bobina da máquina linear
n	Número de fases da máquina linear
p	Número de pares de polos da máquina linear
R_0	Resistência elétrica relacionada a um amortecimento viscoso baixo
r_1	Raio médio da culatra ferromagnética interna

R_1	Resistência elétrica relacionada a um amortecimento viscoso alto
r_c	Raio médio da armadura da máquina linear
R_e	Resistência externa por fase adicionada aos terminais da máquina linear
R_i	Resistência interna por fase da máquina linear
r	Razão de frequência entre frequência de perturbação e frequência natural
R	Resistência elétrica total do amortecedor eletromagnético
T_d	Transmissibilidade de deslocamento
t	Tempo
v_m	Velocidade da massa suspensa
v_r	Velocidade relativa entre a massa suspensa e a base da estrutura
v	Índice dos termos do somatório de funções seno que expressa B_r
z_i	Posição da perturbação na base do sistema
z_m	Posição da massa suspensa
z_r	Posição relativa entre a massa suspensa e a base da estrutura

1 INTRODUÇÃO

A principal função de qualquer sistema de suspensão é proteger uma determinada estrutura de forças vibratórias transmitidas por perturbações externas (GUGLIELMINO et al., 2008). Um sistema de suspensão é formado geralmente por molas, elementos elásticos, em paralelo com elementos dissipativos, que inserem amortecimento viscoso no sistema (SAVARESI et al., 2010). No entanto, projetos de sistemas de suspensão passiva são um desafio, visto que estes têm alto amortecimento em frequências próximas da frequência natural de oscilação, ao mesmo tempo que para frequências superiores a esta o amortecimento é baixo, o que compromete o desempenho geral do sistema (DIXON, 2007).

É possível, contudo, atingir os níveis de amortecimentos desejados de outras maneiras. As duas principais estratégias de controle que visam mitigar esse comprometimento no desempenho de sistemas de suspensão são classificadas como ativas e semiativas (KASHEM; NAGARAJAH; EKTESABI, 2018). Sistemas ativos precisam de acionamento externo, portanto apresentam elevado consumo de energia, além de problemas de confiabilidade (GUGLIELMINO et al., 2008; LIU; GAO; LI, 2013). Por outro lado, sistemas semiativos costumam apresentar menos falhas, assim como os sistemas passivos, porém ainda assim são versáteis e adaptáveis, como os ativos (SAVARESI et al., 2010; LIU; GAO; LI, 2013). Contudo, sistemas semiativos não podem injetar energia mecânica no sistema controlado, o que não desestabiliza o sistema, apenas produz uma modulação de forças de amortecimento, conforme a técnica de controle aplicada (GUGLIELMINO et al., 2008; SAVARESI et al., 2010).

Alguns exemplos relevantes de amortecedores controláveis incluem dispositivos

hidráulicos, a ar, por fricção ou com fluidos reológicos (JALILI, 2002; EZETA; MANDOW; CERESO, 2013). Uma outra opção viável seriam dispositivos de natureza eletromecânica, com um gerador elétrico rotativo acoplado a um sistema mecânico convertendo movimento linear em rotativo, ou eletromagnética, com um gerador elétrico linear diretamente posicionado entre a fonte de excitação externa e a massa suspensa do sistema (KARNOPP, 1989; MARTINS et al., 2006; PAULIDES et al., 2006; GYSEN et al., 2011; TONOLI et al., 2013; GALLUZZI; TONOLI; AMATI, 2015; HUANG et al., 2015a,b).

Estão entre as vantagens dessa última configuração: a desobrigação do uso de componentes mecânicos adicionais para transmissão de movimento, como conjuntos de engrenagens; o funcionamento independente de bombas, válvulas automáticas, fontes de potência externas e outros sistemas auxiliares utilizados em sistemas semi-ativos com amortecedores hidráulicos ou magnetorreológicos, por exemplo; o baixo consumo de energia no sistema de controle; e, ainda, a possibilidade de regeneração direta da energia que seria dissipada em outros tipos de amortecedores.

Assim sendo, este trabalho se propõe a estudar esse tipo de sistema de suspensão semi-ativa, isto é, com amortecedor eletromagnético linear, tanto no caso dissipativo quanto no caso regenerativo. Para esse fim, a máquina síncrona linear de ímãs permanentes projetada e construída por (ECKERT, 2016) foi adotada como um amortecedor ajustável. Não fazem parte do escopo desta dissertação avaliar sistemas de vibração com mais de um grau de liberdade (1GDL) e se ocupar com a reprodução de sistemas físicos reais, considerando coeficientes de amortecimento e massas encontradas em aplicações comuns. Todavia, procura-se realizar uma análise do funcionamento do sistema de suspensão proposto balizada pelo desempenho do amortecedor escolhido e pelas condições de teste do laboratório.

1.1 Objetivos

O objetivo geral desta dissertação de mestrado é implementar experimentalmente e desenvolver um modelo computacional para um sistema de suspensão semi-ativa com amortecedor eletromagnético linear e possibilidade de regeneração de energia.

De forma específica, os objetivos incluem:

- i. implementação, em uma bancada de testes laboratoriais, de um sistema de suspensão semiativa com 1GDL, empregando como amortecedor variável uma máquina elétrica linear;
- ii. criação de um modelo de simulação dinâmica, com a assistência de equações analíticas, métodos numéricos e otimização, para um sistema de isolamento de vibrações com 1GDL;
- iii. sugestão de um circuito de chaveamento de cargas elétricas que executa a técnica de controle semiativo *skyhook on-off*;
- iv. realização de testes experimentais visando analisar resultados de força no amortecedor eletromagnético, transmissibilidade de deslocamento e viabilidade de regeneração de energia no sistema de suspensão proposto;
- v. comparação dos resultados experimentais com os resultados no ambiente de simulação.

1.2 Justificativa

Sistemas de suspensão passiva têm limitações que motivam o estudo de sistemas de suspensão controlados, sejam eles ativos ou semi-ativos. Sistemas de suspensão ativa requerem uma fonte de energia suplementar para alimentar o atuador, seja ele hidráulico, pneumático, eletromagnético ou de outra categoria, além de, habitualmente, exigirem técnicas de controle mais avançadas. Sistemas de suspensão semiativa, por sua vez, contam com mais simplicidade de controle e, no caso de amortecedores variáveis eletromagnéticos, não necessitam de fontes de energia externas e são capazes de regenerar energia.

A relevância do tema se dá pelo empenho em se desenvolver e projetar sistemas de suspensão que propiciem mais conforto e segurança, sem abrir mão de desempenho, confiabilidade e eficiência. Outrossim, uma lacuna foi identificada na literatura especializada: não foram encontradas publicações que apresentem sistemas de suspensão semiativa utilizando um gerador linear trifásico como amortecedor variável eletromagnético. Posto isto, acredita-se que o desenvolvimento de um modelo eletromecânico virtual de um sistema de suspensão semiativa com tal amortecedor,

seguido de sua apropriada validação experimental, possa contribuir para avanços consecutivos na área.

1.3 Organização do Documento

Este trabalho é estruturado da seguinte maneira:

- i. o Capítulo 1 traz uma introdução geral ao argumento abordado, objetivos, justificativa e organização do documento;
- ii. o Capítulo 2 relaciona os principais trabalhos acadêmicos publicados acerca de sistemas de suspensão semiativa;
- iii. o Capítulo 3 é a principal parte do trabalho e detalha um modelo dinâmico semi-analítico para um sistema de suspensão com 1GDL, aplicando uma máquina elétrica linear trifásica como amortecedor regulável;
- iv. o Capítulo 4 detalha a implementação de um modelo virtual do sistema de suspensão em MATLAB[®]/Simulink/Simscape e também os ensaios práticos realizados em laboratório;
- v. o Capítulo 5 apresenta resultados experimentais para o sistema modelado e os discute, para os casos passivo dissipativo, semiativo dissipativo e semiativo regenerativo;
- vi. o Capítulo 6 finaliza o trabalho, retomando seus pontos centrais e evidenciando as principais contribuições.
- vii. o Capítulo 7, por fim, oferece algumas sugestões de trabalhos futuros para se continuar a pesquisa nessa temática.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Sistemas de suspensão tradicionais são geralmente compostos por molas e amortecedores hidráulicos ou pneumáticos e outros dispositivos mecânicos passivos com a finalidade de dissipar energia e atingir níveis razoáveis de amortecimento das vibrações que perturbam o sistema (DIXON, 2007). Os sistemas de suspensão mais modernos têm elementos semiativos e ativos (GUGLIELMINO et al., 2008; SAVARESI et al., 2010). Esses podem ser, entre outros, amortecedores variáveis hidráulicos, pneumáticos, por fricção, magnetorreológicos, eletorreológicos, eletromecânicos ou eletromagnéticos. Alguns sistemas de suspensão semiativa ainda podem apresentar molas com rigidez elástica variável (JALILI, 2002; EZETA; MANDOW; CERESO, 2013; GALLUZZI; TONOLI; AMATI, 2015).

Aplicações dessas soluções na área automotiva têm sido bastante consideradas na literatura, como por (VERROS; NATSIAVAS; PAPADIMITRIOU, 2005), que propõem uma metodologia para a otimização dos parâmetros de sistemas de suspensão passiva e semiativa em modelos não-lineares de um quarto de carro, (HROVAT, 1997), que examina técnicas de controle ótimo aplicadas em sistemas automotivos de suspensão ativa, (NAKAI; OOSAKU; MOTOZONO, 2000), que desenvolvem um observador para estimar a velocidade relativa de sistemas de suspensão semiativa aplicados em veículos, e (FIALHO; BALAS, 2002), que simulam um controlador ativo para um modelo dinâmico não-linear de um quarto de carro com atuador hidráulico. Porém, outras aplicações como cadeiras (NING et al., 2018), elevadores (LÓPEZ et al., 2014), hélices de helicópteros (GALLUZZI; TONOLI; AMATI, 2015) e máquinas de lavar roupa (SPELTA et al., 2009) também merecem atenção.

Diversos autores investigam sistemas de suspensão eletromagnética ativa. A constar, (CASTEREN et al., 2013) apresentam um modelo não-linear de carro inteiro com um sistema de suspensão ativa, que usa um atuador eletromagnético linear tubular em paralelo com uma mola passiva; (MARTINS et al., 2006) comparam atuadores lineares de ímãs permanentes com atuadores hidráulicos em sistemas de suspensão ativa; (GYSEN et al., 2009, 2010, 2011) pesquisam sistemas de suspensão eletromagnética ativa com atuador linear tubular de ímãs permanentes e possibilidade de regeneração de energia; (SUDA; NAKADAI; NAKANO, 1997) exploram um sistema de suspensão ativa com um motor linear CC aplicado como atuador e amortecedor passivo regenerativo.

Há, também, trabalhos que discutem sistema de suspensão eletromagnética passiva. Por exemplo, (ZHANG et al., 2016) constroem um amortecedor eletromecânico com um gerador *brushless* CC rotativo (ROSHAN; MARAVANDI; MOALLEM, 2015) focam no desenvolvimento de um conversor de potência que regula a tensão na entrada da bateria de um sistema de suspensão passiva regenerativa, usando uma máquina elétrica trifásica rotativa de ímãs permanentes como amortecedor, e (AKSEKILI; TOPALOGLU, 2016) empregam uma máquina síncrona linear como amortecedor eletromagnético passivo. Entretanto, sistemas de suspensão semiativa que empreguem máquinas elétricas lineares têm recebido pouco apreço.

O autor (KARNOPP, 1989) apresenta uma máquina linear de ímãs permanentes que pode ser utilizada como amortecedor variável, porém não se aprofunda na operação do sistema de suspensão semiativa. Algumas outras publicações explicam certos aspectos de sistemas de amortecimento semiativo sem especificar o tipo de amortecedor. Como alusão, (EZETA; MANDOW; CERESO, 2013) e (JALILI, 2002) discutem sistemas de suspensão semiativa, mas sequer mencionam amortecedores eletromagnéticos, e (GUGLIELMINO et al., 2008) cita amortecedores eletromagnéticos semiativos, porém concentra sua análise e estudos de caso em amortecedores por fricção e magnetorreológicos.

O artigo de (KARNOPP; CROSBY; HARWOOD, 1974) apresentam um sistema de controle de vibrações com geradores de força semiativos, propondo o método de controle conhecido como *skyhook*. (KARNOPP, 1990) traz diretrizes de projeto

para esse tipo de sistema. (KARNOPP, 1987) também introduz uma análise da força gerada em sistemas de suspensão eletromagnéticas semiativas, com elementos dissipativos ajustáveis, tais como potenciômetros ou circuitos de eletrônica de potência, e (KARNOPP, 1995) trata de ideias teóricas para sistemas ativos e semiativos de isolamento de vibração, de uma maneira geral.

Os autores (AMATI; FESTINI; TONOLI, 2011) modelam e projetam um amortecedor eletromecânico para sistemas de suspensão passiva e semiativa, com foco na redução do peso numa configuração baseada em um motor elétrico rotativo. Em (TONOLI et al., 2013) há a validação desse sistema no modo passivo, com testes experimentais de resposta em frequência. Esses artigos sugerem que, devido à limitada densidade de potência de máquinas lineares, as máquinas rotativas são normalmente escolhidas para sistemas de suspensão ativa e semiativa, inclusive comparando o coeficiente de amortecimento viscoso equivalente de amortecedores hidráulicos com amortecedores eletromagnéticos lineares e amortecedores eletromecânicos rotativos.

Adicionalmente, (PAULIDES et al., 2006) aplicam recursos analíticos e numéricos para orientar um projeto de gerador linear tubular adotado como amortecedor em sistemas de suspensão semiativa. Além disso, (HSIEH et al., 2016; HSIEH; MOALLEM; GOLNARAGHI, 2016) implementam um sistema de suspensão semiativa regenerativa com uma máquina elétrica CC rotativa operando como amortecedor variável, e tratam de aspectos como projeto otimizado do sistema de suspensão automotiva, controle *skyhook*, eletrônica de potência e regeneração de energia.

Alternativamente, outros pesquisadores publicaram trabalhos com estruturas híbridas, como o sistema de suspensão ativa de (DING et al., 2018), que conta com um motor linear de ímãs permanentes e um amortecedor hidráulico, e o amortecedor eletro-hidrostático de (GALLUZZI; TONOLI; AMATI, 2015), projetado para sistemas de suspensão ativa ou semiativa de pás da hélice de helicópteros. (SHI et al., 2015) implementam um sistema de suspensão semiativa que contém um amortecedor hidráulico regulável de três níveis de amortecimento e um gerador elétrico linear para reaproveitamento de energia. Além disso, (AMATI et al., 2017) sugerem uma metodologia de projeto para um sistema de atuação eletromecânica que ajusta a altura de fixação da mola, para assim variar a resposta do sistema de suspensão.

Outrossim, os trabalhos de (TSENG; HROVAT, 2015; HROVAT; MARGOLIS; HUBBARD, 1988; HROVAT, 1993, 1997), assim como outros, fornecem informações úteis sobre o controle de suspensões ativa e semiativa (SANDE; BESSELINK; NIJMEIJER, 2016; GUGLIELMINO et al., 2008; SAVARESI et al., 2010; LIU; GAO; LI, 2013; KASHEM; NAGARAJAH; EKTESABI, 2018). Para se mencionar mais alguns trabalhos, (JALILI, 2002) realiza estudos comparativos entre diferentes aspectos teóricos e práticos de sistemas de suspensão semiativa; (LIU; WATERS; BRENNAN, 2005) comparam estratégias de controle semiativo para isolamento de vibrações; e (SANTOS et al., 2012) comparam estratégias de controle semiativo *on-off* aplicadas em um sistema de suspensão automotiva com um amortecedor magnetorreológico.

Complementarmente, (SUDA; NAKADAI; NAKANO, 1997) mostram que a possibilidade de regeneração de energia é uma das principais vantagens de sistemas de suspensão semiativa. Alguns autores apresentam soluções regenerativas para sistemas de suspensão semiativa (SHI et al., 2015; HSIEH et al., 2016; HSIEH; MOALLEM; GOLNARAGHI, 2016) e outros para sistemas passivos (ZHANG et al., 2016; ROSHAN; MARAVANDI; MOALLEM, 2015; HUANG et al., 2015a). Ademais, também há publicações que analisam o potencial de regeneração de energia de sistemas de suspensão em geral e visam sugerir metodologias de projeto para sistemas de suspensão com foco nesse cenário (ZHANG et al., 2017; ZUO; ZHANG, 2013; HUANG et al., 2015b; JOLLY; MARGOLIS, 1997).

Ainda, (TSENG; HROVAT, 2015) afirmam que um dos maiores desafios para a disseminação do uso de suspensões ativas eletromagnéticas ainda está na área do projeto e implementação do atuador. (AMATI et al., 2017) também corroboram que sistemas de suspensão eletromecânicos estão entre as próximas tendências para o futuro da indústria automotiva, devido à alta confiabilidade e baixo custo. (MARTINS et al., 2006), por fim, sustentam que avanços no desenvolvimento de sistemas de refrigeração para atuadores lineares eletromagnéticos podem reduzir significativamente as dimensões e o peso deles.

Finalmente, não foram encontrados, na bibliografia pesquisada, trabalhos que apresentam sistemas de suspensão semiativa, com regeneração de energia, utilizando

uma máquina elétrica linear, funcionando como gerador, como amortecedor variável, e, sobretudo, com resultados de implementação experimental. A carência de mais literatura de qualidade sobre o assunto, bem como as datas de publicação dos ainda recentes avanços na área, indicam que esse tema é digno de exploração a fim de se prover informações científicas mais densas e fundamentadas em busca de sistemas de suspensão mais confiáveis e eficientes.

3 SISTEMA PROPOSTO

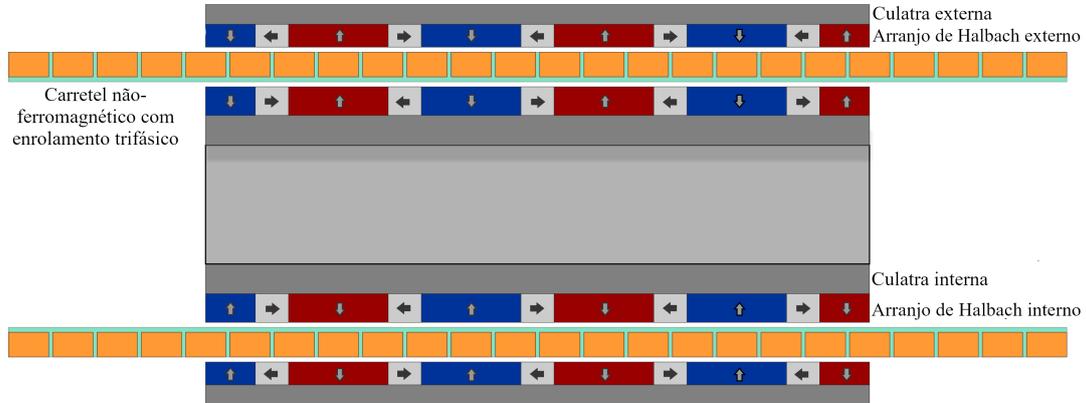
Esta dissertação de mestrado continua o desenvolvimento de sistemas de suspensão eletromagnética semiativa. A máquina linear tubular síncrona de ímãs permanentes (axissimétrica) representada na Figura 1 é analisada no contexto de um sistema de suspensão semiativa, após a validação experimental de um modelo dinâmico eletromecânico acoplado no contexto passivo. A configuração do amortecedor compreende, como parte estática, um duplo arranjo de Halbach de ímãs permanentes¹ fixado a núcleos ferromagnéticos para fornecer excitação de campo, e, como parte móvel, um enrolamento de armadura trifásica formado por 24 bobinas sobre um carretel de fibra de vidro.

Mais informações sobre o gerador elétrico são dadas na Tabela 1. Demais detalhes sobre o projeto e o funcionamento desse tipo de máquina são apresentados em (ECKERT; GOLTZ; FILHO, 2014; ECKERT et al., 2016, 2018; BOFF et al., 2017). A principal motivação para essa escolha de amortecedor eletromagnético está no fato de este possuir uma armadura móvel sem núcleo ferromagnético, apenas com espiras de cobre enroladas em um carretel de fibra de vidro, e isto resulta em uma baixa massa móvel, o que é desejável para sistemas de suspensão.

É importante frisar que, de acordo com (TSENG; HROVAT, 2015), como mencionado no Capítulo 2, um dos principais problemas para a difusão de sistemas de suspensão ativa está na área do projeto e implementação do atuador. Considerando

¹Um arranjo de Halbach (nomeado assim devido ao cientista alemão Klaus Halbach, 1924-2000) é uma estrutura periódica específica formada por uma série de ímãs permanentes. O arranjo tem um padrão de rotação espacial do magnetismo que cancela o campo magnético em um dos lados, mas o aumenta do outro.

Figura 1: Vista bidimensional da seção axial da estrutura eletromagnética do amortecedor linear tubular com armadura móvel e duplo arranjo de quasi-Halbach.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 1: Características da máquina linear aplicada como amortecedor eletromagnético.

Símbolo	Grandeza	Valor
l	Comprimento axial da parte móvel	212 mm
D	Diâmetro externo do estator	84 mm
r_c	Raio médio da parte móvel	29,7 mm
τ_p	Passo polar	26,64 mm
h	Curso de translação total	80 mm
p	Número de pares de polos	3
m	Número de fases	3
-	Número total de bobinas por fase	8
-	Número de bobinas ativas por fase	5
N	Número de espiras por bobina	100
L	Indutância própria (fase)	6,23 mH
R_i	Resistência por fase	12,71 Ω

Fonte: Elaborado pelo autor.

isso, um dos desafios é a redução da massa móvel associada à estrutura dos atuadores. Essa é uma das vantagens dessa topologia de atuador eletromagnético linear, isto é, baixa massa móvel, uma vez que o peso da armadura móvel é 1,57 kg, enquanto que o estator do atuador pesa 5,25 kg. Então, para o presente estudo de caso, a massa da parte móvel representa aproximadamente 6,4% do total da massa suspensa do sistema de suspensão modelado.

De acordo com (ECKERT et al., 2018), essa mesma máquina também apresenta

perdas ferromagnéticas desprezíveis, o que aumenta seu rendimento e evita o efeito de amortecimento intrínseco devido a correntes parasitas. Adicionalmente, a estrutura sem ranhuras produz baixos níveis de ondulação de força e estes baixos níveis de densidade de força podem ser superados pela aplicação de dois arranjos de ímãs permanentes em quasi-Halbach, resultando em altos níveis de densidade de fluxo magnético no entreferro.

Esse capítulo apresenta uma modelagem semi-analítica acoplada, para um sistema massa-mola-amortecedor de 1GDL, aplicando a máquina elétrica representada na Figura 1 como amortecedor eletromagnético. Para tanto, conceitos e leis fundamentais da mecânica newtoniana e do eletromagnetismo, juntamente com métodos numéricos, são implementados em MATLAB[®]/Simulink/Simscape. Testes experimentais preliminares auxiliam na formação desse modelo dinâmico. Uma técnica de controle semiativo é introduzida, assim como a metodologia de ensaios práticos também é exposta em detalhes².

3.1 Modelo Semi-analítico Eletromecânico Acoplado

A dinâmica do sistema de suspensão estudado pode ser representada, de maneira simplificada, pelo diagrama da Figura 2, em que um corpo sólido está suspenso por um elemento armazenador de energia potencial, um elemento dissipador de energia e um gerador de força. Uma força de atrito seco também é considerada na modelagem. Dessa forma, as principais forças de interesse que atuam no sistema são levadas em consideração.

Para sistemas de suspensão semiativa, o amortecedor eletromagnético opera como um gerador elétrico. A partir da Segunda Lei de Newton, Princípio Fundamental da Dinâmica, o balanço de forças para um sistema massa-mola-amortecedor em paralelo, com 1GDL, incluindo um gerador de força, com a posição da massa suspensa sendo z_m , em m, e a excitação de base sendo z_i , também em m, é dada

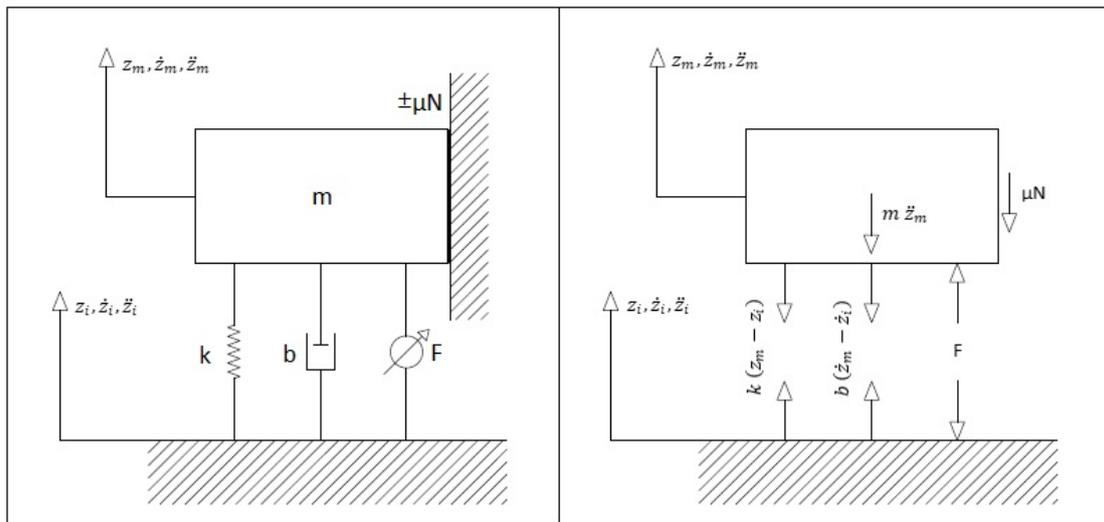
²Resultados introdutórios dessa proposta podem ser lidos em um artigo aceito para publicação, em 08 de maio de 2018, na revista COMPEL (The international journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering), intitulado "Tubular linear permanent magnet synchronous machine applied to semi-active suspension system".

pela seguinte equação diferencial:

$$m\ddot{z}_m + b(\dot{z}_m - \dot{z}_i) + k(z_m - z_i) + \mu N \operatorname{sgn} \dot{z}_m = F \quad (1)$$

onde b é o coeficiente de atrito viscoso intrínseco do sistema, dado em Ns/m, m é a massa suspensa, dada em kg, k é a constante de rigidez elástica da mola, dada em N/m, μN é a força de fricção de Coulomb (atrito seco)³, dada em N e dependente do sinal algébrico da velocidade instantânea da massa suspensa, e F é a força gerada pela máquina síncrona linear, também em N.

Figura 2: Diagrama de corpo livre para um sistema de vibração com 1GDL.



Fonte: Elaborado pelo autor.

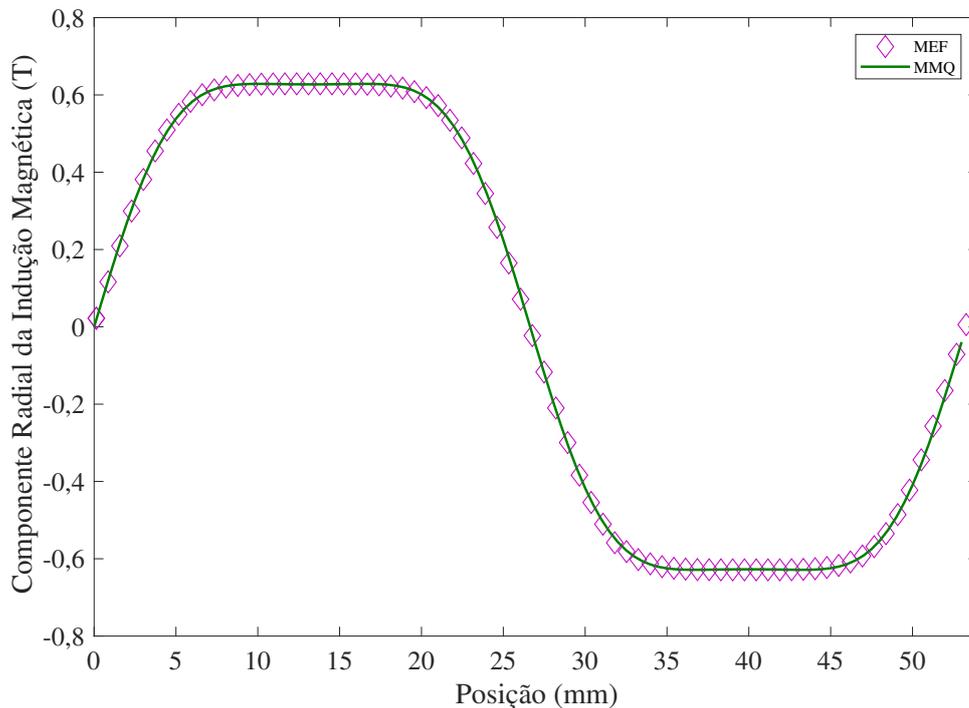
Deve ser notado que esse sistema mecânico não considera a massa não-suspensa, por ser um sistema massa-mola-amortecedor de 1GDL a parâmetros concentrados. A excitação de base z_i atua diretamente na parte estática da máquina linear, enquanto que sua parte móvel segue a dinâmica do sistema, sendo z_m a resposta de saída. A perturbação de entrada z_i é uma função periódica, especificamente senoidal. A posição relativa entre a massa suspensa e a entrada do sistema, isto é, $z_r = z_m - z_i$,

³Essa modelagem considera o atrito seco, e não apenas o atrito viscoso, devido ao comportamento observado na bancada de testes experimentais da Figura 23, com guias e rolamentos lineares. Maiores detalhes sobre essa estimativa física podem ser vistos na Seção 4.1.

será usada a partir deste ponto.

É necessário conhecer o campo magnético no entreferro da máquina elétrica para se calcular a força produzida do amortecedor eletromagnético. Com este objetivo, um modelo semi-analítico foi desenvolvido para expressar a densidade de fluxo magnético na direção radial $B_r(z_r)$ sobre a linha do raio médio do entreferro da máquina. A densidade de fluxo magnético na direção axial $B_z(z_r)$ não é utilizada no cálculo da tensão induzida ou da força eletromagnética, como mostrado por (ECKERT, 2016). Resultados de uma simulação magnetostática baseada no Método dos Elementos Finitos (MEF) foram obtidos a partir do uso do pacote ANSYS®/Maxwell para a componente radial da densidade de fluxo magnético.

Figura 3: Resultados numéricos para a componente radial da densidade de fluxo magnético no entreferro para dois passos polares. A partir da aplicação de MEF no raio médio do enrolamento, uma aproximação foi obtida com três termos de uma série de Fourier.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Esses resultados numéricos são considerados corretos, uma vez que foram analítica e experimentalmente validados por (ECKERT, 2016). Com a aplicação do Método dos Mínimos Quadrados (MMQ), a curva foi ajustada em uma expressão

em série de Fourier com três termos ímpares. A função

$$B_r(z_r) = \sum_{v=1}^3 b_{(2v-1)} \text{sen} [(2v-1)\xi z_r] \quad (2)$$

pode ser considerada uma boa aproximação, uma vez que $R^2 = 0,99$, em relação aos resultados de MEF. Os coeficientes obtidos são $b_1 = 0,7393$ T, $b_3 = 0,1271$ T e $b_5 = 0,01512$ T. Visto que B é dependente da posição, $\xi = \pi/\tau_p$ é a frequência angular espacial em termos do passo polar τ_p . A Figura 3 mostra os resultados de MEF para a densidade de fluxo magnético radial no entreferro, e sua aproximação obtida a partir de (2) para dois passos polares.

A tensão induzida na fase B pode ser obtida diretamente a partir da aplicação da Lei de Faraday-Neumann-Lenz com a integração de $B_r(z_r)$ sobre um passo polar, o que resulta em uma expressão do fluxo magnético por polo, uma função dependente do tempo t . As tensões induzidas nas fases A e C são obtidas, respectivamente, pelo atraso e adiantamento em $\tau_p/3$ do sinal da tensão induzida na fase B.

De acordo com a Figura 1, e considerando-se o movimento translacional em cada instante de tempo, sempre há um total de cinco bobinas de cada fase dentro dos arranjos de ímãs permanentes. Assim, a tensão induzida em cada fase é multiplicada por cinco, uma vez que as bobinas são conectadas em série, tal que:

$$e_A = 2\pi r_c 5N \frac{1}{2} \frac{d}{dt} \int_{z_r - \tau_p/3}^{z_r + 2\tau_p/3} B_r(z_r) dz \quad (3)$$

$$e_B = -2\pi r_c 5N \frac{1}{2} \frac{d}{dt} \int_{z_r}^{z_r + \tau_p} B_r(z_r) dz \quad (4)$$

$$e_C = 2\pi r_c 5N \frac{1}{2} \frac{d}{dt} \int_{z_r + \tau_p/3}^{z_r + 4\tau_p/3} B_r(z_r) dz \quad (5)$$

sendo N o número de espiras por bobina e r_c o raio médio da parte móvel da máquina.

As polaridades das bobinas são levadas em conta nos cálculos anteriores e seguintes. As expressões (3)-(5) podem ser reescritas como aqui:

$$e_A = 5N\pi r_c K(z_r - \tau_p/3)v_r(t) \quad (6)$$

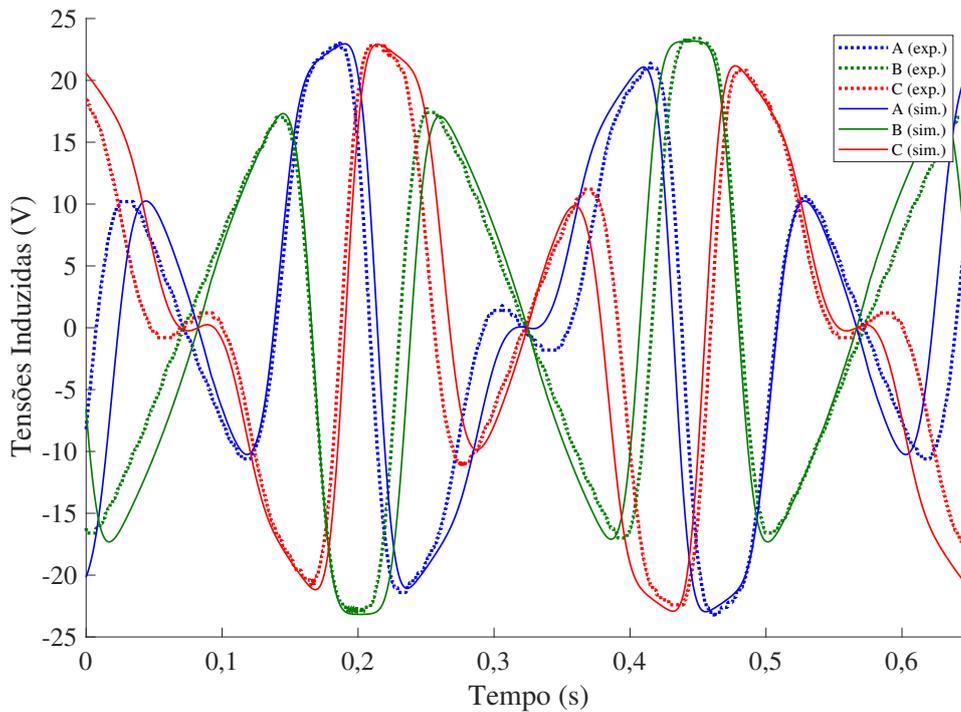
$$e_B = -5N\pi r_c K(z_r) v_r(t) \quad (7)$$

$$e_C = 5N\pi r_c K(z_r + \tau_p/3) v_r(t) \quad (8)$$

onde $v_r(t) = \dot{z}_r(t)$ é a velocidade relativa dependente do tempo entre a massa suspensa e a base de excitação, e

$$K(z_r) = \sum_{v=1}^3 2b_{(2v-1)} \cos \left[(2v-1)\xi \left(z_r + \frac{\tau_p}{2} \right) \right] \text{sen} \left[\frac{(2v-1)\xi\tau_p}{2} \right] \quad (9)$$

Figura 4: Resultados experimentais e de simulação (MATLAB[®]/Simulink) para as tensões induzidas em circuito aberto das fases A, B e C.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os gráficos das funções em (6)-(8) para operação em circuito aberto são mostrados na Figura 4. Os mesmos foram obtidos através do MATLAB[®]/Simulink e são comparados com resultados experimentais para a condição $z_i(t) = 0,002 \text{sen}(4\pi t)$.

Para a armadura em curto-circuito, a constante de tempo elétrica⁴ é 0,49 ms,

⁴A constante de tempo de um circuito RL é calculada a partir de $\tau_e = L/R$. Nesse caso, são

enquanto que a constante de tempo mecânica⁵ é 38 ms. Já com uma carga resistiva de, aproximadamente, 3 k Ω , ligada em Y na armadura, a constante de tempo elétrica se torna 2,1 ms e a constante de tempo mecânica, 8,7 s. Então, a indutância da armadura não afeta significativamente o tempo de resposta dinâmica do sistema completo⁶. Portanto, a indutância pode ser desprezada no modelo de computação da corrente elétrica. Quando um enrolamento de armadura trifásica está conectado em estrela com neutro, a Lei de Ohm fornece as correntes do sistema:

$$i_A = \frac{5N\pi r_c}{R} v_r(t) K(z_r - \tau_p/3) \quad (10)$$

$$i_B = -\frac{5N\pi r_c}{R} v_r(t) K(z_r) \quad (11)$$

$$i_C = \frac{5N\pi r_c}{R} v_r(t) K(z_r + \tau_p/3) \quad (12)$$

onde $R = R_i + R_e$, com R_e sendo a resistência de carga por fase e $R_i = 12,71 \Omega$ a resistência de fase da armadura.

As forças desenvolvidas em cada fase são computadas por meio da Força de Laplace, considerando-se o valor médio do comprimento das espiras de cobre da armadura.

$$F_A = 10\pi N r_c B(z_r - \tau_p/3) i_A \quad (13)$$

$$F_B = -10\pi N r_c B(z_r) i_B \quad (14)$$

$$F_C = 10\pi N r_c B(z_r + \tau_p/3) i_C \quad (15)$$

Ou, então, de forma mais detalhada:

$$F_A = \frac{50N^2\pi^2 r_c^2}{R} B(z_r - \tau_p/3) K(z_r - \tau_p/3) v_r(t) \quad (16)$$

desprezados os efeitos das indutâncias mútuas no circuito trifásico (IRWIN; NELMS, 2015).

⁵A constante de tempo de um sistema massa-mola-amortecedor é dada por $\tau_m = 1/\zeta\omega_n$, sendo ζ a razão de amortecimento e $\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{k/m}$ a frequência natural de vibração do sistema (DIXON, 2007).

⁶Apesar dessa não ser uma ideia que invalide a modelagem semi-analítica do problema, o modelo desenvolvido na plataforma MATLAB[®]/Simulink/Simscape (Seção 4.1) leva em conta as resistências e as indutâncias próprias e mútuas da máquina linear, seguindo (BOFF, 2018), pois o efeito indutivo é importante quando a possibilidade de regeneração de energia (carga capacitiva) é considerada. Contudo, para os casos passivo e semiativo com dissipação de energia (carga resistiva), um modelo sem indutâncias é suficiente.

$$F_B = \frac{50N^2\pi^2r_c^2}{R}B(z_r)K(z_r)v_r(t) \quad (17)$$

$$F_C = \frac{50N^2\pi^2r_c^2}{R}B(z_r + \tau_p/3)K(z_r + \tau_p/3)v_r(t) \quad (18)$$

As forças das equações (16)-(18) fornecem a força total resultante, que se opõe à direção do deslocamento relativo, e é dada por

$$F = F_A + F_B + F_C \quad (19)$$

Outra maneira de se computar a força total da máquina é por meio da aplicação da transformada $dq0^7$ nas correntes de fase (10)-(12) para a obtenção da corrente de quadratura i_q , pois F é proporcional a i_q . Desse modo, para movimento translacional e referência no estator (UMANS, 2014), as correntes $dq0$ são dadas por:

$$\begin{bmatrix} i_d \\ i_q \\ i_0 \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{\pi z_r}{\tau_p}\right) & \cos\left(\frac{\pi z_r}{\tau_p} - \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\frac{\pi z_r}{\tau_p} + \frac{2\pi}{3}\right) \\ -\sin\left(\frac{\pi z_r}{\tau_p}\right) & -\sin\left(\frac{\pi z_r}{\tau_p} - \frac{2\pi}{3}\right) & -\sin\left(\frac{\pi z_r}{\tau_p} + \frac{2\pi}{3}\right) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} \quad (20)$$

Para velocidades senoidais de excitação, como na aplicação aqui apresentada, as correntes $dq0$ não são constantes, como ocorre com máquinas elétricas que operam com velocidade constante. Uma vez que $L_d \approx L_q$, por conta da geometria da máquina (BOFF et al., 2017), calcula-se a força desenvolvida como:

$$F = \frac{3}{2} \frac{\pi}{\tau_p} p \Psi_{PM} i_q \quad (21)$$

com p sendo o número de pares de polos e Ψ_{PM} o fluxo magnético concatenado produzido pelos ímãs permanentes.

Para o valor de pico da densidade de fluxo magnético fundamental B_p , obtém-se

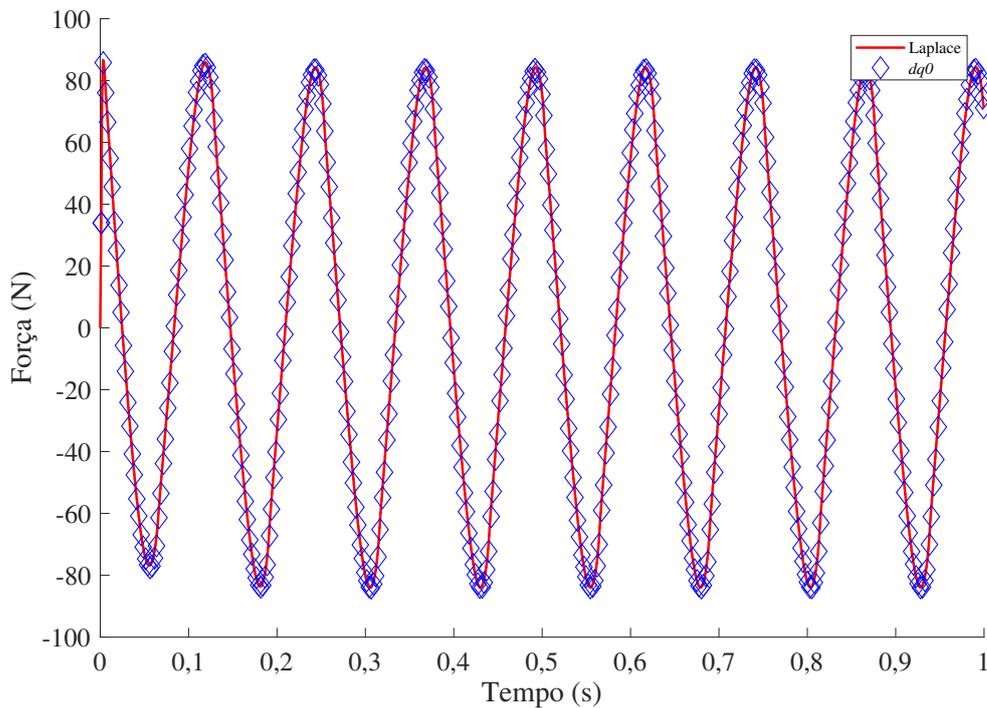
⁷A transformada de Clarke-Park é uma transformação algébrica fasorial para um sistema trifásico de tensões ou correntes. Esta transformação linear se baseia no conceito de decomposição das grandezas de armadura de uma máquina síncrona linear em duas componentes translacionais, uma alinhada com o eixo do campo magnético produzido pelos ímãs permanentes, a componente de eixo direto, e a outra em quadratura com o eixo deste mesmo campo, a componente de eixo em quadratura (UMANS, 2014).

o valor do fluxo concatenado Ψ_{PM} através de:

$$\Psi_{PM} = \frac{2\sqrt{2}}{p} k_w 5N \alpha_p B_p r_1 \ell \quad (22)$$

considerando-se k_w como o fator de enchimento do cobre, α_p como o encobrimento polar, ℓ como o comprimento axial dos arranjos de ímãs permanentes, r_1 como o raio médio da culatra interna, e B_p como a densidade de fluxo magnético de pico fundamental obtida a partir de (2). A Figura 5 mostra a coerência⁸ entre (19) e (21) para a condição em que excitação é $z_i(t) = 0,003 \text{ sen}(16\pi t)$ m e o enrolamento de armadura está em curto-circuito.

Figura 5: Força total desenvolvida, calculada pela Lei da Força de Laplace e também pela transformada $dq0$, para $z_i(t) = 0,003 \text{ sen}(16\pi t)$ m e operação em curto-circuito. Resultados obtidos via modelo numérico de um sistema de suspensão passivo na plataforma MATLAB[®]/Simulink.



Fonte: Elaborado pelo autor.

⁸Embora esta análise não considere o efeito de harmônicos de terceira ordem, quinta ordem ou superiores, mas apenas da componente fundamental da densidade de fluxo magnético, assume-se como uma abordagem coerente. Além de (21) entregar o mesmo resultado que (19), para a operação nas baixas frequências típicas de sistemas de suspensão, mesmo que presentes, esses componentes harmônicos não têm efeito significativo devido às constantes de tempo elétrica e mecânica observadas.

Seja $F = k_F i_q$ uma simplificação de (21), com k_F sendo a constante de força, i_q pode ser escrito como $i_q = -\frac{k_e}{R} v_r$ já que a tensão de eixo direto é $e_d = -k_e v_r$ e k_e é a constante de tensão induzida para um sistema de referência na tensão de armadura, correspondente aos valores de pico das tensões de fase em (6)-(8). Obtém-se, então:

$$F = -\frac{450}{R} \frac{\pi^2}{\tau_p^2} k_w^2 N^2 \alpha_p^2 B_p^2 r_1^2 \ell^2 v_r = -\frac{k_F k_e}{R} v_r \quad (23)$$

que é uma expressão similar à força desenvolvida por um amortecedor convencional. Logo, $\left(\frac{k_F k_e}{R}\right)$, em (23) pode ser somado ao coeficiente de amortecimento intrínseco do sistema b , exibido em (1) para se obter a força total de amortecimento viscoso do sistema de suspensão.

Para o sistema passivo de oscilações mecânicas:

$$F = -\frac{k_F k_e}{R} v_r = -c v_r = -2\zeta \sqrt{mk} v_r \quad (24)$$

sendo c o coeficiente de amortecimento equivalente do amortecedor eletromagnético, e ζ o fator de amortecimento⁹, que pode ser obtido a partir de

$$\zeta = \frac{k_F k_e}{2R\sqrt{mk}} \quad (25)$$

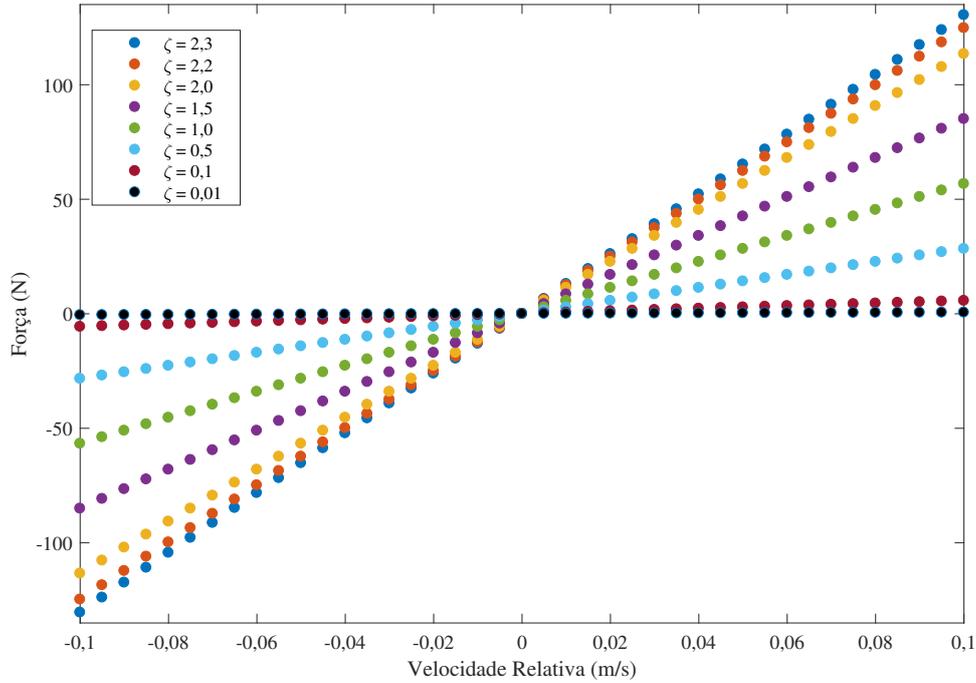
Com a finalidade de exemplificar (25), a Tabela 2 apresenta algumas relações entre ζ e R , com os coeficientes de amortecimento viscoso c correspondentes, para a máquina elétrica em pauta e dados de k_F , k_e , m e k introduzidos na Seção 4.1. A Figura 6 traz resultados teóricos de força, obtidos a partir de (24), para diversos pontos de velocidade constante e os fatores de amortecimento da Tabela 2.

Para operação em curto circuito, isto é, $R_e = 0 \Omega$, o amortecedor produz força máxima, enquanto que para circuito aberto, $R_e = \infty \Omega$, a força do amortecedor é nula e apenas a mola age na suspensão. Para sistemas de suspensão semiativa, R_e pode ser ajustado dinamicamente entre os limites $0 \leq R_e \leq \infty$, através de diferentes

⁹O fator de amortecimento ζ é um parâmetro adimensional de sistemas oscilatórios, que pode ser não-amortecido ($\zeta = 0$), subamortecido ($\zeta < 1$), criticamente amortecido ($\zeta = 1$) ou sobreamortecido ($\zeta > 1$). O fator de amortecimento está relacionado à capacidade do sistema de perder energia e também pode ser definido como a razão entre o coeficiente de amortecimento real e o coeficiente de amortecimento crítico ($c_c = 2\sqrt{km}$) do sistema, isto é, $\zeta = c/c_c$.

métodos de controle.

Figura 6: Ilustração da força do amortecedor em função da velocidade relativa. A inclinação $\zeta = 2,3$ representa o máximo amortecimento possível, devido à limitação imposta pela resistência interna da máquina linear estudada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 2: Relação entre fator de amortecimento, para uma dada resistência elétrica total no amortecedor em pauta, e coeficiente de amortecimento equivalente.

ζ	2,30	2,20	2,00	1,50	1,00	0,50	0,10	0,01
$R (\Omega)$	12,96	13,55	14,90	19,87	29,81	59,61	298,07	2980,69
$c (\text{Ns/m})$	1304,06	1247,36	1133,97	850,47	566,98	283,49	56,70	5,67

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2 Controle Semiativo Skyhook

Uma das técnicas de controle mais simples e efetivas para sistemas de suspensão semiativa é o método de controle denominado *skyhook*, como descrito por (KAR-

NOPP; CROSBY; HARWOOD, 1974). No presente trabalho, uma versão *on-off* do algoritmo de controle *skyhook* é aplicada, ou seja, quando a velocidade da massa suspensa v_m e a velocidade relativa v_r tiverem o mesmo sinal algébrico, o amortecedor eletromagnético produz elevada força. Por outro lado, quando v_m e v_r tiverem sinais opostos, o amortecedor fornecerá pouca ou nenhuma força e, virtualmente, apenas o amortecimento inerente ao sistema agirá (JALILI, 2002; LIU; WATERS; BRENNAN, 2005). Portanto

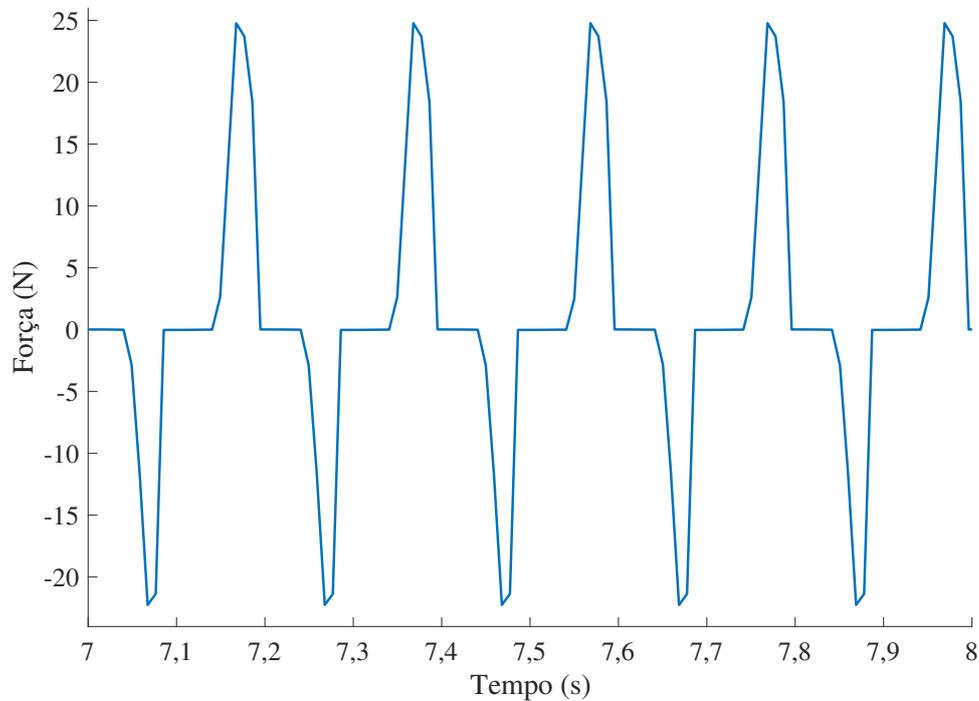
$$c = \begin{cases} c_1 & v_m v_r \geq 0 \\ c_0 & v_m v_r < 0 \end{cases} \quad (26)$$

A Figura 7 mostra uma curva da força produzida pelo amortecedor com controle semiativo *skyhook*, para um sinal de excitação $z_i(t) = 0,002 \sin(2\pi 5t)$ m e R_e sendo chaveado entre $R_1 = 0,22 \Omega$, correspondente a uma razão de amortecimento $\zeta = 2,3$ e a um coeficiente de amortecimento $c_1 = 1245$ Ns/m, e $R_0 = 3,9 \text{ k}\Omega$, correspondente a uma razão de amortecimento $\zeta \approx 0$ e a um coeficiente de amortecimento $c_0 \ll 1$ Ns/m. Os resultados da Figura 7 foram obtidos através de simulação computacional.

Para a implementação física do algoritmo de controle semiativo *skyhook on-off*, expresso em (26), propõe-se o circuito eletrônico apresentado na Figura 8. O circuito consiste em uma ponte retificadora trifásica não-controlada alimentada pelo amortecedor eletromagnético operando como gerador, cujos terminais de saída são conectados a dois resistores em paralelo, que são ativados ou desativados, conforme os sinais dos MOSFETs em série com os mesmos.

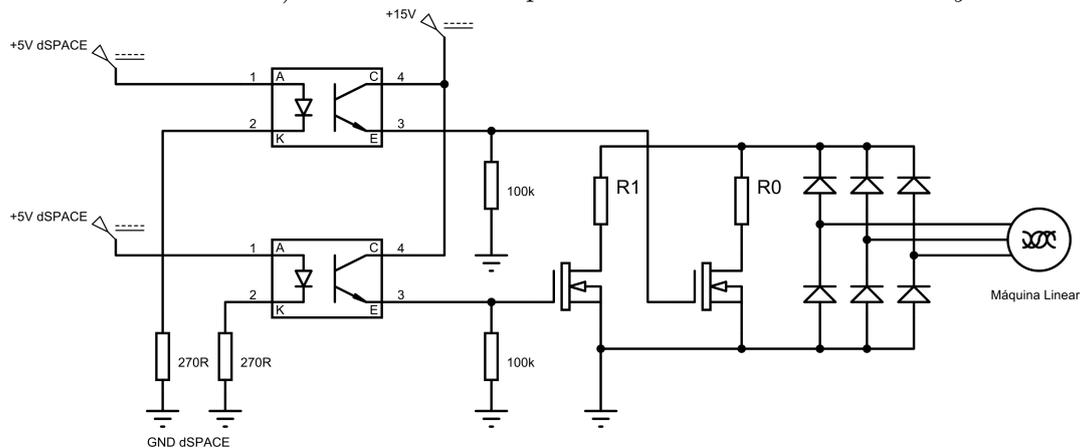
O sinal de *gate* do MOSFET em série com o resistor R_1 , correspondente à alta razão de amortecimento, é complementar ao sinal de *gate* do MOSFET em série com o resistor R_0 , correspondente à baixa razão de amortecimento, de maneira que quando uma chave conduz a outra está em aberto. Os sinais de controle que ativam os *gates* dos MOSFETs podem então ser gerados digitalmente, de acordo com (26).

Figura 7: Exemplo de força aplicada ao sistema mecânico pelo amortecedor eletromagnético com controle semiativo *skyhook on-off*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 8: Diagrama esquemático do circuito eletrônico proposto para a implementação do chaveamento entre amortecimento alto (resistência elétrica baixa) e amortecimento baixo (resistência elétrica alta) do sistema de suspensão com controle semiativo *skyhook on-off*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

4 IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL

Antes de se iniciar a descrição do modelo computacional e dos testes experimentais realizados, faz-se necessário definir o que é a transmissibilidade de deslocamento, um conceito muito difundido na análise de sistemas vibratórios em geral e empregado aqui também.

A transmissibilidade de deslocamento T_d é definida como a razão entre o máximo deslocamento de saída e o máximo deslocamento de entrada (DIXON, 2007). Usualmente, a transmissibilidade é expressa em dB e é dada em função da razão r entre a frequência mecânica aplicada $\omega = 2\pi f$ e a frequência natural $\omega_n = 2\pi f_n$ do sistema de vibração, ou seja,

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{2\pi f}{2\pi f_n} = \frac{f}{f_n} \quad (27)$$

Assim,

$$T_d = 20 \log \left(\frac{\hat{Z}_m}{\hat{Z}_i} \right) \quad (28)$$

sendo \hat{Z}_m e \hat{Z}_i os valores de pico do deslocamento de saída e de entrada, respectivamente.

Para sistemas de vibração passiva, quando a razão da frequência de excitação é maior que $r = \sqrt{2}$, o deslocamento transmitido é menor que o deslocamento estático. Isso significa que o amortecimento tem um efeito negativo. Em outras palavras, sistemas com baixo amortecimento têm transmissibilidade de deslocamento menor que aqueles com alto amortecimento. Quando a razão de frequência é menor que $r = \sqrt{2}$,

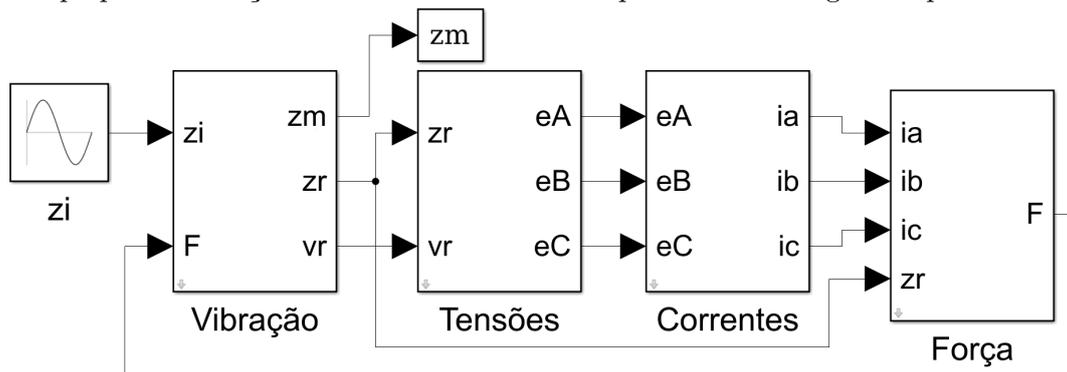
o deslocamento transmitido é maior que o deslocamento estático, isto é, altos valores de amortecimento reduzem significativamente a transmissibilidade (DIXON, 2007). No sistema de suspensão em estudo, a frequência natural é $f_n = 1,837$ Hz.

A seguir, a Seção 4.1 explica como o sistema de suspensão virtual foi implementado na plataforma MATLAB[®]/Simulink/Simscape, enquanto que a Seção 4.2 apresenta os testes experimentais desenvolvidos a partir do protótipo do amortecedor projetado e construído por (ECKERT, 2016).

4.1 Simulação no MATLAB[®]/Simulink/Simscape

Uma vez que grandezas mecânicas e eletromagnéticas estão inter-relacionadas, optou-se pela utilização do *software* MATLAB[®], principalmente do ambiente Simulink, e da extensão Simscape também, para a solução numérica das equações apresentadas nas Seções 3.1 e 3.2, visto que algumas apresentam não-linearidades. A Figura 9 apresenta uma visão geral dos subsistemas que compõem o modelo computacional para o sistema de suspensão passiva.

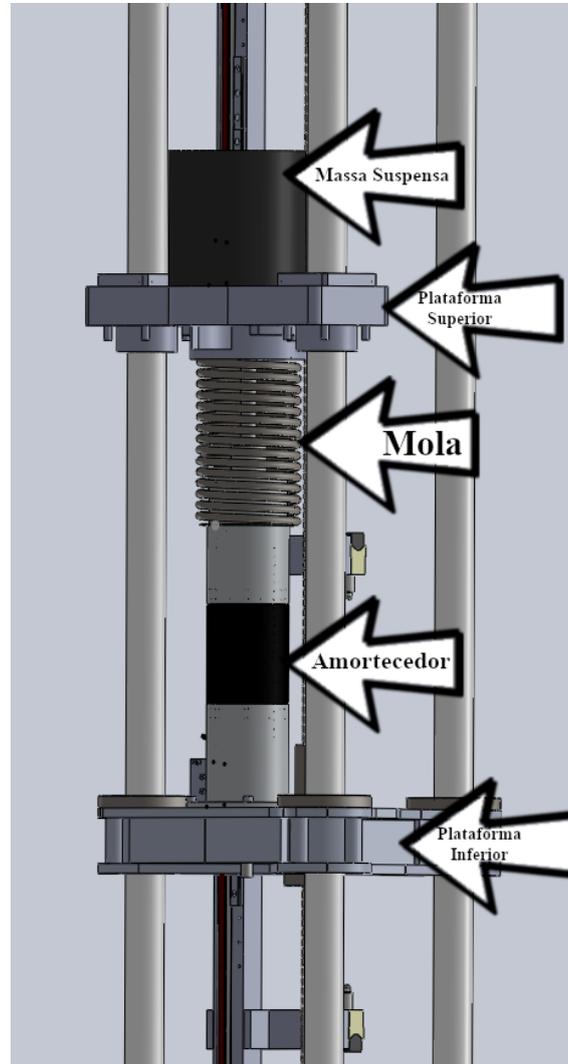
Figura 9: Visão geral do diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB[®]/Simulink/Simscape para simulação virtual do sistema de suspensão eletromagnética passiva.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Acessando-se os parâmetros da máscara denominada “Vibração”, é possível alterar os valores da massa suspensa (m), da constante de rigidez elástica da mola (k), do coeficiente de atrito viscoso intrínseco à bancada (b) e da força de fricção de

Figura 11: Desenho da bancada de ensaios do sistema de suspensão, composta por plataforma inferior (servo-acionada), amortecedor eletromagnético, mola helicoidal, plataforma superior (livre) e massa adicional.

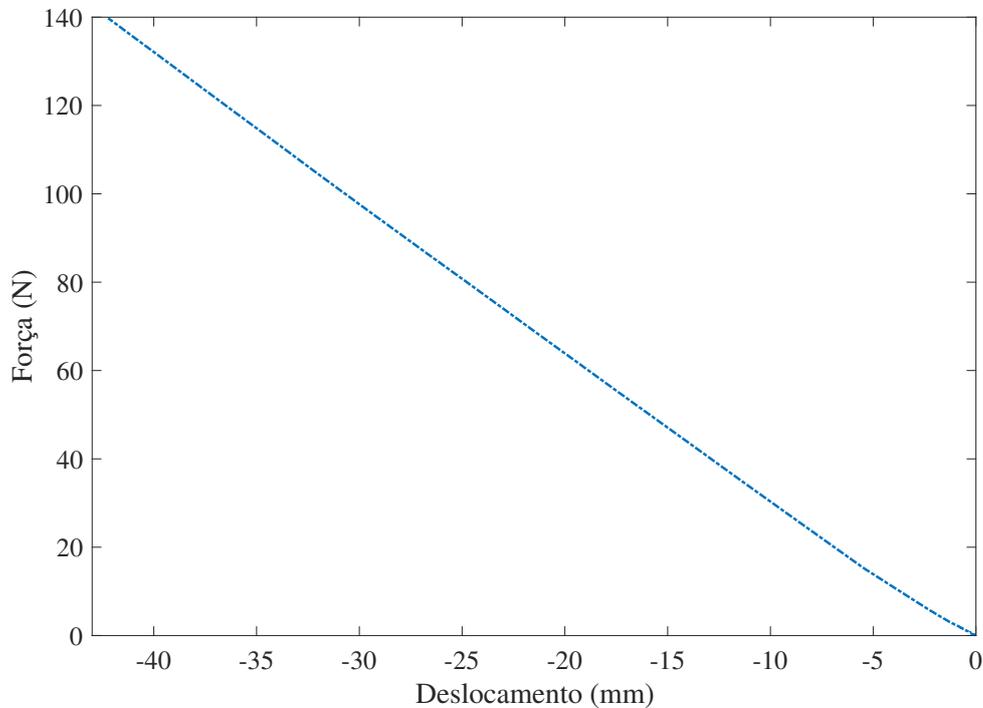


Fonte: Elaborado pelo autor.

ria preciso ainda modelar os atritos viscoso e seco inerentes da bancada. A força de atrito viscoso é equivalente a $b\dot{z}_m$, enquanto que a força de atrito de Coulomb é dada por $\mu N \operatorname{sgn} \dot{z}_m$ ¹. Visto que, em geral, o atrito não é um fenômeno facilmente caracterizado, seja analítica ou experimentalmente, optou-se pelo uso de uma ferramenta de parametrização disponível no Simulink.

¹A função sinal (do latim, "*signum*") é uma função matemática ímpar que retorna o sinal de um número real, assim: $\operatorname{sgn} \dot{z}_m = \begin{cases} -1 & \dot{z}_m < 0 \\ 0 & \dot{z}_m = 0 \\ 1 & \dot{z}_m > 0 \end{cases}$

Figura 12: Curva de força em função do deslocamento da mola instalada na bancada de ensaios de vibração, obtida com a média de três ensaios de compressão realizados em máquina de ensaios estáticos com certificado de calibração.

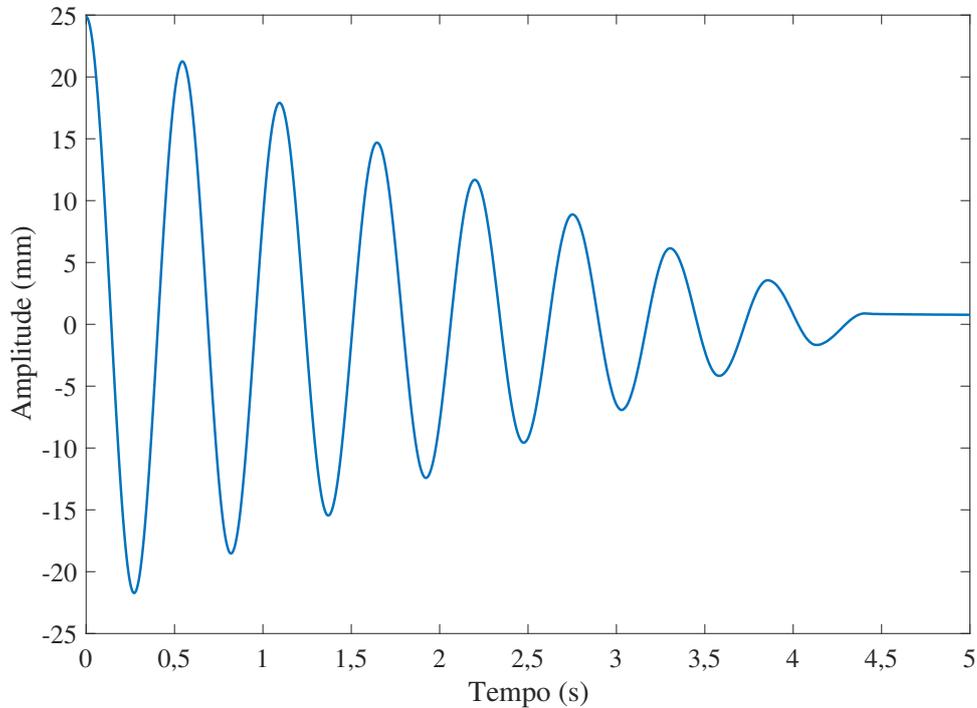


Fonte: Elaborado pelo autor.

Para tal, com os terminais da máquina elétrica em vazio, foi realizado um ensaio de resposta ao impulso: com a plataforma inferior fixa, a mola foi comprimida e então deixada em vibração livre, de forma que a massa suspensa acompanhasse a dinâmica do sistema. O arranjo duplo de ímãs permanentes encontra-se preso na plataforma inferior, enquanto que a parte móvel do amortecedor é contabilizada na massa suspensa. Os dados adquiridos para a variação da posição da plataforma superior estão mostrados na Figura 13.

Como pode ser observado na Figura 13, o decaimento do sinal não é exponencial, o que indica que o sistema não está perdendo energia apenas por amortecimento viscoso, mas também por outros tipos de amortecimentos não-lineares. Conforme a Figura 10 mostra, o bloco de fricção translacional do Simscape foi empregado para modelar o atrito da bancada, isto é, o amortecimento independente do amortecedor eletromagnético linear.

Figura 13: Curva de resposta dinâmica em vibração livre do sistema de suspensão, com o amortecedor eletromagnético em aberto.

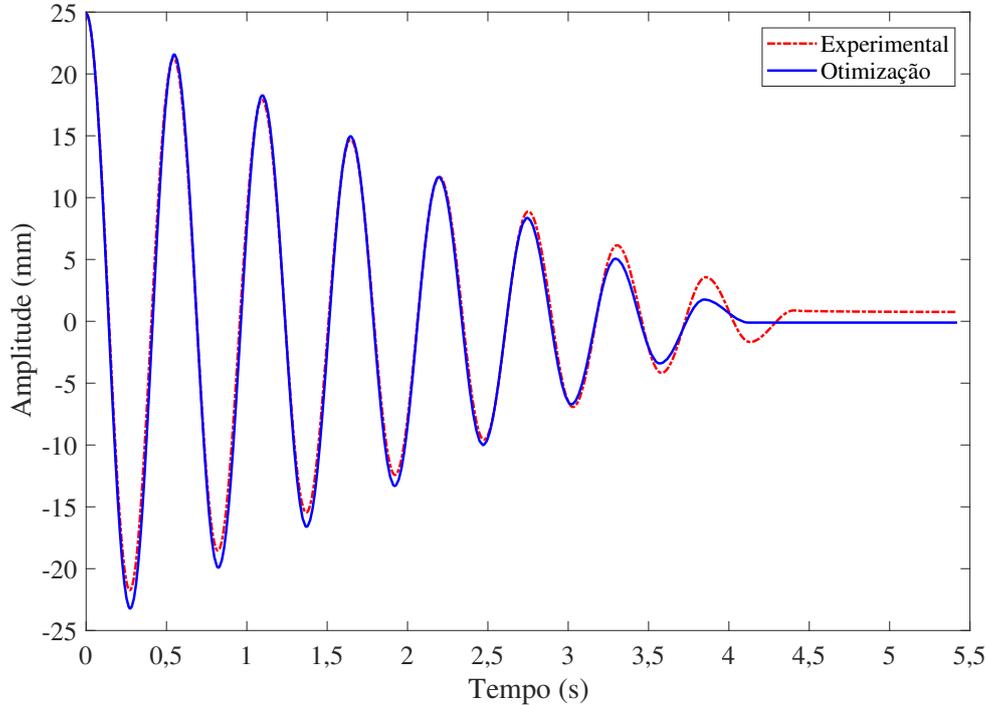


Fonte: Elaborado pelo autor.

Conhecendo-se os parâmetros da massa e da mola, a posição inicial de saída foi configurada de acordo com o observado na Figura 13, e a excitação de entrada do sistema foi retirada, bem como a força eletromagnética produzida pelo amortecedor. Assim, a resposta de saída do modelo virtual foi otimizada para que seguisse o sinal experimental da Figura 13. O método de otimização empregado foi o gradiente descendente, com um algoritmo de programação quadrática sequencial e as variáveis otimizadas foram o coeficiente de atrito viscoso e a força de atrito de Coulomb. Os valores obtidos foram, respectivamente 0,024 Ns/m e 2,684 N. A Figura 14 mostra o sinal resultante do processo de otimização comparado com o sinal experimental.

Assim, com os parâmetros mecânicos da dinâmica do sistema definidos, iniciou-se a modelagem eletromagnética da máquina linear. As expressões (6)-(8) foram implementadas no Simulink, resultando no modelo da Figura 15, que está inserido na máscara “Tensões” da Figura 9. Esse subsistema depende das variáveis z_r e v_r , provenientes do subsistema “Vibração”.

Figura 14: Resultado da otimização realizada com uma ferramenta do Simulink para encontrar os valores dos parâmetros de b e μN do modelo dinâmico.

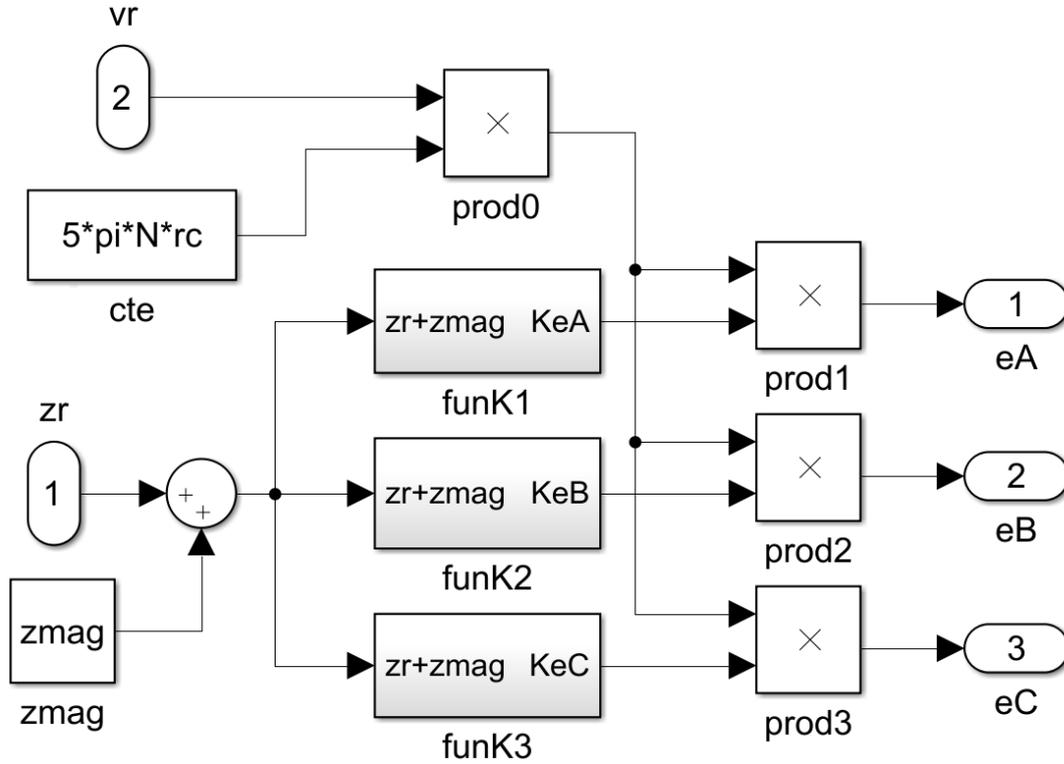


Fonte: Elaborado pelo autor.

O parâmetro z_{mag} diz respeito à posição axial inicial do centro do enrolamento de armadura em relação ao centro do arranjo duplo de ímãs permanentes (ECKERT, 2016). Como essa informação modifica as formas de onda das tensões induzidas, é importante levá-la em consideração na análise da operação da máquina elétrica em estudo submetida a uma excitação mecânica senoidal. Os blocos da Figura 16 implementam (9) para a fase B. Para as fases A e C, o argumento da função $K(z_r)$ deve ser defasado de $-\tau_p$ e $+\tau_p$, respectivamente.

Para o caso passivo, o subsistema “Correntes”, detalhado na Figura 17, recebe as tensões calculadas anteriormente e interpreta-as como sinais físicos, usados em blocos do Simscape, que implementam a impedância interna da máquina linear e a carga resistiva trifásica, ligada em estrela 4 fios, nos terminais do amortecedor. Embora a influência das indutâncias na resposta dinâmica do sistema não seja significativa para o funcionamento dissipativo, por causa das constantes de tempo elétrica e mecânica (Seção 3.1), a impedância interna do amortecedor eletromagnético linear

Figura 15: Visão geral do diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB[®]/Simulink para calcular as tensões induzidas na máquina elétrica linear operando como gerador. z_{mag} diz respeito à posição inicial da armadura trifásica em relação ao arranjo de ímãs permanentes.



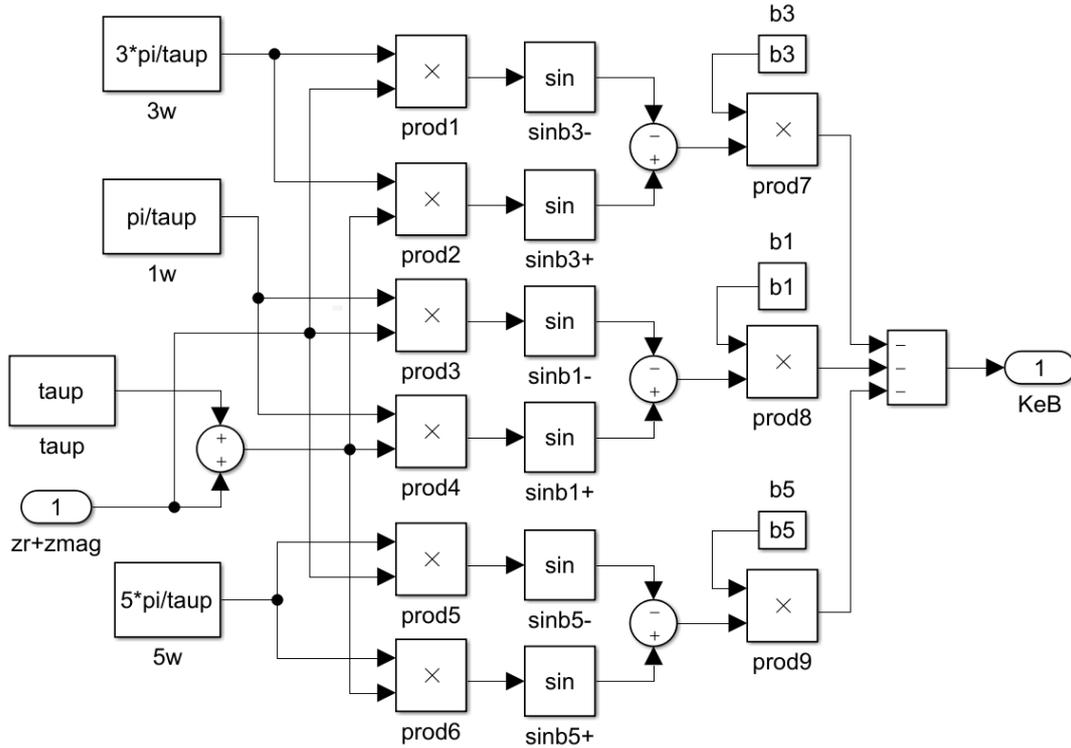
Fonte: Elaborado pelo autor.

pode ser modelada com um bloco pronto do Simscape que considera as indutâncias próprias e mútuas.

Os dados de entrada desse bloco do Simscape são as matrizes de resistências e indutâncias da máquina elétrica. Então, a matriz de resistências (BOFF, 2018), dada em Ω , se apresenta como:

$$\mathbf{R}_i = \begin{bmatrix} 12,74 & 0 & 0 \\ 0 & 12,66 & 0 \\ 0 & 0 & 12,74 \end{bmatrix} \quad (29)$$

Figura 16: Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB[®]/Simulink para a obtenção do valor instantâneo da função em (9), diretamente ligada à tensão induzida na fase B. As tensões induzidas nas fases A e C utilizam diagramas análogos, respeitando as defasagens e polaridades das suas respectivas bobinas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

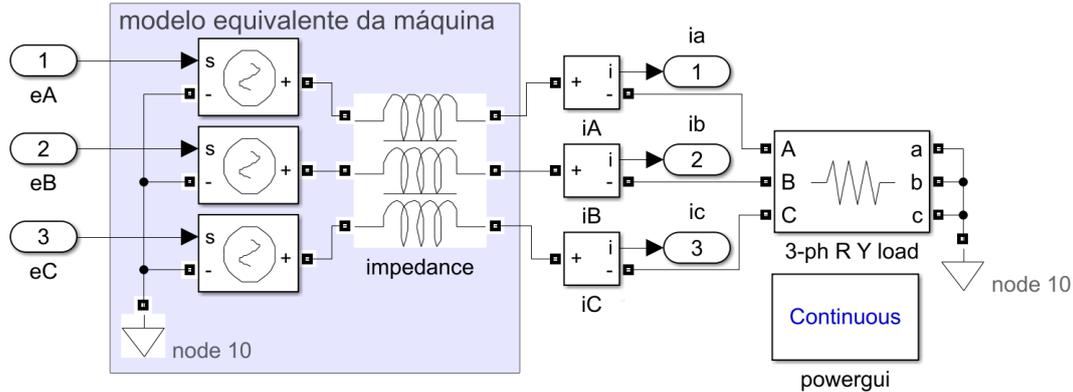
e a matriz de indutâncias próprias e mútuas (BOFF, 2018), em mH, é dada por:

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} 6,24 & -2,40 & -1,71 \\ -2,40 & 6,23 & -2,38 \\ -1,71 & -2,38 & 6,23 \end{bmatrix} \quad (30)$$

Com a máquina operando como gerador, a frequência elétrica f depende da velocidade da fonte de excitação mecânica.

Os três resistores R_e , conectados em estrela 4 fios nos terminais do amortecedor eletromagnético, são modelados com um bloco que representa um ramo resistivo trifásico e um ponto de neutro adequado. O valor da resistência de R_e pode ser ajustado na máscara do subsistema em foco, o que altera a dissipação de energia no sistema de suspensão, conforme (23), isto é, seu amortecimento.

Figura 17: Diagrama de blocos implementado com modelos físicos do Simscape, extensão do MATLAB[®]/Simulink, para representar o amortecedor eletromagnético com cargas resistivas fixas conectadas em estrela 4 fios, ou seja, para operação no modo passivo. As tensões de entrada desse subsistema são obtidas a partir do diagrama da Figura 15. O bloco de indutâncias mútuas modela um enrolamento trifásico com acoplamento mútuo, incluindo uma matriz de resistências e outra de indutâncias, segundo (BOFF, 2018).



Fonte: Elaborado pelo autor.

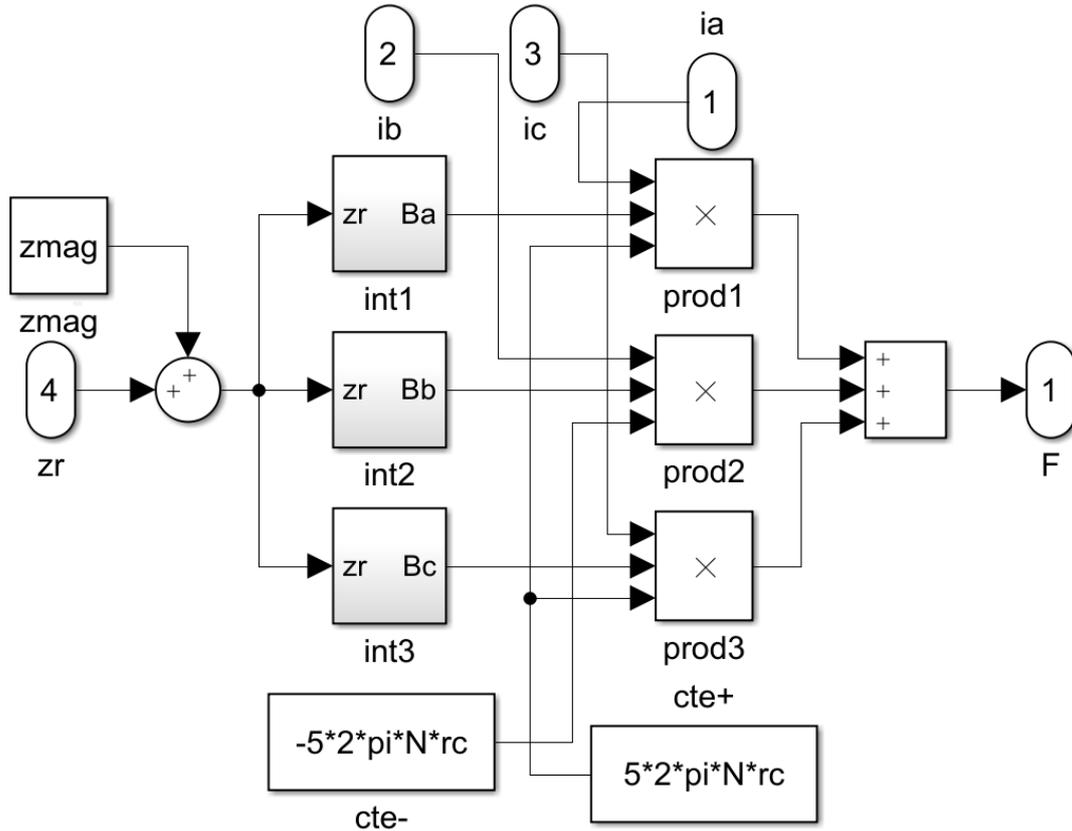
As correntes de fase da máquina linear estão diretamente associadas à avaliação das forças produzidas pela mesma, conforme as expressões (13)-(19), modeladas em blocos do Simulink, apresentados na Figura 18. Novamente, o conhecimento da posição inicial do carretel z_{mag} se faz necessário no cômputo da força desenvolvida por um deslocamento senoidal z_i acionando a base do amortecedor.

Segundo (21), também foram criados blocos no MATLAB[®]/Simulink, apresentados na Figura 19, a fim de se calcular a força desenvolvida pelo gerador linear em termos de variáveis $dq0$. Para se conhecer a corrente em quadratura da máquina, aplicou-se a transformação de Clarke-Park tradicional, com referência no estator, dada por (20).

A constante de força $k_F = \frac{3 \pi p}{2 \tau_p} \Psi_{PM}$ pode ser obtida com o auxílio de (22), sendo igual a $k_F = 130$. Lembra-se que a constante de velocidade, também chamada de constante de tensão induzida, tem o mesmo valor que a constante de força, portanto $k_F = k_e = 130$. De acordo com a Figura 5, os dois métodos para o cálculo de força apresentam resultados equivalentes. Então, a saída do subsistema “Força”, seja ela dada pela Força de Laplace ou pela análise em coordenadas $dq0$, alimenta o subsistema “Vibração”, completando assim a dinâmica do sistema de suspensão

passiva.

Figura 18: Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB[®]/Simulink para o cálculo da força desenvolvida pelo amortecedor eletromagnético linear, de acordo com a Força de Laplace. Os blocos que modelam a densidade de fluxo magnético no entreferro da máquina seguem (2), com as devidas defasagens conforme a fase do enrolamento.

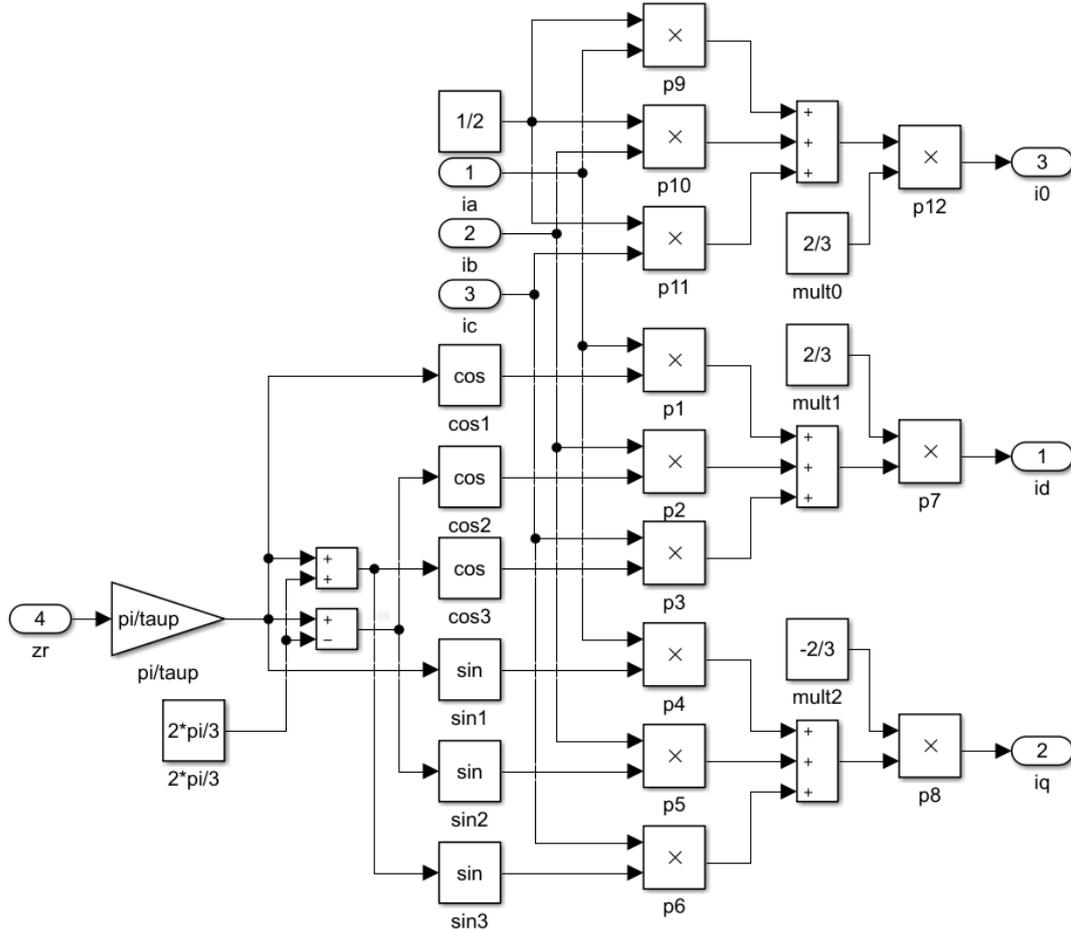


Fonte: Elaborado pelo autor.

A escolha do método aplicado para o cálculo da força é indiferente para o problema em questão, entretanto, a representação nas variáveis $dq0$ traz algumas vantagens dependendo da técnica de controle aplicada, especialmente as *sensorless*. A relação entre parâmetros elétricos e mecânicos, dada por (24), também é facilitada por essa análise que utiliza a transformação de coordenadas abc para $dq0$.

De forma geral, o diagrama de blocos implementado para o sistema de suspensão semiativa, mostrado na Figura 20, é muito similar àquele da Figura 9. Pode-se observar, todavia, que o subsistema “Correntes” recebe agora os sinais de velocidade da massa suspensa v_m e velocidade relativa entre a plataforma superior e a inferior v_r , a fim de processar a técnica de controle semiativo *skyhook on-off*.

Figura 19: Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB[®]/Simulink que realiza a transformação de Clarke-Park, para então se utilizar a corrente de eixo de quadratura no cálculo da força eletromagnética conforme (21), tomando-se a constante k_F da máquina.

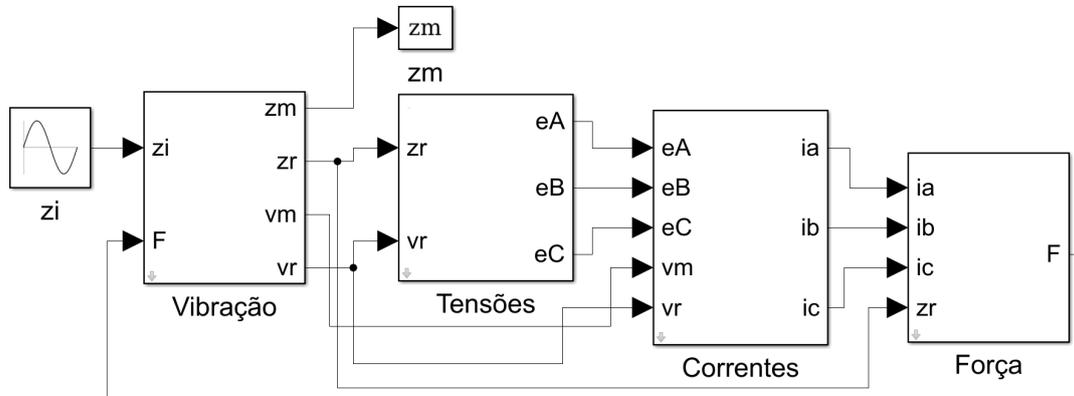


Fonte: Elaborado pelo autor.

O subsistema “Correntes”, para o modo semiativo, é apresentado em detalhes na Figura 21 e é significativamente diferente daquele do caso passivo (Figura 17). Evidentemente, o modelo equivalente da máquina elétrica linear continua o mesmo, porém o o circuito externo ligado aos seus terminais mudou de forma relevante. Para a operação do sistema de suspensão no modo semiativo, propõe-se que uma ponte retificadora não controlada seja conectada à saída CA do amortecedor e dois resistores, um com resistência baixa R_1 e outro com resistência alta R_0 , sejam conectados em paralelo na saída de tensão retificada da ponte de diodos (Figura 8).

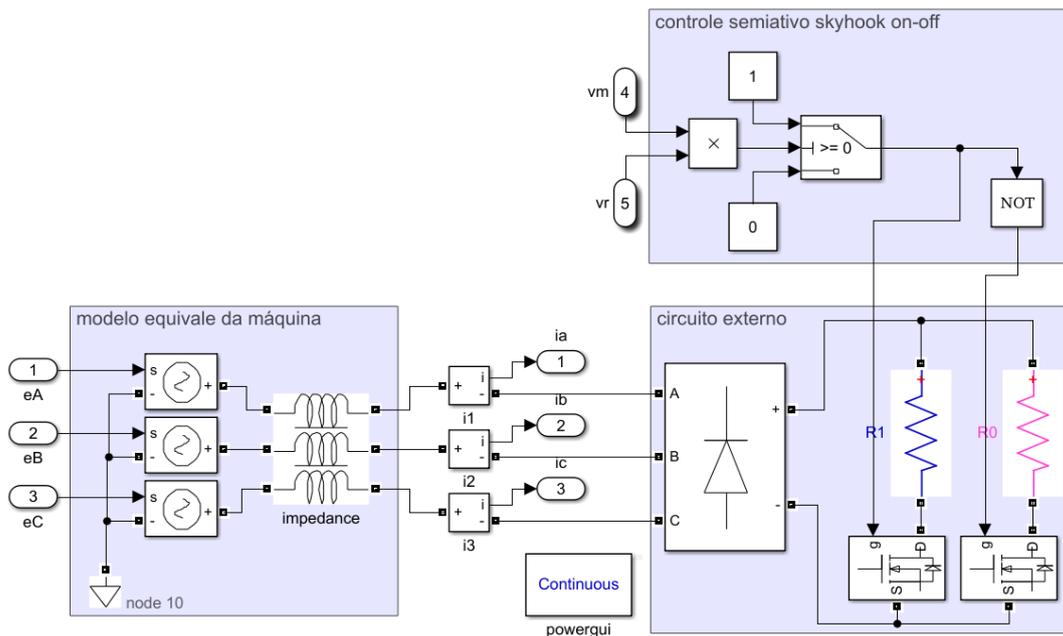
Na máscara deste subsistema, pode-se alterar os valores de R_1 e R_0 . Cada um dos resistores, por sua vez, é conectado em série com um MOSFET. O sinal que

Figura 20: Visão geral do diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB[®]/Simulink/Simscape para simulação virtual do sistema de suspensão eletromagnética semiativa.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 21: Diagrama de blocos desenvolvido no MATLAB[®]/Simulink/Simscape que implementa o controle semiativo *skyhook* de (26) e o circuito eletrônico adotado para chaveamento das cargas resistivas.



Fonte: Elaborado pelo autor.

ativa ou desativa a chave em série com R_1 é resultado da função *skyhook on-off* em (26). O *gate* do MOSFET em série com R_0 , no entanto, recebe o sinal da saída do controle negado. A saída dos blocos de controle é 1 ou 0, dependendo do sinal algébrico do produto entre a velocidade da massa v_m e a velocidade relativa v_r . O

grupo relativo ao algoritmo *skyhook on-off* também integra uma técnica de redução de *chatter*, com limites superior $+a$ e inferior $-a$ da zona morta editáveis.

Os subsistemas “Vibração”, “Tensões” e “Força” para o modelo do sistema de suspensão semiativo têm os mesmos blocos apresentados para o modelo passivo. Assim, para os dois modos de operação do sistema, o modelo dinâmico acoplado está finalizado e, então, a entrada z_i pode ser escolhida de acordo com as condições a serem avaliadas e os sinais resultantes podem ser observados ou exportados para consideração posterior.

4.2 Metodologia dos Testes Experimentais

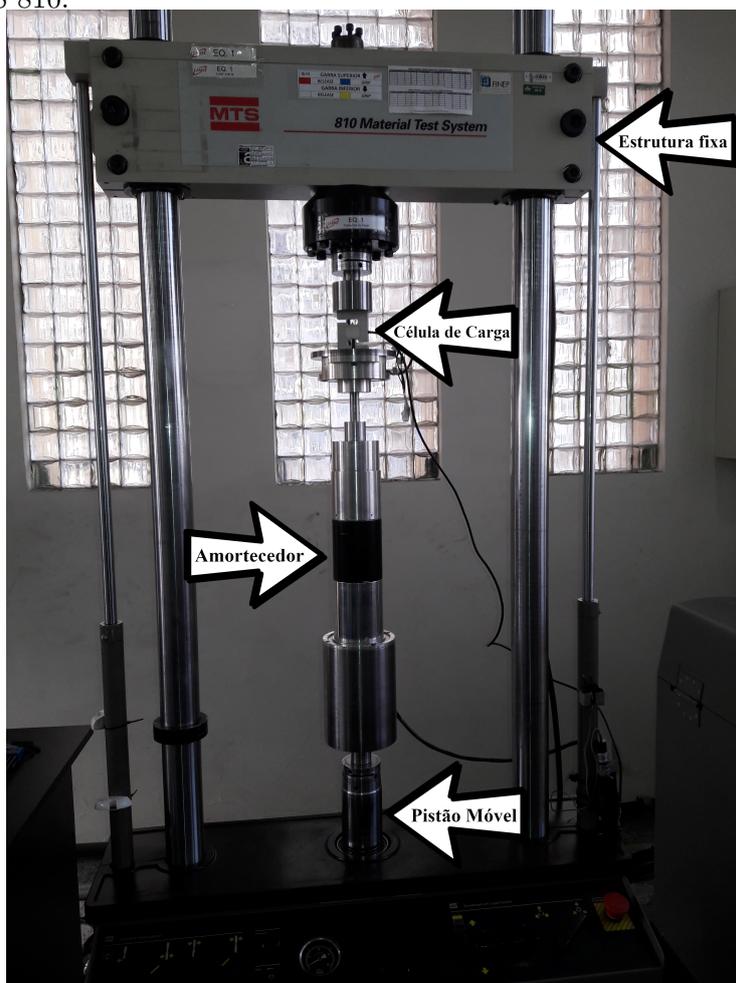
Um protótipo da máquina elétrica recomendada para operar como amortecedor variável foi construído conforme a Figura 1 (ECKERT, 2016). Além dos ensaios práticos preliminares, empregados no levantamento do modelo eletromecânico acoplado do sistema de suspensão, como medição de tensão induzida, resposta ao impulso da bancada e teste de compressão na mola, diversos outros testes experimentais foram realizados para a validação deste modelo. Esses testes principais se dividem em quatro grupos:

- (a) medição de força produzida pelo amortecedor em função de um dado deslocamento;
- (b) avaliação da transmissibilidade de deslocamento do sistema de suspensão passiva;
- (c) avaliação da transmissibilidade de deslocamento do sistema de suspensão semiativa;
- (d) avaliação da possibilidade do sistema de suspensão eletromagnética regenerar energia.

Para a realização da primeira parte dos ensaios (a), o amortecedor eletromagnético foi instalado verticalmente na bancada comercial de testes dinâmicos MTS 810, com certificado de calibração, conforme mostrado na Figura 22. A armadura trifásica do amortecedor foi fixada a uma célula de carga modelo SV50, marca Alfa Instrumentos, com capacidade nominal de 50 kgf, devidamente calibrada, enquanto

que o arranjo duplo de ímãs permanentes foi preso a um pistão móvel, acionado pneumáticamente. O deslocamento do pistão foi medido com o LVDT original da máquina.

Figura 22: Configuração do amortecedor eletromagnético para testes na máquina de testes dinâmicos MTS 810.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Todos os ensaios começavam com o gerador comprimido. Primeiro, uma velocidade constante de 0,1 m/s era aplicada de forma a tracionar o gerador, respeitando um deslocamento máximo de 70 mm, medido por LVDT, com os terminais do gerador em curto circuito. A força de reação era então medida através da célula de carga. Esses passos eram repetidos 5 vezes e, após isso, a resistência externa era alterada para 2,2 Ω e, por último, para 27 Ω , sempre com 5 repetições para cada situação.

Para os ensaios com velocidade quadrada, um deslocamento triangular, com amplitude de pico de 20 mm e frequência de 2 Hz, era aplicado no pistão do sistema de testes MTS 810 por 10 ciclos. Os demais passos eram similares aos realizados para o caso com velocidade constante. As médias e desvios padrões dessas 30 amostras foram considerados. Em resumo:

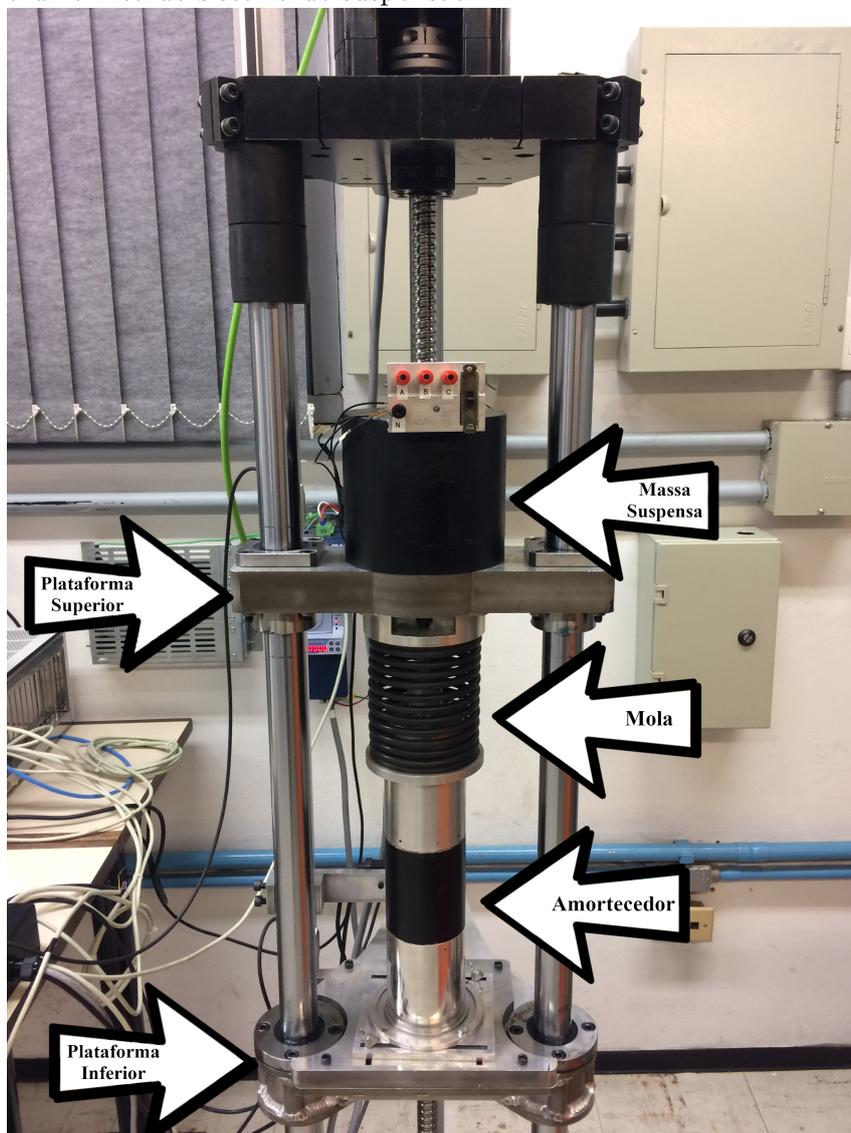
- 5 repetições com velocidade constante para $R_e = 0 \Omega$;
- 5 repetições com velocidade constante para $R_e = 2,2 \Omega$;
- 5 repetições com velocidade constante para $R_e = 27 \Omega$;
- 5 repetições com velocidade quadrada para $R_e = 0 \Omega$;
- 5 repetições com velocidade quadrada para $R_e = 2,2 \Omega$;
- 5 repetições com velocidade quadrada para $R_e = 27 \Omega$.

As outras três etapas dos ensaios foram realizados na bancada de testes da Figura 23. O amortecedor eletromagnético foi instalado na bancada com uma mola helicoidal em paralelo e uma massa suspensa adicional. As variáveis mecânicas do sistema massa-mola-amortecedor, com os terminais do amortecedor eletromagnético em aberto, foram identificadas como sendo: $\omega_n = 11,5 \text{ rad/s}$, $m = 24,69 \text{ kg}$, $k = 3254,9 \text{ N/m}$, $b = 0,024 \text{ Ns/m}$ e $\mu N = 2,684 \text{ N}$.

A posição de entrada z_i é controlada por um sistema de servoacionamento WEG SCA 06 e medida por um *encoder* linear absoluto RLS LMA 10, enquanto que a posição de saída z_m é medida por outro *encoder* linear absoluto RLS LMA 10. Um conjunto de placas de desenvolvimento dSPACE (DS1007, DS5202 e EV1048), através de uma interface com o MATLAB[®]/Simulink, executa a lógica de controle da excitação da base, adquire os dados e envia o sinal de controle para o circuito que implementa o sistema de suspensão semiativa.

Os critérios e métodos de ensaio para análise do sistema de suspensão passiva ou semiativa, bem como considerando regeneração de energia, são bastante semelhantes entre si. Todos os ensaios do sistema de suspensão eletromagnética (passivo dissipativo, semiativo dissipativo e semiativo regenerativo) foram repetidos três vezes para

Figura 23: Protótipo da máquina síncrona linear tubular de ímãs permanentes instalado na bancada de testes. A base de excitação tem acionamento eletromecânico, a mola está em paralelo com o amortecedor e a massa suspensa, fixada na plataforma superior, responde livremente à dinâmica do sistema de suspensão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

cada ponto da Tabela 3, totalizando-se 861 amostras de dados coletados, para assim se levar em conta uma média entre as repetições.

As frequências escolhidas são múltiplos da frequência natural do sistema mecânico ($f_n = 1,837$ Hz), e as amplitudes foram definidas de modo que o curso máximo do amortecedor (80 mm) fosse respeitado. Além disso, como a força produzida pelo amortecedor é apenas uma modulação da força de amortecimento do sistema em

Tabela 3: Condições de frequência e amplitude de deslocamento aplicados no sistema de suspensão durante avaliação da transmissibilidade de deslocamento: cinco configurações para o caso passivo dissipativo (em aberto, 100 Ω , 27 Ω , 2,2 Ω e em curto), um ensaio para o caso **Semiativo Dissipativo** e um ensaio também para o caso **Semiativo Regenerativo**. Cada uma dessas configurações foi repetida três vezes.

Frequências (Hz)	Amplitudes (mm)						
	aberto	100 Ω	27 Ω	2,2 Ω	curto	SD	SR
0,587	18	18	18	18	18	18	18
0,712	15	18	18	18	18	18	18
0,837	15	17	17	18	18	18	18
0,962	13	16	16	18	18	18	18
1,087	13	14	14	18	18	18	18
1,1495	10	13	13	17	18	18	17
1,212	10	10	10	17	18	18	17
1,2745	9	10	10	16	18	18	16
1,337	9	9	10	16	17	17	16
1,3995	7	9	9	15	17	17	15
1,462	7	6	12	15	16	16	15
1,5245	5	6	10	14	16	16	14
1,587	5	5	10	14	15	15	14
1,6495	2	4	9	13	15	15	13
1,712	2	4	8	13	14	14	13
1,7745	1,5	3,5	8	12	14	14	12
1,837	1,5	3,5	6,5	11	13	13	11
1,8995	1,5	3,5	6,5	11	13	13	11
1,962	1,5	4	6,5	10,5	12	12	10,5
2,0245	1,5	4	7	10,5	12	12	10,5
2,087	2	5	7	10	11	11	10
2,1495	2	5	7	10	11	11	10
2,212	2	7	7	9,5	10	10	9,5
2,2745	3	6	7,5	9,5	10	10	9,5
2,337	3	6	7,5	9	9	9	9
2,3995	3	6	7,5	9	9	9	9
2,462	3	6	7,5	8,5	8	8	8,5
2,5245	3	6	7	8,5	8	8	8,5
2,587	3	6	7	8	8	8	8
2,6495	3	5	7	8	8	8	8
2,712	3	5	6	7,5	7	7	7,5
2,7745	4	5	6	7,5	7	7	7,5
2,837	4	5	6	7	6	6	7
2,8995	4	5	5	6	5	5	6
2,962	4	5	5	5	5	5	5
3,087	4	4	5	4	5	5	4
3,212	4	4	4	4	4	4	4
3,337	4	4	4	4	4	4	4
3,462	4	4	4	4	4	4	4
3,587	4	4	4	4	4	4	4
3,837	4	4	4	4	4	4	4

Fonte: Elaborado pelo autor.

função da perturbação, é importante que o deslocamento relativo z_r seja maior que o passo polar ($\tau_p = 26,64$ mm) da máquina elétrica, assim não há sobremodulação do sinal e as tensões geradas em cada fase são equilibradas. Esse critério foi considerado empiricamente. Ademais, as características de torque (25 Nm) e rotação (2000 rpm) do servomotor WEG também foram levadas em conta.

Em um primeiro momento, a transmissibilidade de deslocamento do sistema de suspensão foi avaliada para o caso passivo (b), ou seja, usando-se valores fixos de cargas elétricas resistivas ligadas em estrela com neutro acessível nos terminais do gerador eletromagnético linear, deslocamentos senoidais foram aplicados na base do sistema de suspensão, para 41 diferentes valores de frequência e 5 valores diferentes de razões de amortecimento, conforme detalhado na Tabela 3.

Após a examinação do amortecedor operando em um sistema de suspensão passiva, um algoritmo de controle semiativo *skyhook on-off*, como descrito na Seção 4.1, foi implementado no MATLAB[®]/Simulink /Simscape e adicionado ao sistema de controle da dSPACE. A lógica de blocos relativa ao controle semiativo recebe os dados de leitura da posição da base z_i e da posição da massa z_m do sistema de suspensão, realiza a derivada instantânea desses sinais para se obter, respectivamente, a velocidade da base v_i e a velocidade da massa v_m , calcula a velocidade relativa v_r entre essas e compara o produto entre v_m e v_r , obedecendo (26).

O sinal de saída desse processamento é enviado, por meio da placa dSPACE, diretamente ao *gate* do MOSFET conectado em série com R_1 e o sinal negado é enviado ao *gate* do MOSFET conectado em série com R_0 (Figura 8). Desta vez, 41 testes foram executados novamente para se analisar a transmissibilidade de deslocamento no modo semiativo (c), seguindo a Tabela 3, e as amplitudes de entrada e saída foram medidas, mas com o controle semiativo implementado. O amortecimento alto ($\zeta = 2,3$) é atingido com um resistor de $R_1 = 0,33 \Omega$, enquanto que o amortecimento baixo ($\zeta \approx 0$) é alcançado com um resistor de $R_0 = 7,8 \text{ k}\Omega$.

Os testes para se observar a regeneração de energia foram desenvolvidos de maneira correlata (d). Algumas pequenas modificações foram realizadas: o resistor de $R_1 = 0,33 \Omega$, do circuito da Figura 8, foi substituído por dois supercapacitores

Maxwell Technologies, de 58 F e 16,2 V cada, em série. Para o caso semiativo regenerativo, os 41 pontos de ensaios da Tabela 3 foram repetidos três vezes. Cada repetição dos ensaios dos casos regenerativos iniciava com os supercapacitores descarregados. Ao final de cada bateria de ensaios, também foi medida a tensão elétrica nos terminais do banco de supercapacitores, com um multímetro portátil Fluke 15B+.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo aborda os resultados dos testes experimentais explicados na Seção 4.2 e os compara com resultados obtidos através de simulação computacional a partir do modelo dinâmico desenvolvido em ambiente MATLAB[®]/Simulink/Simscape (Seção 4.1).

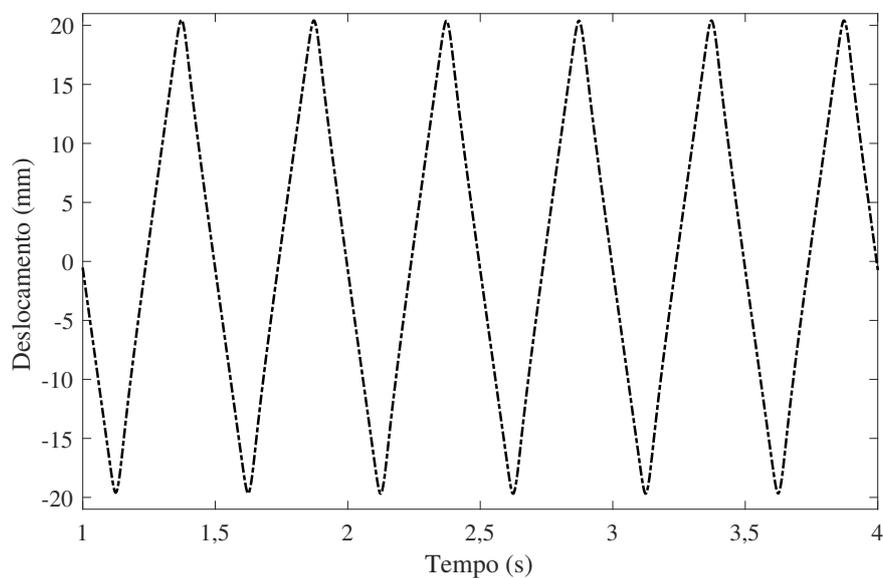
5.1 Característica Força vs. Velocidade

Conforme a metodologia de ensaio descrita na Seção 4.2, a força do amortecedor eletromagnético foi caracterizada experimentalmente em função de dois perfis diferentes de velocidade. Para os testes com velocidade periódica, o deslocamento triangular da Figura 24 foi aplicado ao pistão da bancada de testes.

A média de 5 amostras de força medida, em função do tempo, para o deslocamento da Figura 24, e três condições diferentes de amortecimento, está mostrada no gráfico da Figura 25. A Figura 26, por sua vez, exibe o sinal da força medida, em função do deslocamento medido. Os transitórios foram desconsiderados.

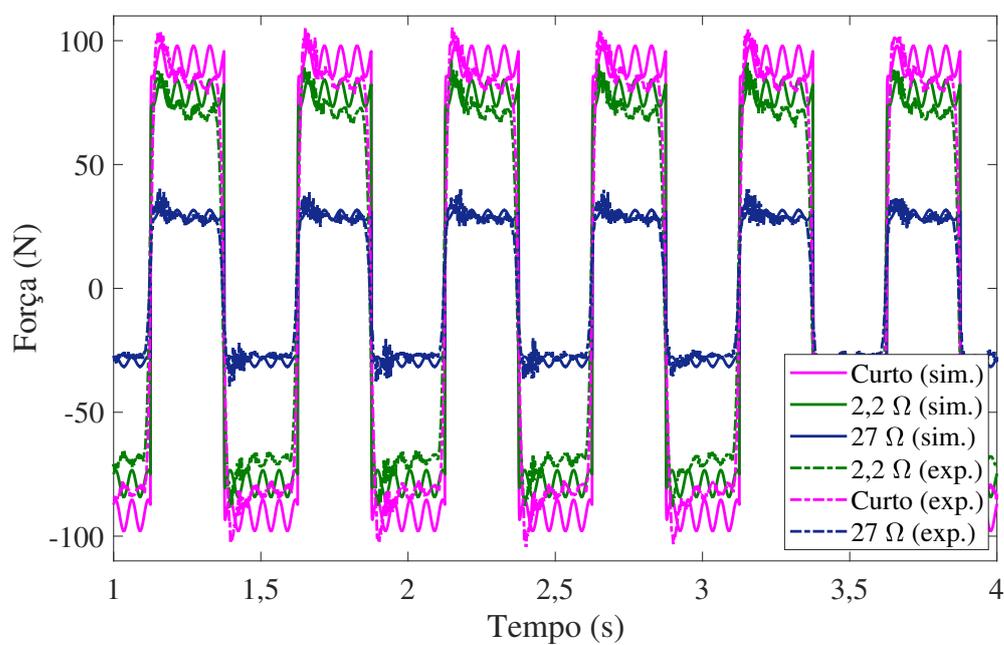
A fim de se comparar esses resultados com os resultados do modelo semi-analítico desenvolvido, um sinal de deslocamento triangular com 20 mm de amplitude e 2 Hz foi aplicado no amortecedor virtual (ignorando-se a dinâmica do sistema de vibração). Ainda, a Figura 25 traz os gráficos da força obtida virtualmente em função do tempo e, a Figura 26, em função do deslocamento, para três condições diferentes de carga.

Figura 24: Medição do sinal de deslocamento periódico aplicado no amortecedor. Esta curva é resultado da média de 15 amostras da aquisição de dados de posição com esse perfil de deslocamento.



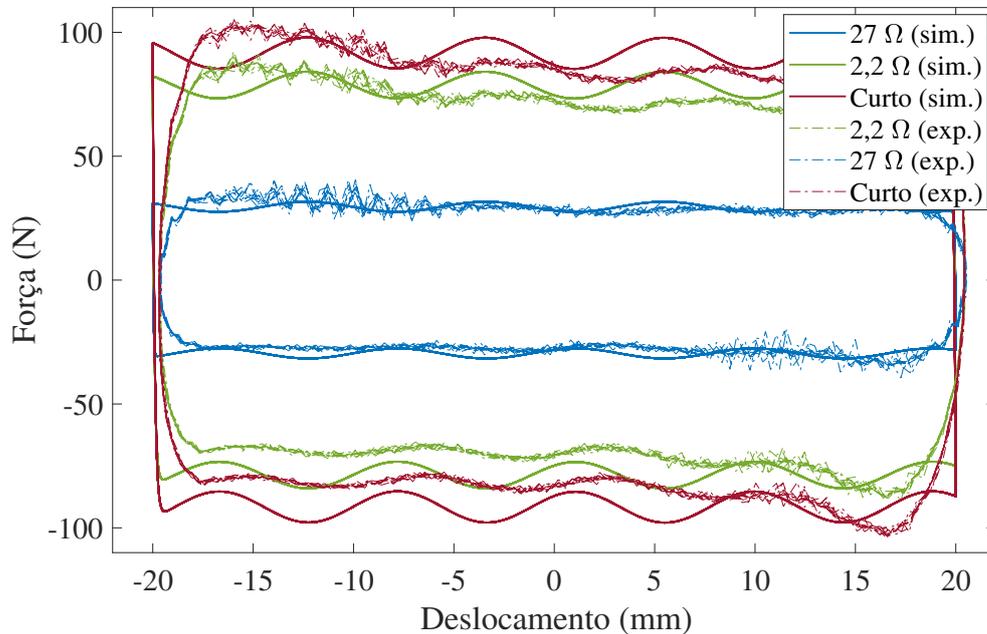
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 25: Medição e simulação do sinal de força de reação desenvolvida pelo amortecedor.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 26: Resultados experimentais e de simulação para força em função de um deslocamento periódico.



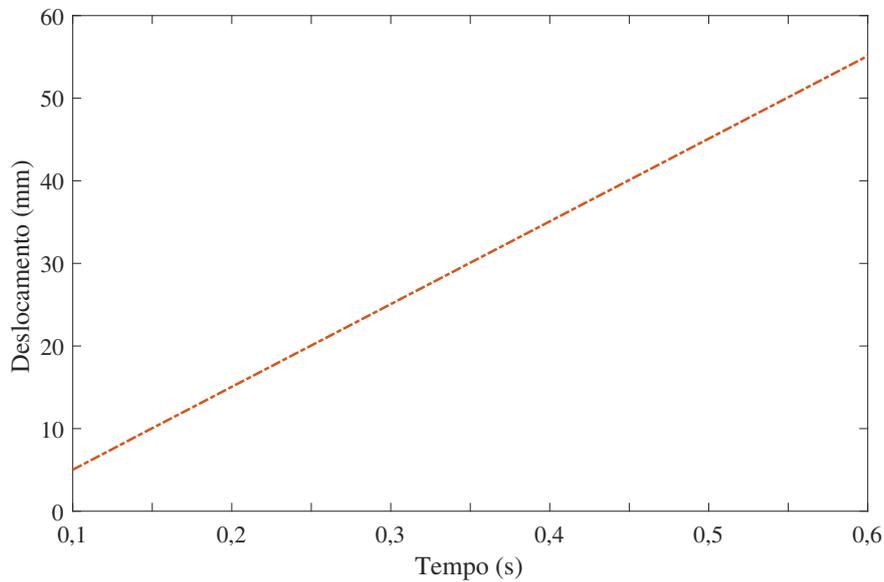
Fonte: Elaborado pelo autor.

Os testes com velocidade constante, conforme Seção 4.2, foram realizados com uma rampa de deslocamento com inclinação de 100 mm/s. O tempo de ensaio visou respeitar um curso máximo de 70 mm do curso total do amortecedor, que é de 80 mm, de acordo com a curva de deslocamento em função do tempo apresentada na Figura 27.

Resultados experimentais da média de 5 amostras de força, com o amortecedor submetido ao deslocamento da Figura 27, são mostrados na Figura 28, também para três condições diferentes de amortecimento. A Figura 28 também apresenta a força resultante de simulações computacionais para as mesmas condições do ensaio prático.

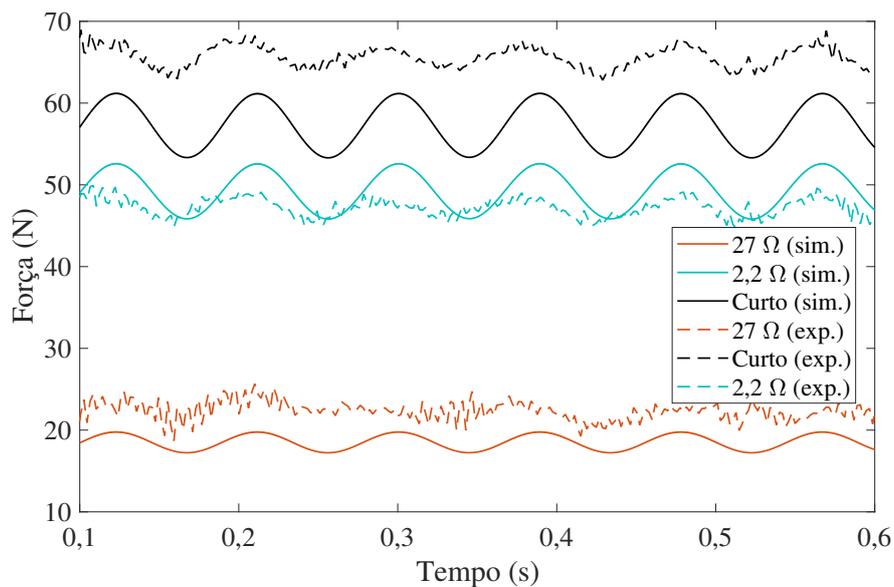
A Tabela 4 sumariza essas medições, trazendo valores médios e também a média dos desvios padrões (\overline{DP}) entre as 5 amostras para cada situação combinada de velocidade e amortecimento. A mesma Tabela 4 também compara os resultados experimentais com os obtidos computacionalmente, apresentando a diferença absoluta entre eles ($|Dif.|$).

Figura 27: Rampa de deslocamento aplicada no amortecedor, correspondente a uma velocidade constante de 0,1 m/s. Este gráfico é resultado da média de 15 amostras da aquisição de dados de posição com esse perfil de deslocamento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 28: Resultados experimentais e de simulação para força, com velocidade constante de 0,1 m/s.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 4: Resumo dos resultados de medição e simulação de força no amortecedor eletromagnético, para velocidade constante e velocidade quadrada. *Força significa média da força, porque há *ripple*, e, no caso da velocidade quadrada, significa média dos valores absolutos.

Força* (N) - Velocidade Constante				
	Exp.	\overline{DP}	Sim.	$ Dif. $
Curto	64,12	10,49	57,19	6,93
2,2 Ω	46,12	2,39	49,19	3,07
27 Ω	22,03	3,75	18,49	3,54
Força* (N) - Velocidade Quadrada				
	Exp.	\overline{DP}	Sim.	$ Dif. $
Curto	80,23	1,78	90,51	10,28
2,2 Ω	68,18	1,68	77,88	9,7
27 Ω	26,98	2,11	29,41	2,43

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os testes decorridos mostram que o modelo virtual para a máquina síncrona linear não está alheio ao que foi inferido experimentalmente. Não obstante, como constatado por (BOFF, 2018), esta máquina apresenta efeitos de extremidade devido à topologia com culatra ferromagnética e armadura longa. Este efeito, que não está considerado no modelo proposto na presente dissertação de mestrado, pode também colaborar para algumas incorreções nos resultados, como as assimetrias notadas na Figura 25 e na Figura 26, por exemplo. Ora, também é possível que a medição direta de força por meio da célula de carga não tenha se comportado de maneira estável sob cargas dinâmicas.

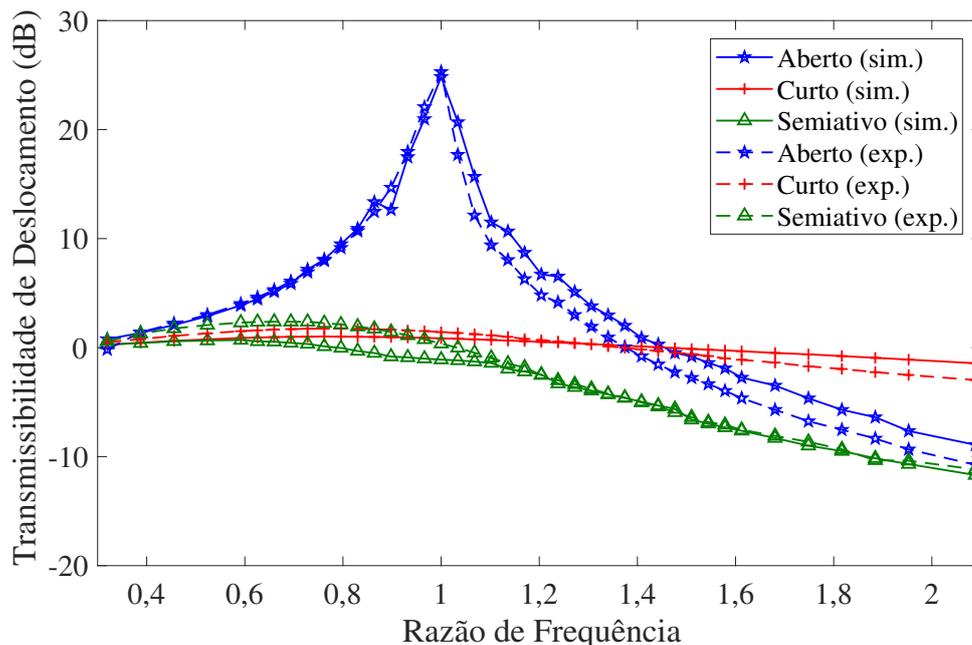
5.2 Sistema de Suspensão Eletromagnética

A fim de se avaliar a transmissibilidade do sistema de suspensão estudado, no modo passivo, conforme a Seção 4.2, sinais senoidais com frequências e amplitudes dadas pela Tabela 3 foram aplicados na base de excitação da bancada de testes mostrada na foto da Figura 23. No total, foram analisadas 5 condições de amortecimento, dadas por conjuntos trifásicos de resistores, trocados manualmente nas conexões dos terminais do amortecedor.

A realização dos testes experimentais com o sistema de suspensão operando no modo semiativo dissipativo também ocorreu conforme descrito na Seção 4.2. O circuito da Figura 8 foi confeccionado e os blocos relativos ao controle *skyhook on-off*, Figura 21, foram implementados na placa de desenvolvimento dSPACE, que recebe os sinais dos *encoders* lineares e envia os sinais lógicos aos *gates* dos MOSFETS, nesse processo determinado. O modo de amortecimento semiativo foi atingido com a seguinte configuração: $R_1 = 0,33 \Omega$ e $R_0 = 7,8 \text{ k}\Omega$.

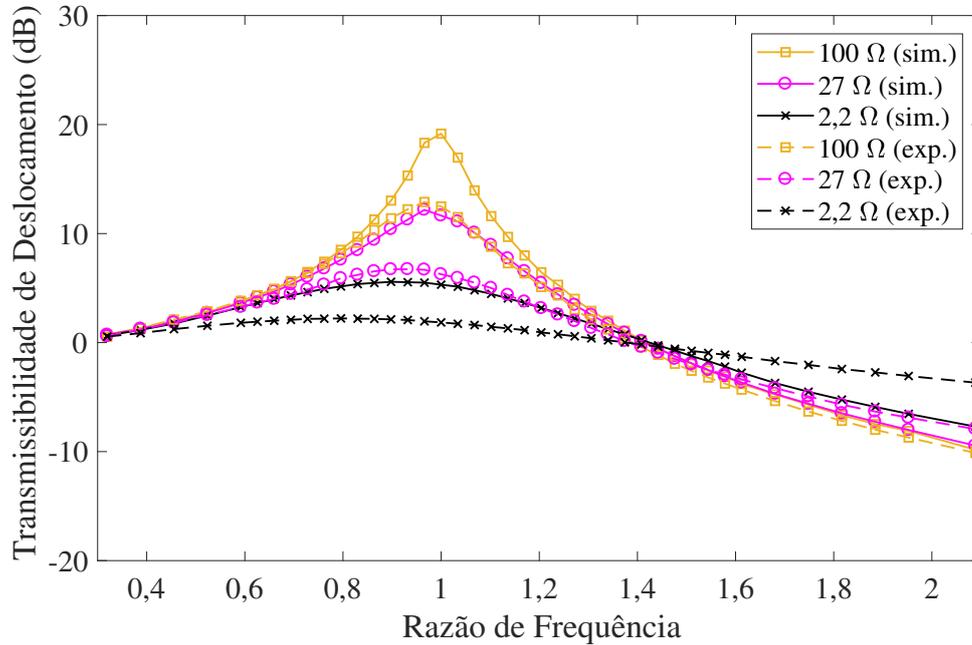
A resposta da massa suspensa, lida por um *encoder* linear, foi então comparada aos sinais de entrada, lidos por outro *encoder*. A Figura 29 e a Figura 30 apresentam os resultados obtidos para a transmissibilidade de deslocamento, dada em dB e em função da razão de frequência $r = \omega/\omega_n$, para os casos passivo e semiativo dissipativos. Esses pontos experimentais são resultados da média aritmética entre três repetições realizadas. Ainda nesses mesmos gráficos são mostradas curvas correlatas, obtidas por meio do modelo dinâmico acoplado desenvolvido na Seção 4.1, aplicando-se as entradas senoidais indicadas na Tabela 3.

Figura 29: Resultados experimentais e de simulação para a transmissibilidade de deslocamento, como função da frequência, para duas condições de amortecimento passivo (circuito aberto e curto-circuito) e uma condição semiativa.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 30: Resultados experimentais de simulação para a transmissibilidade de deslocamento, como função da frequência, para três condições de amortecimento passivo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com o proposto, o sistema de suspensão semiativa teve desempenho superior ao passivo, ou seja, foram obtidos amortecimentos consideráveis tanto em pontos próximos da frequência natural ω_n , quanto em pontos distantes desta ($\omega > \omega_n$), em contrapartida com as limitações do sistema passivo. Em frequências menores que a frequência natural ($\omega < \omega_n$), o desempenho foi similar em ambos, o que corrobora para que esta seja uma região de atuação de sistemas ativos, que podem injetar energia mecânica no sistema.

Para o sistema passivo com uma pequena razão de amortecimento, as perturbações de entrada foram bastante amplificadas em frequências próximas da frequência natural ω_n , mas muito amortecidas em frequências altas ($\omega > \omega_n$). Já com uma grande razão de amortecimento, as perturbações de entrada foram pouco transmitidas para a massa suspensa em frequências próximas da natural ω_n , porém em frequências mais altas ($\omega > \omega_n$) o amortecimento foi razoavelmente baixo. O sistema semiativo, no entanto, conseguiu funcionar com transmissibilidade próxima de zero em frequências próximas da natural ω_n e, com transmissibilidade considerável-

mente negativa em altas frequências ($\omega > \omega_n$).

Verifica-se que a faixa de operação efetiva do amortecedor eletromagnético é menor que a apresentada na Figura 6. O limite superior, no primeiro quadrante, é dado pela resistência interna da máquina, mas o limite inferior é efetivamente afetado pelos demais parâmetros do sistema de suspensão. Após $r = \sqrt{2}$, as curvas do sistema passivo com $R_e = 100 \Omega$ e em circuito aberto são bastante similares e a curva com $R_e = 27 \Omega$ também não está longe disso. Então, basicamente, há uma espécie de amortecimento de corte, que se dá por uma relação entre a energia mecânica que o sistema de suspensão consegue armazenar com a mola e a massa e a energia que consegue dissipar com o amortecedor.

Outro ponto a ser observado também é que o sistema semiativo consegue atingir valores de transmissibilidade negativa antes mesmo da razão de frequência ser $r = \sqrt{2}$, o que não é possível em sistemas passivos, por melhor projetados e construídos que sejam. Segundo (JALILI, 2002), esse comportamento é observado em sistemas semiativos ótimos e está entre as vantagens de sistemas de suspensão controlados. Além disso, a isolação na região de frequências altas ($\omega > \omega_n$) não é prometida, como ocorre em outros tipos de sistemas semiativos (JALILI, 2002).

Tabela 5: Desvios padrões médios entre 3 amostras de dados de deslocamento medidos com *encoders*, para os ensaios passivos e semiativo dissipativo.

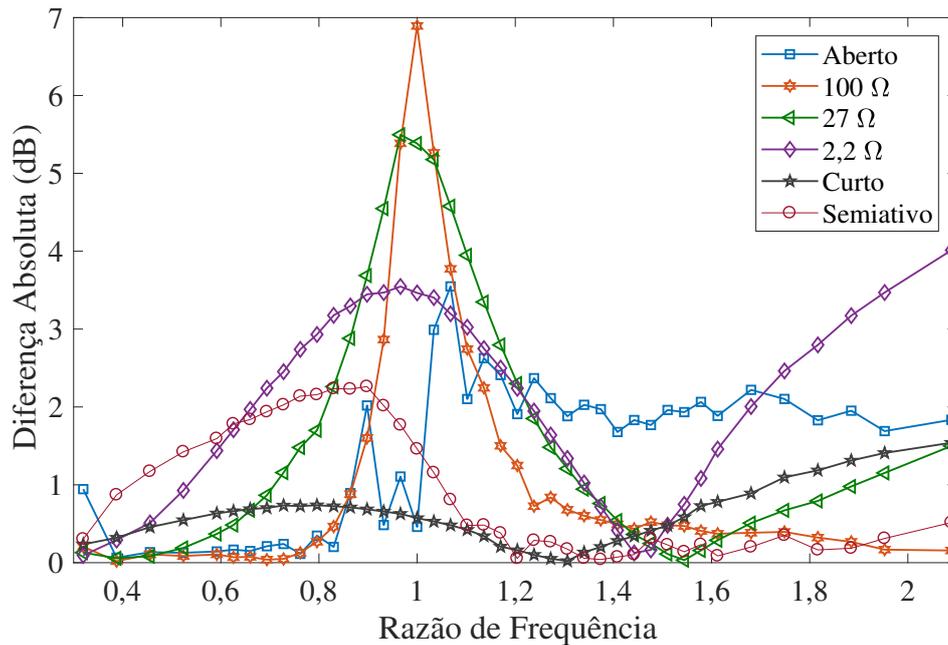
Desvio Padrão Médio (mm)		
	Amplitude Pico a Pico	
	Entrada	Saída
Semiativo	0,0078	0,1159
Vazio	0,1012	0,7203
100 Ω	0,0087	0,7117
27 Ω	0,0071	0,0906
2,2 Ω	0,0067	0,0417
Curto	0,0094	0,0695

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 5, são observadas as médias dos desvios padrões das 3 amostras de dados para cada caso de amortecimento examinado, que inspiram concisão. A Figura 31 traz as diferenças absolutas entre cada ponto dos valores de simulação e experi-

mentais dos gráficos apresentados na Figura 29 e na Figura 30. É compreensível que as maiores diferenças estejam próximas da frequência de ressonância, porque esta é uma condição caótica. As divergências em frequências mais altas são explicadas pelas limitações do servoacionamento da bancada e dos sensores de posição.

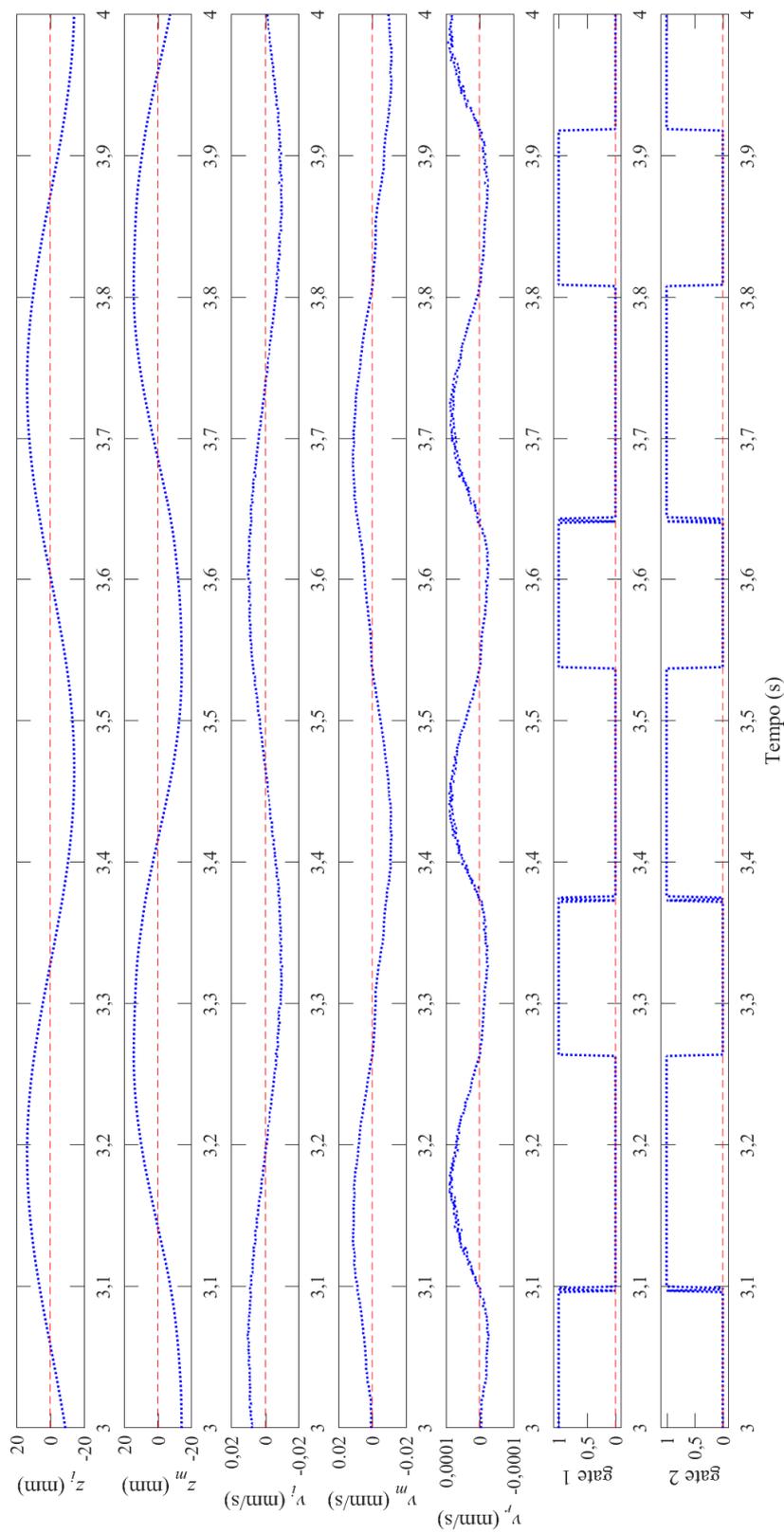
Figura 31: Diferenças absolutas entre os resultados de transmissibilidade de deslocamento obtidos através de simulação computacional e testes experimentais.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para uma janela de tempo específica, a Figura 32 compara o comportamento dos sinais de deslocamento de entrada, deslocamento da massa suspensa, velocidade de entrada, velocidade da massa suspensa e velocidade relativa, durante operação do sistema de suspensão semiativa, para um sinal de perturbação de entrada de $z_i = 0,013 \text{ sen}(2\pi 1,837t)$, e também expõe os níveis dos sinais nos *gates* dos MOSFETs conectados a R_1 e R_0 . É possível se observar nesta imagem o que acontece em cada instante do controle semiativo *skyhook on-off*, como também o comportamento das derivadas e do chaveamento.

Figura 32: Sinais experimentais de posição de entrada e da massa suspensa, de velocidade de entrada, da massa suspensa e relativa e os sinais lógicos dos *gates* dos MOSFETs do circuito da Figura 21.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Qualitativamente, os resultados experimentais estão de acordo com os resultados de simulação e uma maior concordância quantitativa dependeria de fatores do sistema que não estavam sob análise, como por exemplo, temperatura e lubrificação dos rolamentos lineares da bancada de testes. Como exemplo, os rolamentos só eram lubrificados antes do início de uma bateria de ensaios, o que pode ter afetado o desempenho do sistema nos últimos pontos ensaiados (Tabela 3), já que os testes não foram aleatorizados.

Como observado na Figura 14, o sistema pode ter algum tipo de perda que não está bem modelado, que causa imprecisões entre o resultados experimentais e numéricos. Alguns parâmetros constantes nos *datasheets* dos MOSFETs e da ponte retificadora trifásica foram inseridos no modelo físico equivalente do Simscape, contudo, isso não significa que o circuito de potência esteja bem modelado. Ademais, o fato da mola estar apenas apoiada, e não fixa, além de não ser plana, devido à sua forma helicoidal, também pode afetar negativamente a dinâmica do sistema.

Por fim, ainda foram encontradas dificuldades no processamento dos sinais dos *encoders* lineares, pois estes fornecem dados de posição absoluta, que precisam ser derivados para se utilizar a informação de velocidade da massa e velocidade relativa no controle *skyhook on-off*. Percebeu-se que os sinais de velocidade têm ruído, principalmente em frequências de excitação maiores, o que pode ter prejudicado alguns dados.

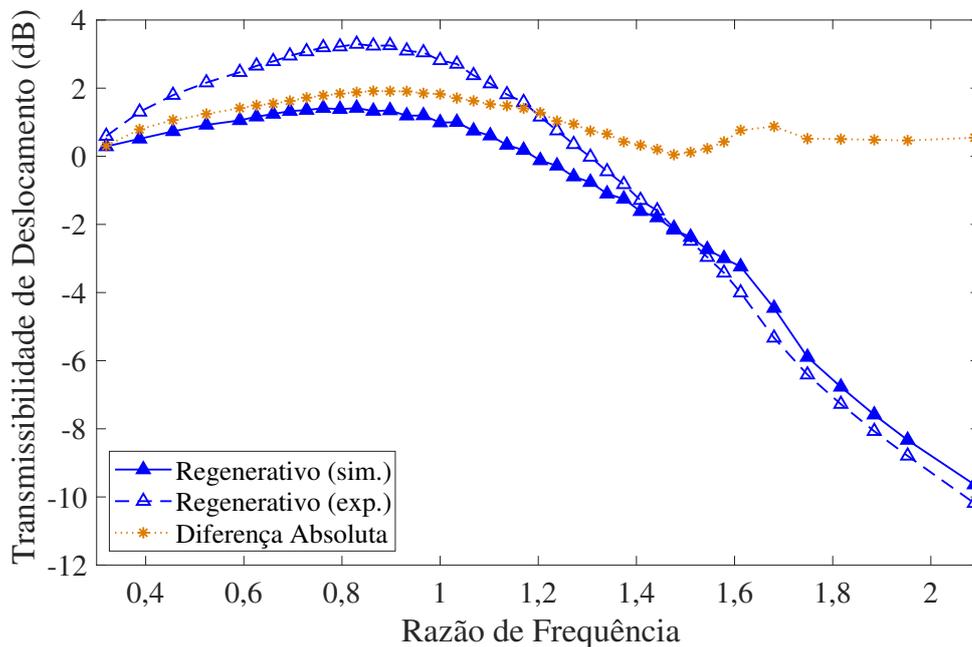
5.3 Possibilidade de Regeneração de Energia

Para se avaliar a possibilidade de regeneração de energia no sistema de suspensão em análise, um ensaio de resposta em frequência foi executado conforme a Seção 4.2, seguindo-se os pontos de frequência e amplitude da Tabela 3, com 3 repetições cada. De maneira análoga, esta varredura discreta de frequência foi também simulada no modelo implementado em MATLAB[®]/Simulink /Simscape.

A Figura 33 apresenta os resultados obtidos para a transmissibilidade de deslocamento, dada em dB e igualmente em função da razão de frequência r , para o caso

semiativo regenerativo, com o controle *skyhook* chaveando entre um banco de supercapacitores de capacitância equivalente 29 F e $R_0 = 7,8 \text{ k}\Omega$. A Figura 33 também mostra uma curva obtida por meio do modelo dinâmico acoplado desenvolvido na Seção 4.1, aplicando-se as entradas senoidais indicadas na Tabela 3, e a diferença absoluta entre os pontos simulados e medidos.

Figura 33: Comparação entre resultados de simulação e experimentais para a transmissibilidade de deslocamento do sistema de suspensão semiativo regenerativo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O desvio padrão médio para a amplitude de entrada pico a pico foi de 0,0059 mm e, para a amplitude de saída pico a pico, 0,0708 mm, para as 3 amostras de cada ponto experimental. Além disso, a tensão final do banco de supercapacitores foi medida ao final de cada repetição, sucedendo-se uma média de 10,38 V, com desvio padrão de 0,05 V. Lembra-se que o banco de supercapacitores foi descarregado antes do início de cada repetição. Na simulação computacional, a tensão final no capacitor foi de 11,42 V, o que resulta em uma diferença absoluta de 1,04 V entre o resultado simulado e o medido.

Os testes semiativos considerando regeneração de energia mostram que esta é uma possibilidade em sistemas de suspensão semiativa que empregam amortecido-

res eletromagnéticos, mas que uma regulação da tensão do sistema de armazenamento de energia se faz necessária. Para que o amortecimento do sistema não seja comprometido, o nível de tensão no sistema de armazenamento de energia não pode superar aquele que o gerador elétrico consegue fornecer.

Como os testes não foram aleatorizados, começando do primeiro e indo até o último ponto da Tabela 3, o amortecedor gerou mais energia nas frequências próximas da frequência natural e, conseqüentemente, a maior parte da carga dos supercapacitores se deu nessa parte do ensaio. Assim, os ensaios e as simulações para o caso semiativo regenerativo são pouco conclusivos, pois dependem do tempo de execução de cada ponto de frequência e amplitude e o perfil de excitação está longe do observado em estruturas nas quais sistemas de suspensão são usualmente instalados.

Todavia, a partir da validação do modelo virtual realizada neste trabalho, é possível avaliar grandezas como potência, energia e rendimento do amortecedor eletromagnético, aplicando-se perturbações de entrada baseadas em dados reais coletados em estruturas onde se deseja controlar vibrações. Uma análise como essa seria mais completa para afirmar se este amortecedor tem bom desempenho ou não em aplicações que possibilitam regeneração de energia.

6 CONCLUSÃO

Este documento representa um avanço relevante na pesquisa de sistemas de suspensão semiativa que empregam dispositivos eletromagnéticos como amortecedores variáveis. Outros trabalhos publicados anteriormente na área de sistemas de suspensão semiativa não consideraram dispositivos eletromagnéticos lineares e há poucos trabalhos que analisam esses sistemas com dispositivos eletromagnéticos rotativos. Um grande obstáculo do trabalho foi a falta de bibliografia específica sobre o tema.

Os resultados de simulação do modelo eletromecânico acoplado desenvolvido concordam com os resultados dos testes experimentais, apesar das limitações encontradas e discutidas no Capítulo 5. O principal desafio constatado durante a modelagem foi o fato da máquina linear não ser convencional e até o momento não possuir um modelo puramente analítico completo. Entre as dificuldades dos testes experimentais, listam-se o atrito seco observado na bancada de testes e a necessidade de derivar o sinal de posição para se obter a velocidade.

Apesar disso, de maneira geral, os objetivos propostos foram alcançados e mostrou-se que o sistema de suspensão semiativa analisado tem desempenho superior a um sistema passivo análogo. Isso leva à conclusão de que é possível se desenvolver sistemas de suspensão semiativos com máquinas elétricas lineares na função de amortecedor variável e, ainda, regenerar uma parte considerável da energia que seria perdida nesse processo.

O modelo dinâmico desenvolvido na plataforma MATLAB[®]/Simulink/Simscape cumpriu a função de resolver as equações diferenciais de sistemas acoplados satisfa-

toriamente. Uma pequena objeção se dá quando as indutâncias próprias e mútuas são inseridas no modelo, o que aumenta substancialmente o tempo de processamento computacional. Na ausência de efeitos de indutâncias, o tempo de simulação é aceitável, dada a complexidade do modelo.

O sistema de instrumentação e o circuito eletrônico empregados são dois pontos que podem ser aperfeiçoados, mas foram eficazes dentro das limitações de tempo e recursos. O maior gargalo, no entanto, para o desenvolvimento de sistemas de suspensão eletromagnética semiativa e ativa continua o mesmo: a baixa densidade de amortecimento de dispositivos eletromagnéticos, principalmente em comparação com amortecedores e atuadores hidráulicos.

Como não foram identificadas publicações na literatura científica que apresentem resultados consistentes para sistemas de suspensão semiativa semelhantes, é difícil afirmar se o sistema proposto é melhor ou pior que outros. Porém, percebe-se que as considerações feitas no desenvolvimento do modelo computacional representam claramente o comportamento do sistema físico, embora ambos ainda precisem de algumas melhorias.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Tendo em vista as limitações e as oportunidades encontradas ao longo do desenvolvimento do trabalho, propõem-se os seguintes tópicos para pesquisas e desenvolvimentos futuros na área de suspensões semiativas eletromagnéticas:

- (a) Projeto e construção de um amortecedor com maior densidade de amortecimento. Isso pode ser alcançado com, por exemplo, escolha de melhores materiais, maior fator de enchimento de cobre, maior densidade de fluxo magnético no entreferro, menor resistência elétrica interna, melhor refrigeração, topologia com armadura curta, topologia ranhurada, melhores técnicas de fabricação e otimização de determinados parâmetros de projeto.
- (b) Projeto e implementação de um circuito de sintetização eletrônica para um carga resistiva variável, a fim de dispensar o chaveamento de resistores e se obter uma região contínua de operação do sistema semiativo. Deve-se atentar que técnicas de controle *on-off* não são aplicadas em resistências sintetizadas.
- (c) Simulações e testes no sistema de suspensão semiativo desenvolvido, considerando como excitação da base um ruído branco ou densidades espectrais de potência obtidas a partir de medições de perturbações reais, para uma avaliação mais realista e aleatória do seu desempenho.
- (d) Projeto e implementação de um circuito de regeneração de energia que integre um retificador controlado para carregar um banco de superca-

pacitores de maneira inteligente e com maior rendimento. Esse item se mostra como um desafio, principalmente porque as tensões e correntes do amortecedor são moduladas e, em muitos casos, desequilibradas.

- (e) Desenvolvimento de um sistema híbrido de armazenamento de energia, com supercapacitores e baterias, conectados via um conversor de potência isolado que transfere a energia dos supercapacitores para as baterias, regulando assim a tensão nos terminais do amortecedor e não comprometendo o amortecimento do sistema.
- (f) Melhorias na aquisição e tratamento de dados dos sinais de posição, velocidade e aceleração de ambas as plataformas da bancada de testes dinâmicos, bem como no desempenho geral do acionamento e controle da plataforma inferior. Para a realização do controle *skyhook on-off*, aconselha-se a aplicação de um sensor que forneça essencialmente a velocidade, dispensando o cálculo de derivadas instantâneas.
- (g) Implementação e comparação de outras técnicas de controle semiativo no mesmo sistema de suspensão estudado, incluindo-se estratégias *on-off*, *fuzzy*, robustas, adaptativas, ótimas e outras. Mesmo que muitos avanços já tenham sido realizados em termos de controle semiativos, a verificação experimental das lógicas desenvolvidas é relevante.
- (h) Projeto e construção de uma bancada de testes dinâmicos mais robusta estruturalmente e com o mínimo de atrito possível. Possibilidades de desenvolvimento podem envolver o emprego de sistemas com trilhos e patins, ao invés de guias lineares e rolamentos cilíndricos, a eliminação de solda e o aperfeiçoamento de encaixes e fixações.
- (i) Implementação prática de um sistema de suspensão semiativa eletromagnética com parâmetros (massa e constante de rigidez elástica da mola, por exemplo) semelhantes aos encontradas em aplicações ordinárias, e mais de 1GDL. O problema aqui termina caso a barreira da densidade de amortecimento de amortecedores eletromagnéticos lineares seja superada.

REFERÊNCIAS

AKSEKILI, A. A.; TOPALOGLU, N. Design and Experimental Verification of Position-Dependent Passive Electromagnetic Damping. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, New York, v.138, n.6, p.1–7, Mar. 2016.

AMATI, N. et al. Design of electromechanical height adjustable suspension. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, London, p.1253–1269, Oct. 2017.

AMATI, N.; FESTINI, A.; TONOLI, A. Design of electromagnetic shock absorbers for automotive suspensions. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v.49, n.12, p.1913–1928, Dec. 2011.

BOFF, B. H. B. **Influência do efeito de extremidade de atuadores eletromagnéticos lineares nas indutâncias**. 2018. 164 p. Dissertação de Mestrado — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

BOFF, B. H. B. et al. Influence of End Effects on Direct- and Quadrature-Axis Inductances in Linear Electromagnetic Actuators. **IEEE Transactions on Magnetics**, New York, v.53, n.11, p.1–7, Nov. 2017.

CASTEREN, D. van et al. Non-Linear Full-Car Modeling and Sky-Hook Control for a Direct-Drive Active Suspension System. **SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems**, Warrendale, v.6, n.1, p.1–17, Apr. 2013.

DING, R. et al. A modified energy-saving skyhook for active suspension based on a hybrid electromagnetic actuator. **Journal of Vibration and Control**, [S.l.], p.1–12, May 2018.

DIXON, J. C. **The Shock Absorber Handbook**. 2^a.ed. West Sussex: John Wiley & Sons, 2007. 445 p.

ECKERT, P. et al. Design Methodology of a Dual-Halbach Array Linear Actuator with Thermal-Electromagnetic Coupling. **Sensors**, Basel, v.16, n.3, p.1–28, Mar. 2016.

ECKERT, P.; GOLTZ, E.; FILHO, A. Influence of Segmentation of Ring-Shaped NdFeB Magnets with Parallel Magnetization on Cylindrical Actuators. **Sensors**, Basel, v.14, n.7, p.13070–13087, July 2014.

- ECKERT, P. R. **Metodologia de projeto de atuador eletromagnético linear para sistemas de suspensão semiativa e ativa**. 2016. 320 p. Tese de Doutorado — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.
- ECKERT, P. R. et al. Dual Quasi-Halbach Linear Tubular Actuator with Coreless Moving-Coil for Semi-Active and Active Suspension. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, New York, v.65, n.12, p.9873–9883, Dec. 2018.
- EZETA, J. H.; MANDOW, A.; CERESO, A. G. Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: una revisión. **Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI**, Valencia, v.10, n.2, p.121–132, abr. 2013.
- FIALHO, I.; BALAS, G. Road adaptive active suspension design using linear parameter-varying gain-scheduling. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, New York, v.10, n.1, p.43–54, Aug. 2002.
- GALLUZZI, R.; TONOLI, A.; AMATI, N. Modeling, Control, and Validation of Electrohydrostatic Shock Absorbers. **Journal of Vibration and Acoustics**, New York, v.137, n.1, p.1–7, Feb. 2015.
- GUGLIELMINO, E. et al. **Semi Active Suspension Control: improved vehicle ride and road friendliness**. Londres: Springer-Verlag, 2008. 267 p.
- GYSEN, B. et al. Design Aspects of an Active Electromagnetic Suspension System for Automotive Applications. **IEEE Transactions on Industry Applications**, New York, v.45, n.5, p.1589–1597, July 2009.
- GYSEN, B. et al. Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, New York, v.59, n.3, p.1156–1163, Mar. 2010.
- GYSEN, B. L. J. et al. Efficiency of a Regenerative Direct-Drive Electromagnetic Active Suspension. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, New York, v.60, n.4, p.1384–1393, May 2011.
- HROVAT, D. Applications of Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, New York, v.115, n.2B, p.1–15, June 1993.
- HROVAT, D. Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications. **Automatica**, Elmsford, v.33, n.10, p.1781–1817, Oct. 1997.
- HROVAT, D.; MARGOLIS, D. L.; HUBBARD, M. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, New York, v.110, n.3, p.1–9, Sep. 1988.
- HSIEH, C.-Y. et al. Regenerative Skyhook Control for an Electromechanical Suspension System Using a Switch-Mode Rectifier. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, New York, v.65, n.12, p.9642–9650, Dec. 2016.

- HSIEH, C.-Y.; MOALLEM, M.; GOLNARAGHI, F. A Bidirectional Boost Converter With Application to a Regenerative Suspension System. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, New York, v.65, n.6, p.4301–4311, June 2016.
- HUANG, B. et al. Development and optimization of an energy-regenerative suspension system under stochastic road excitation. **Journal of Sound and Vibration**, London, v.357, p.16–34, Nov. 2015.
- HUANG, B. et al. A Methodology for Optimal Design of a Vehicle Suspension System With Energy Regeneration Capability. **Journal of Vibration and Acoustics**, New York, v.137, n.5, p.1–11, Oct. 2015.
- IRWIN, J. D.; NELMS, R. M. **Basic engineering circuit analysis**. 11^a.ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2015. 671 p.
- JALILI, N. A Comparative Study and Analysis of Semi-Active Vibration-Control Systems. **Journal of Vibration and Acoustics**, New York, v.124, n.4, p.1–13, Sep. 2002.
- JOLLY, M. R.; MARGOLIS, D. L. Regenerative Systems for Vibration Control. **Journal of Vibration and Acoustics**, New York, v.119, n.2, p.1–8, Apr. 1997.
- KARNOPP, D. Force Generation in Semi-Active Suspensions Using Modulated Dissipative Elements. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v.16, n.5-6, p.333–343, Jan. 1987.
- KARNOPP, D. Permanent Magnet Linear Motors Used as Variable Mechanical Dampers for Vehicle Suspensions. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v.18, n.4, p.187–200, Jan. 1989.
- KARNOPP, D. Design Principles for Vibration Control Systems Using Semi-Active Dampers. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, New York, v.112, n.3, p.1–8, Sep. 1990.
- KARNOPP, D. Active and Semi-Active Vibration Isolation. **Journal of Mechanical Design**, New York, v.117, n.B, p.1–9, June 1995.
- KARNOPP, D.; CROSBY, M. J.; HARWOOD, R. A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. **Journal of Engineering for Industry**, New York, v.96, n.2, p.1–8, May 1974.
- KASHEM, S.; NAGARAJAH, R.; EKTESABI, M. **Vehicle Suspension Systems and Electromagnetic Dampers**. Singapura: Springer Nature, 2018. 205 p.
- LIU, H.; GAO, H.; LI, P. **Handbook of Vehicle Suspension Control Systems**. Londres: IET, 2013. 424 p.
- LIU, Y.; WATERS, T.; BRENNAN, M. A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances. **Journal of Sound and Vibration**, London, v.280, n.1-2, p.21–39, Feb. 2005.

LÓPEZ, S. M. R. et al. Active Suspension Control of High-Performance Elevators. **Advanced Materials Research**, Zurich, v.902, p.231–238, Feb. 2014.

MARTINS, I. et al. Permanent-Magnets Linear Actuators Applicability in Automobile Active Suspensions. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, New York, v.55, n.1, p.86–94, Jan. 2006.

NAKAI, H.; OOSAKU, S.; MOTOZONO, Y. Application of Practical Observer to Semi-Active Suspensions. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, New York, v.122, n.2, p.284–289, June 2000.

NING, D. et al. Vibration control of an energy regenerative seat suspension with variable external resistance. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, v.106, p.94–113, June 2018.

PAULIDES, J. et al. Design Considerations for a Semi-Active Electromagnetic Suspension System. **IEEE Transactions on Magnetics**, New York, v.42, n.10, p.3446–3448, Oct. 2006.

ROSHAN, Y. M.; MARAVANDI, A.; MOALLEM, M. Power Electronics Control of an Energy Regenerative Mechatronic Damper. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, New York, v.62, n.5, p.3052–3060, May 2015.

SANDE, T. P. J. van der; BESSELINK, I. J. M.; NIJMEIJER, H. Rule-based control of a semi-active suspension for minimal sprung mass acceleration: design and measurement. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v.54, n.3, p.281–300, Mar. 2016.

SANTOS, J. d. J. L. et al. Comparison of On-Off Control Strategies for a Semi-Active Automotive Suspension using HiL. **IEEE Latin America Transactions**, New York, v.10, n.5, p.2045–2052, sept. 2012.

SAVARESI, S. et al. **Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles**. Oxford: Elsevier, 2010. 232 p.

SHI, D. et al. Design and experiment study of a semi-active energy-regenerative suspension system. **Smart Materials and Structures**, New York, v.24, n.1, p.1–12, Jan. 2015.

SPELTA, C. et al. Control of magnetorheological dampers for vibration reduction in a washing machine. **Mechatronics**, Oxford, v.19, n.3, p.410–421, Apr. 2009.

SUDA, Y.; NAKADAI, S.; NAKANO, K. Hybrid Suspension System with Skyhook Control and Energy Regeneration (Development of Self-Powered Active Suspension). **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v.29, n.1, p.619–634, Aug. 1997.

TONOLI, A. et al. Modelling and validation of electromechanical shock absorbers. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v.51, n.8, p.1186–1199, Aug. 2013.

- TSENG, H. E.; HROVAT, D. State of the art survey: active and semi-active suspension control. **Vehicle System Dynamics**, Amsterdam, v.53, n.7, p.1034–1062, July 2015.
- UMANS, S. D. **Máquinas Elétricas de Fitzgerald e Kingsley**. 7^a.ed. Porto Alegre: AMGH, 2014. 708 p.
- VERROS, G.; NATSIAVAS, S.; PAPADIMITRIOU, C. Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation. **Modal Analysis**, Blacksburg, v.11, n.5, p.581–606, May 2005.
- ZHANG, Y. et al. Energy conversion mechanism and regenerative potential of vehicle suspensions. **Energy**, Oxford, v.119, p.961–970, Jan. 2017.
- ZHANG, Z. et al. A high-efficiency energy regenerative shock absorber using supercapacitors for renewable energy applications in range extended electric vehicle. **Applied Energy**, London, v.178, p.177–188, Sep. 2016.
- ZUO, L.; ZHANG, P.-S. Energy Harvesting, Ride Comfort, and Road Handling of Regenerative Vehicle Suspensions. **Journal of Vibration and Acoustics**, New York, v.135, n.1, p.1–8, Feb. 2013.