

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE MATERIAIS E PROCESSOS DE FABRICAÇÃO**

DANIEL MARIANO BARBARA

**ESTUDO DE UM MODELO NÚMERICO UTILIZANDO
AMORTECEDOR MAGNETO-REOLÓGICO EM UM VEÍCULO
FORMULA SAE**

**Ilha Solteira
2025**

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE UM MODELO NÚMERICO UTILIZANDO AMORTECEDOR MAGNETO-REOLÓGICO EM UM VEÍCULO FORMULA SAE

DANIEL MARIANO BARBARA

Orientador: Prof. Dr. Miguel Ângelo Menezes

Trabalho de Graduação apresentado à
Faculdade de Engenharia – FE/UNESP –
Câmpus de Ilha Solteira, para
cumprimento de requisito para obtenção
do Grau de Engenheiro Mecânico.

Ilha Solteira

Maiio/2025

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

B229e Barbara, Daniel Mariano.
Estudo de um modelo numérico utilizando amortecedor magneto-reológico em um veículo Fórmula SAE / Daniel Mariano Barbara. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2025
43 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira, 2025

Orientador: Miguel Ângelo Menezes

Inclui bibliografia

1. Vibrações. 2. Amortecimento. 3. Fluidos magneto-reológicos. 4. Fórmula SAE.

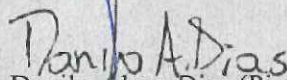
ATA DE DEFESA DO TRABALHO DE GRADUAÇÃO

Aos 26 dias do mês de Junho do ano de dois mil e vinte e cinco, as 18h30min, por videoconferência, no Departamento de Engenharia Mecânica, do Campus da UNESP, da Faculdade de Ilha Solteira, o discente **Daniel Mariano Barbara**, matriculado sob o número 172054443, tendo como banca examinadora, o orientador Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes, o Engenheiro Mecânico Danilo Alves Dias (Pirelli Pneus, P&D) e o Prof. Dr. Lindolfo Araújo Moreira Filho (Prof. Associado – ITA), apresentou o Trabalho de Graduação intitulado: “*Estudo de um Modelo Numérico Utilizando Amortecedor Magneto-Reológico em um Veículo Formula SAE*”, obtendo o CONCEITO Aprovado e NOTA FINAL: 10,0 (dez).

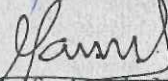
Por ser verdade, os membros da banca examinadora e o discente assinam em seguida.



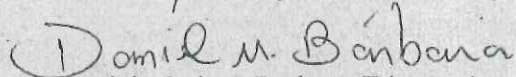
Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes (Orientador)



Eng. Mec. Danilo Alves Dias (Pirelli Pneus P&D)



Prof. Dr. Lindolfo Araújo Moreira Filho (ITA)



Daniel Mariano Barbara (Discente)

DEDICATÓRIA

Este trabalho é dedicado à minha família, em especial à minha mãe Sueli dos Santos Mariano, ao meu pai Valdenir Aparecido Smargiasse e aos meus irmãos, Danilo Mariano Barbara e Diego Mariano Barbara. Ele também é dedicado a todos que acreditam nos projetos estudantis de extensão, programas de permanência estudantil e lutam pela educação superior pública de qualidade, gratuita e inclusiva.

AGRADECIMENTOS

Seria impossível começar esse agradecimento de uma maneira diferente à menção aos meus pais, que por tantos anos abdicaram de muito e fizeram tudo que estava ao seu alcance para proporcionar amor, segurança e educação aos seus filhos. Muito obrigado, pai, por ser força, caráter e disposição para levantarmos todos os dias e seguir em frente, lutando e conquistando. Muito obrigado, mãe, por ser amor, cuidado e resiliência para superar cada uma das dificuldades que sempre estiveram conosco, não apenas durante toda minha jornada acadêmica, mas sim durante toda a minha vida. Sem vocês, nada disso seria possível.

Aos meus irmãos, que acima de tudo sempre foram meus melhores amigos, que nos momentos difíceis foram dose de motivação e inspiração para ser uma pessoa melhor.

Eu agradeço a equipe Fênix Racing FSAE pelos 5 anos vividos intensamente, de maneira genuína e leal com tudo e com todos. Foi ali que o processo de amadurecimento do hoje, quase engenheiro, Daniel, se deu de maneira mais intensa. Ali eu aprendi sobre a importância da amizade e de manter próximo de si pessoas que querem o seu melhor, sobre nunca desistir diante das adversidades e sobre tantas outras coisas que sempre levarei comigo. Em especial, eu agradeço a Gabriela, que desde o primeiro momento que nos conhecemos foi exemplo, agradeço a ela por todos os puxões de orelha e por todas as conversas difíceis, que em muitas vezes foi apenas um olhar firme, gesto suficiente para dizer tantas coisas. Da mesma maneira, eu agradeço ao Danilo, Gustavo e Matheus que desde o início estiveram do meu lado contribuindo para a minha evolução pessoal e profissional e a Gabryelle, que confiou a mim o seu desenvolvimento.

Aos meus amigos Bruno, Camylla, Gustavo, Leandro, Luan, Mario e Paulo, que ao lado deles tive o prazer de compartilhar por quase 3 anos a gestão da Equipe Fênix Racing. Agradeço também aos meus grandes amigos Lucas e Jessica, por todas as risadas e tantas conversas que tivemos, os dias difíceis foram mais leves graças a vocês, obrigado por estarem presentes do primeiro ao último dia.

Por fim, a todos os professores que fizeram parte da minha educação e aqueles que ainda o farão, - em especial ao meu orientador, Prof. Dr. Miguel Ângelo Menezes, pela confiança depositada em minha pessoa e por todos os aconselhamentos que me fizeram crescer ao longo do meu tempo de graduação.

RESUMO

Os amortecedores que possuem fluidos magneto-reológicos (MR) são amplamente utilizados em diversas áreas, como, indústria automotiva, aeronáutica e construção civil. A diversidade em sua aplicação possui foco em atividades como a melhora, conforto e a estabilidade de veículos, apresenta grande uso em sistemas de controle de vibrações, assim como soluções voltadas para a redução do impacto e melhora na durabilidade de equipamentos industriais. Os amortecedores MR contêm um fluido formado por partículas ferromagnéticas suspensas em um líquido, quando um campo magnético é aplicado, as partículas se alinham e formam uma estrutura que aumenta a viscosidade do fluido, alterando a resistência ao movimento. Isso permite que o amortecedor ajuste sua rigidez em tempo real, dependendo das condições de operação. Desse modo, este trabalho consiste no desenvolvimento de um modelo numérico para o estudo de amortecedores com fluido magneto-reológico aplicado em um veículo de Formula SAE. Os resultados demonstram que os amortecedores MR podem ter sua resposta de amortecimento alteradas de acordo com fatores que influenciam os efeitos de histerese. Dessa forma, a construção de amortecedores MR pode ser mais bem trabalhada, de acordo com o ambiente onde ele será inserido.

Palavras-chave: *Vibrações, Amortecimento, Fluidos Magneto-Reológicos, Formula SAE.*

ABSTRACT

The dampers that use magnetorheological (MR) fluids are widely used in various fields, such as the automotive industry, aerospace, and civil construction. The diversity in their application focuses on activities such as improving comfort and stability of vehicles, and they are extensively used in vibration control systems, as well as solutions aimed at reducing impact and enhancing the durability of industrial equipment. MR dampers contain a fluid made up of ferromagnetic particles suspended in a liquid; when a magnetic field is applied, the particles align and form a structure that increases the viscosity of the fluid, altering the resistance to motion. This allows the damper to adjust its stiffness in real-time, depending on the operating conditions. Thus, this work consists of developing a numerical model for the study of dampers with magnetorheological fluid applied in a Formula SAE vehicle. The results demonstrate that MR dampers can have their damping response changed according to factors that influence hysteresis effects. This way, the construction of MR shock absorbers can be better worked, according to the environment where it will be inserted.

Palavras-chave: *Vibrations, Damping, Magnetorheological Fluids, Formula SAE.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de montagem de um amortecedor magneto-reológico	12
Figura 2 - Logo oficial SAE Internacional	13
Figura 3 - Logo oficial SAE Brasil.....	14
Figura 4 - Visão superior FX9.....	15
Figura 5 - Representação esquemática para controle de vibração ativa.....	23
Figura 6 - FMR sob ação de um campo magnético.....	24
Figura 7 - Curva característica para o amortecedor RD-8041-1.....	25
Figura 8 - Representação mecânica do modelo de Bingham.....	26
Figura 9 - Comparação entre a resposta experimental e numérica, utilizando o modelo de Bingham	27
Figura 10 - Representação mecânica do modelo de Bouc-Wen	28
Figura 11 - Comparação entre a resposta experimental e numérica, utilizando o modelo de Bouc-Wen.....	29
Figura 12 - Representação mecânica do modelo de Bouc-Wen Modificado	30
Figura 13 - Comparação entre a resposta experimental e numérica, utilizando o modelo de Bouc-Wen Modificado.....	31
Figura 14 - Relação de força versus deslocamento para diferentes valores de k	35
Figura 15 - Relação de força versus velocidade para diferentes valores de k	36
Figura 16 - Relação de força versus tempo para diferentes valores de k	36
Figura 17 - Relação de força versus deslocamento para diferentes valores de γ	37
Figura 18 - Relação de força versus velocidade para diferentes valores de γ	38
Figura 19 - Relação de força versus tempo para diferentes valores de γ	38
Figura 20 - Relação de força versus deslocamento para diferentes valores de β	39
Figura 21 - Relação de força versus velocidade para diferentes valores de β	40
Figura 22 - Relação de força versus tempo para diferentes valores de β	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Dados construtivos do FX9.	15
Tabela 2. Tabela de parâmetros do modelo Bouc-Wen	32
Tabela 3. Tabela de parâmetros do modelo Bouc-Wen Modificado	34

LISTA DE ABREVIACES

MR	Magneto-reológico
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
USP	Universidade de São Paulo
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
UNICAMP	Universidade Estadual de Campinas
UNESP	Universidade Estadual de São Paulo
CG	Centro de Gravidade
FMR	Fluído Magneto-reológico
FER	Fluído Eletro-reológico

Sumário

1.	INTRODUÇÃO	11
1.1.	AMORTECEDORES MR	11
1.2.	FORMULA SAE	12
1.2.1.	No mundo	12
1.2.2.	No Brasil	13
1.2.3.	Veículo Formula SAE	14
1.3.	MOTIVAÇÃO	16
2.	OBJETIVO	17
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
3.1.	SISTEMA MASSA-MOLA	18
3.1.1.	Vibração livre	18
3.1.2.	Vibração forçada	19
3.2.	TIPOS DE CONTROLE DE VIBRAÇÕES	19
3.2.1.	Controle Passivo	19
3.2.2.	Controle Semiativo	21
3.2.3.	Controle Ativo	22
3.3.	AMORTECIMENTO MR	24
3.3.1.	Fluído magneto-reológico	24
3.3.2.	Curva característica	25
3.4.	MODELOS MATEMÁTICOS	25
3.4.1.	Modelo de Bingham	25
3.4.2.	Modelo de Bouc-Wen	27
3.4.3.	Modelo de Bouc-Wen Modificado	30
4.	METODOLOGIA	32
4.1.	PARAMETRIZAÇÃO UTILIZANDO O MODELO DE BOUC-WEN	32
4.2.	PARAMETRIZAÇÃO UTILIZANDO O MODELO DE BOUC-WEN MODIFICADO	33
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	35
5.1.	ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS NO MODELO	35
6.	CONCLUSÕES	42
6.1.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	42
7.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	43

1. INTRODUÇÃO

1.1. AMORTECEDORES MR

Os amortecedores do tipo magneto-reológico (MR) representam uma inovação significativa na tecnologia de suspensão, combinando princípios de engenharia mecânica e física de materiais. A história do surgimento dos amortecedores MR remonta as pesquisas sobre fluidos reológicos, que começaram a ganhar destaque nas décadas de 1940 e 1950. Esses fluidos têm a capacidade de alterar suas propriedades viscosas em resposta a um campo magnético, o que os torna ideais para aplicações em sistemas de suspensão. O conceito de magneto-reologia foi primeiramente explorado por cientistas que estudavam a interação entre partículas magnéticas suspensas em um fluido. A ideia era que, ao aplicar um campo magnético, as partículas se organizariam de maneira a alterar a viscosidade do fluido, permitindo um controle dinâmico sobre a resistência ao movimento. Essa descoberta abriu as portas para o desenvolvimento de dispositivos que poderiam se adaptar rapidamente a diferentes condições de operação.

Na década de 1990, a tecnologia de amortecedores MR começou a ser aplicada em veículos, especialmente em sistemas de suspensão. A capacidade de ajustar a rigidez do amortecedor em tempo real ofereceu uma solução para melhorar o conforto e a estabilidade dos veículos, especialmente em condições de estradas irregulares. Os amortecedores MR se destacaram por sua capacidade de responder rapidamente a mudanças nas condições de condução, proporcionando uma experiência de direção mais suave e segura.

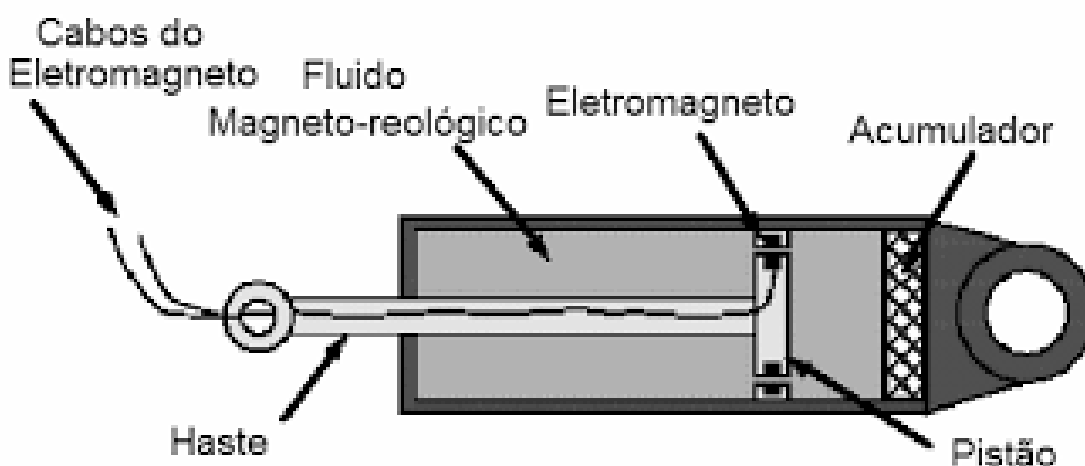
O primeiro uso comercial significativo dos amortecedores MR ocorreu em veículos de luxo e de alto desempenho, onde o conforto e a performance são cruciais. Com o tempo, a tecnologia se expandiu para aplicações em veículos *off-road*, caminhões e até mesmo em sistemas de suspensão de aeronaves. A versatilidade dos amortecedores MR também levou a investigações em outras áreas, como em dispositivos médicos e em estruturas que precisam resistir a vibrações, como edifícios e pontes. Além disso, a pesquisa e o desenvolvimento contínuo na área de materiais magnéticos e fluidos reológicos, têm contribuído para a evolução dos amortecedores MR. Novos materiais e composições estão sendo explorados para melhorar ainda

mais a eficiência e a eficácia desses sistemas, tornando-os mais acessíveis e aplicáveis em uma variedade de contextos.

Em resumo, a história dos amortecedores MR é marcada por inovações científicas e tecnológicas que transformaram a forma como se aborda a suspensão em veículos e outras aplicações. Desde suas raízes na pesquisa de fluidos reológicos até sua implementação em sistemas modernos de suspensão, os amortecedores MR continuam a evoluir, prometendo um futuro ainda mais dinâmico e adaptável na engenharia de transporte, como em outros campos da engenharia moderna.

A Figura 1, exemplifica um esquema de montagem de um amortecedor magneto-reológico, objeto de estudo deste trabalho.

Figura 1 - Esquema de montagem de um amortecedor magneto-reológico



Fonte: [1], Castão, 2008.

1.2. FORMULA SAE

1.2.1. No mundo

Tudo começou em 1981, nos Estados Unidos, quando a *Society of Automotive Engineers* (SAE), destacada na Figura 2, decidiu criar uma competição que desafiasse estudantes a projetar, construir e competir com pequenos carros de corrida. A ideia era unir teoria e prática, incentivando a criatividade, a eficiência e a segurança na engenharia automotiva. Nos primeiros anos, a competição era restrita as

universidades americanas, mas logo ganhou popularidade e se expandiu para outros países. Na década de 1990, a Formula SAE começou a se consolidar como uma competição internacional, com eventos realizados na Europa, Ásia, Austrália e África. Cada região adaptou as regras as suas necessidades, mas manteve o espírito de inovação e excelência. Universidades renomadas de todo o mundo passaram a participar, como o MIT, Stanford, Imperial College London, Politécnico de Milão, entre outras.

Ao longo dos anos, a Formula SAE impulsionou avanços tecnológicos importantes, como melhorias em aerodinâmica, sistemas de suspensão, eficiência de motores e uso de materiais leves. Além de promover a inovação, ela também fortalece a conexão entre o mundo acadêmico e a indústria automotiva, facilitando a entrada de jovens talentos no mercado de trabalho. Hoje, a competição é uma das maiores e mais respeitadas do setor, reunindo milhares de estudantes e profissionais em eventos globais. Ela continua evoluindo, incorporando temas atuais como sustentabilidade, veículos elétricos e tecnologias inteligentes, sempre com o objetivo de formar engenheiros inovadores e preparados para os desafios do futuro.

Figura 2 - Logo oficial SAE Internacional



Fonte: [2], SAE International.

1.2.2. No Brasil

No Brasil, a Formula SAE chegou com o objetivo de estimular estudantes de engenharia a aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, promovendo inovação, criatividade e trabalho em equipe. Inspirada na competição

internacional criada pela *Society of Automotive Engineers* (SAE) nos Estados Unidos, a versão brasileira começou a ganhar destaque por incentivar o desenvolvimento de veículos de corrida em escala real por universidades do país. Desde o início, várias instituições de ensino, como a Universidade de São Paulo (USP), a Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), a Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP) e outras, passaram a participar ativamente, enfrentando desafios técnicos, de gestão e recursos para criar seus próprios carros de corrida.

A competição no Brasil tem crescido ao longo dos anos, promovendo o intercâmbio de ideias, tecnologias sustentáveis e soluções inovadoras. Além de fortalecer o setor automotivo nacional, ela também prepara os estudantes para o mercado de trabalho, estimulando habilidades como liderança, trabalho em equipe, gestão de projetos e criatividade. Hoje, a Formula SAE no Brasil, ilustrada na Figura 3, é uma plataforma importante para o desenvolvimento de novas tecnologias e talentos, contribuindo para o avanço da engenharia no país e colocando o Brasil em destaque no cenário internacional dessa modalidade de competição.

Figura 3 - Logo oficial SAE Brasil



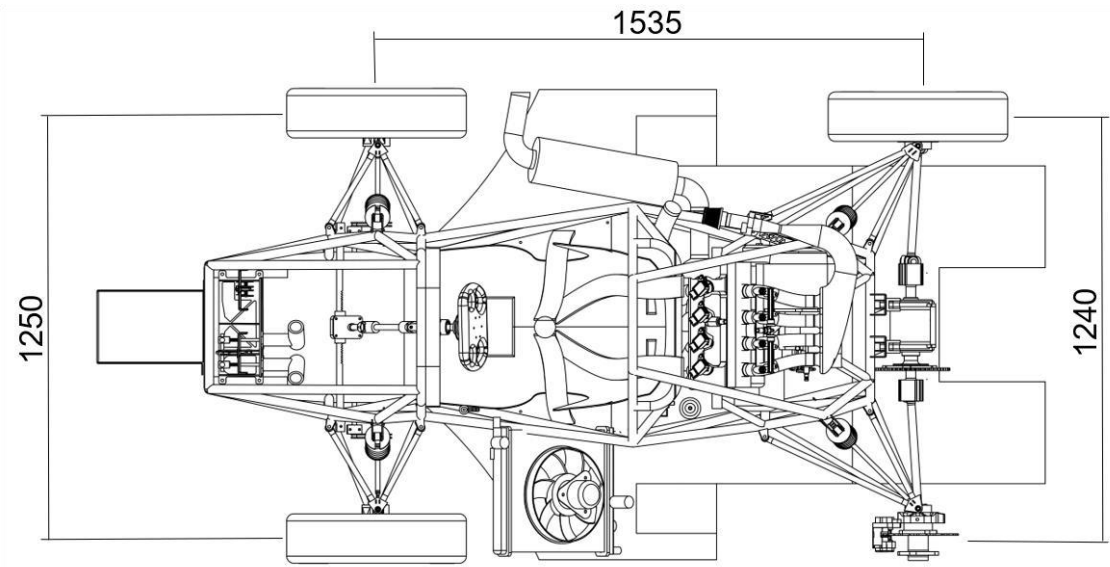
Fonte: [3], SAE Brasil.

1.2.3. Veículo Formula SAE

As especificações gerais de um veículo formula SAE podem variar dependendo das regras específicas de cada edição do evento, mas geralmente seguem diretrizes padronizadas para garantir a competição justa e incentivar a inovação. A Figura 4

apresenta a vista superior de um veículo manufacturado pela Equipe Fênix Racing Formula SAE, que representa a Universidade Estadual de São Paulo (UNESP) campus de Ilha Solteira, onde os principais parâmetros geométricos são mostrados sendo possível, portanto, utilizá-lo como exemplo prático.

Figura 4 - Visão superior FX9



Fonte: Acervo Fênix Racing.

A Figura 4 somada a Tabela 1 fornecem uma visão clara da ordem de grandeza quanto ao tamanho médio de um veículo formula SAE.

Tabela 1. Dados construtivos do FX9.

Parâmetro	Medida
Entre eixos [mm]	1535
Entre rodas dianteiro [mm]	1250
Entre rodas traseiro [mm]	1240
Altura CG com piloto [mm]	280
Massa total com piloto [mm]	353
Distribuição dianteira de massa com piloto [mm]	49

Fonte: Elaborado pelo autor.

1.3.MOTIVAÇÃO

A equipe Fênix Racing irá participar da sua décima terceira (13^a) competição neste ano de 2025, consolidando-se como uma equipe sempre presente no calendário das competições no Brasil. Pensando em obter melhores desempenhos no evento nacional, há a preocupação e o interesse por inovações e soluções até então não abordadas no projeto do veículo, em especial na área de Suspensão e Direção. Desta forma, surgiu a necessidade de se aprofundar nos estudos que descrevem o comportamento dos amortecedores MR, utilizados no veículo da equipe Fênix Racing.

2. OBJETIVO

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um modelo numérico para o estudo de amortecedores com fluido magneto-reológico aplicado em um veículo de Formula SAE, visando projetos futuros voltados para a melhora na performance com o uso de um sistema de suspensão Semi-Ativa.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O estudo de vibrações é uma ferramenta essencial que permite entender como diferentes objetos e estruturas se comportam quando estão em movimento ou sob impacto. Isso é fundamental para garantir a segurança e a durabilidade de equipamentos mecânicos, estruturas civis, veículos automotores e tantos outros sistemas. Além disso, o conhecimento sobre vibrações pode ajudar a prevenir falhas, reduzir ruídos indesejados e melhorar o desempenho de equipamentos, ou seja, é uma área fundamental para o desenvolvimento de tecnologias mais seguras e eficientes.

Esta seção aborda de uma maneira geral a lógica que descreve o comportamento de partículas e corpos rígidos que oscilam em torno de uma posição de equilíbrio, a variabilidade gerada a partir dos graus de liberdade que um sistema é submetido e todos os elementos que compõem um sistema vibratório, como por exemplo, um corpo ou partícula, que possui massa (m) determinada, uma mola com coeficiente de rigidez (k), amortecedores com seu respectivo coeficiente de amortecimento (c), além de todas as componentes de forças envolvidas no conjunto.

3.1. SISTEMA MASSA-MOLA

3.1.1. Vibração livre

A vibração livre ocorre quando um sistema é deslocado de sua posição de equilíbrio e, após isso, ele é deixado sozinho, sem forças externas atuando sobre ele. Imagine uma mola com uma massa presa nela, ao puxar a massa para cima e soltar, ela vai oscilar para cima e para baixo por conta própria, até parar devido as forças de resistência, como o atrito ou o ar. Essa oscilação é chamada de vibração livre.

Pode-se destacar como principais características desse tipo de vibração:

- Ela ocorre após uma perturbação inicial, sem forças externas contínuas;
- A frequência de vibração depende das propriedades do sistema, como a massa e a rigidez da mola;

- A amplitude diminui com o tempo devido as forças de resistência, o que leva o sistema a eventualmente parar.

Esse tipo de vibração é comum em muitos sistemas, como por exemplo, quando uma corda que é balançada, um pêndulo ou uma ponte que oscila após um impacto.

3.1.2. Vibração forçada

De maneira distinta da vibração livre, a vibração forçada acontece quando um sistema é submetido a forças externas que atuam continuamente ou periodicamente. Pense, novamente, em um sistema massa-mola, mas agora, em vez de soltá-lo, o conjunto é empurrado ou puxado durante um determinado intervalo de tempo, ou ainda, aplica-se uma força que varia com o tempo, como uma vibração de um motor ou uma máquina. De forma geral, têm-se:

- Ela é mantida por forças externas constantes ou periódicas;
- A frequência de vibração pode ser igual ou diferente da frequência natural do sistema;
- Pode causar ressonância, ou seja, momento em que a frequência da força externa coincide com a frequência natural do sistema, levando a amplitudes muito grandes e possíveis danos a estrutura ou equipamento.

Dessa forma, emprega-se uma vibração forçada quando, por exemplo, um carro passar por uma ponte e faz ela vibrar ou ainda o momento em que uma máquina vibra devido ao acionamento de um motor elétrico.

3.2. TIPOS DE CONTROLE DE VIBRAÇÕES

3.2.1. Controle Passivo

O controle passivo de vibrações é uma técnica utilizada para reduzir ou eliminar as vibrações indesejadas em estruturas e sistemas sem a necessidade de energia externa ou dispositivos ativos. Essa abordagem é bastante comum em engenharia,

especialmente em áreas como construção civil, aeroespacial, automotiva e mecânica, onde a minimização de vibrações é fundamental para garantir a durabilidade, segurança e conforto. A essência do controle passivo está na utilização de materiais e componentes que absorvem, dissipam ou bloqueiam as vibrações. Entre os principais elementos utilizados estão os isoladores de vibração, amortecedores, materiais viscoelásticos, molas e massas. Esses componentes são projetados de forma a criar uma resposta natural que contrabalança ou reduz as oscilações do sistema.

Um exemplo clássico de controle passivo é o uso de isoladores de vibração em máquinas industriais. Esses dispositivos, muitas vezes feitos de borracha ou materiais elastoméricos, são colocados entre a máquina e a estrutura de suporte, impedindo que as vibrações se transmitam para o ambiente ou para outras partes da estrutura. Assim, eles ajudam a proteger equipamentos sensíveis e a melhorar o conforto dos operadores. Outro método comum é o uso de amortecedores, que dissipam a energia vibratória através de processos internos de conversão de energia, como o calor. Os amortecedores viscoelásticos, por exemplo, utilizam materiais que apresentam resistência ao movimento, convertendo a energia cinética das vibrações em calor, reduzindo assim a amplitude das oscilações.

A vantagem do controle passivo é sua simplicidade e confiabilidade, pois não requer fontes de energia externas ou manutenção complexa. Além disso, esses sistemas costumam ser mais econômicos e fáceis de implementar em comparação com soluções ativas ou semiativas. No entanto, eles também têm limitações, como a sua incapacidade de se adaptar a mudanças nas condições de vibração ou a diferentes frequências de excitação, o que pode reduzir sua eficácia em certos cenários. A eficácia do controle passivo depende do projeto adequado dos componentes utilizados, levando em consideração fatores como frequência de vibração, amplitude, peso e materiais envolvidos. A análise da resposta vibratória e a modelagem matemática são essenciais para otimizar esses sistemas e garantir que eles atendam às necessidades específicas de cada aplicação. Em resumo, o controle passivo de vibrações é uma estratégia eficiente, econômica e confiável para reduzir oscilações indesejadas em diversas estruturas e máquinas. Sua simplicidade e durabilidade fazem dele uma escolha popular em muitas áreas da engenharia, contribuindo para a segurança, conforto e longevidade dos sistemas e estruturas.

3.2.2. Controle Semiativo

O controle de vibrações é uma área importante na engenharia, especialmente em setores como construção civil, automotivo, aeroespacial e de equipamentos eletrônicos, onde vibrações indesejadas podem causar danos, desconforto ou mau funcionamento. Entre as várias estratégias de controle, o controle semiativo se destaca por oferecer uma solução eficiente, segura e de baixo custo, combinando aspectos do controle passivo e ativo. O controle semiativo de vibrações envolve dispositivos que podem modificar suas propriedades em tempo real, mas sem fornecer energia continuamente para gerar forças de controle. Esses dispositivos, como amortecedores variáveis ou sistemas com elementos ajustáveis, ajustam suas características de resistência ou rigidez de acordo com as condições de vibração. Assim, eles conseguem reduzir as vibrações de forma eficaz, sem os altos custos energéticos ou complexidade dos sistemas totalmente ativos.

Um exemplo comum de dispositivo semiativo é o amortecedor com resistência variável, que pode alterar sua rigidez ou amortecimento em resposta as vibrações detectadas. Esses sistemas geralmente utilizam atuadores que ajustam a resistência do amortecedor, ou elementos como *magneto-rheological* (MR) e elastômeros ajustáveis, que mudam suas propriedades sob a influência de um campo magnético ou outros estímulos. Quando as vibrações aumentam, o sistema ajusta suas características para absorver ou dissipar a energia vibratória de forma mais eficiente. Uma das principais vantagens do controle semiativo é sua segurança e eficiência energética. Como esses sistemas não precisam de uma fonte de energia contínua para gerar forças de controle, eles consomem menos energia do que os sistemas totalmente ativos. Além disso, eles oferecem maior segurança, pois não podem gerar forças instáveis ou perigosas, ao contrário de alguns sistemas ativos que podem apresentar falhas ou comportamentos imprevisíveis.

O funcionamento do controle semiativo geralmente envolve sensores que monitoram as vibrações e controladores que ajustam as propriedades do dispositivo em tempo real. Esses controladores podem usar algoritmos de lógica fuzzy, controle PID ou técnicas mais avançadas, como controle adaptativo ou baseado em inteligência artificial, para determinar a melhor configuração do sistema de acordo com as condições de vibração. Apesar de suas vantagens, o controle semiativo também apresenta desafios. A implementação de dispositivos ajustáveis pode ser complexa e

custosa, e a eficiência do controle depende da precisão dos sensores e do desempenho do controlador. Além disso, a resposta do sistema deve ser rápida e confiável para garantir a redução efetiva das vibrações.

Em resumo, o controle semiativo de vibrações é uma solução inteligente que combina a simplicidade do controle passivo com a adaptabilidade do controle ativo. Ele é especialmente útil em aplicações onde a redução de vibrações é necessária, mas sem os custos ou riscos associados aos sistemas totalmente ativos. Com avanços tecnológicos contínuos, espera-se que esses sistemas se tornem cada vez mais eficientes, acessíveis e amplamente utilizados em diversas áreas.

3.2.3. Controle Ativo

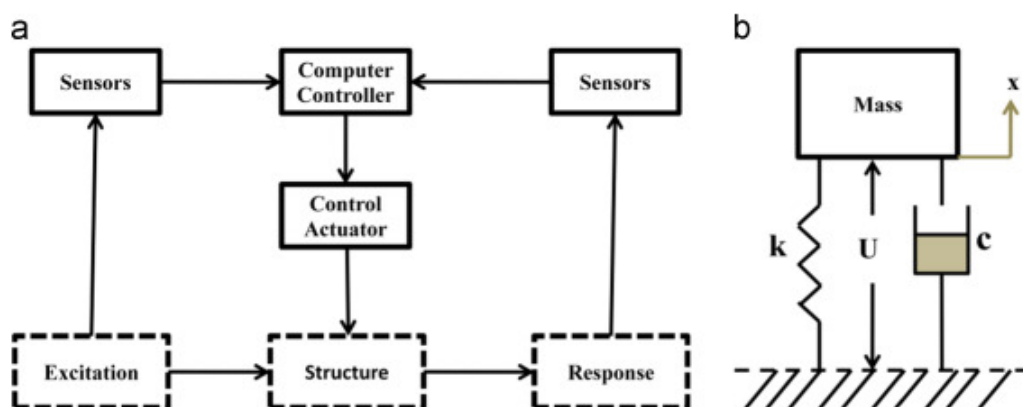
O controle ativo de vibrações é uma técnica avançada utilizada para reduzir ou eliminar as oscilações indesejadas em estruturas e sistemas mecânicos, com o objetivo de melhorar o desempenho, a segurança e o conforto de diversas aplicações. Essa abordagem difere do controle passivo, que depende de componentes fixos como amortecedores, molas e materiais viscoelásticos, pois utiliza dispositivos eletrônicos e atuadores que ajustam dinamicamente as forças aplicadas às estruturas em resposta às vibrações detectadas.

O princípio fundamental do controle ativo de vibrações envolve a captação das vibrações por sensores, como acelerômetros ou sensores de deslocamento, que enviam sinais de entrada a um sistema de controle. Este sistema processa as informações em tempo real, utilizando algoritmos de controle, como controladores PID, controladores adaptativos ou controladores baseados em lógica fuzzy, para determinar a força de atuação necessária. Em seguida, atuadores, como atuadores eletromagnéticos, piezoelétricos ou hidráulicos, aplicam forças opostas às vibrações, promovendo sua redução ou cancelamento. Uma das principais vantagens do controle ativo é sua capacidade de lidar com uma ampla gama de frequências e condições variáveis, proporcionando uma resposta mais eficiente do que os métodos passivos. Além disso, o controle ativo pode ser ajustado em tempo real para se adaptar às mudanças nas condições de operação, o que é especialmente útil em sistemas sujeitos a cargas variáveis ou ambientes dinâmicos, como aeronaves, veículos, edifícios e equipamentos industriais.

No entanto, o controle ativo de vibrações apresenta desafios técnicos e econômicos. A complexidade do sistema de controle, a necessidade de sensores e atuadores precisos, além do consumo de energia, podem aumentar os custos de implementação. Além disso, a estabilidade do sistema de controle deve ser cuidadosamente projetada para evitar oscilações indesejadas ou instabilidade, especialmente em sistemas altamente dinâmicos.

Diversas aplicações se beneficiam do controle ativo de vibrações. Na indústria aeroespacial, por exemplo, é utilizado para reduzir as vibrações em aeronaves, aumentando o conforto dos passageiros e a integridade estrutural. Em edifícios e pontes, o controle ativo ajuda a mitigar os efeitos de terremotos ou ventos fortes, protegendo a estrutura e seus ocupantes. Nos veículos automotores, o controle ativo melhora o conforto ao reduzir vibrações transmitidas ao interior do veículo. Além disso, em equipamentos sensíveis, como microscópios ou instrumentos de medição, o controle ativo garante maior precisão ao eliminar interferências vibratórias. Em suma, o controle ativo de vibrações representa uma tecnologia promissora e eficaz para a mitigação de oscilações indesejadas em diversas áreas. Sua capacidade de adaptação e alta eficiência o tornam uma solução preferencial em aplicações onde o controle passivo não é suficiente ou viável. Com o avanço dos sistemas de sensores, atuadores e algoritmos de controle, espera-se que essa tecnologia continue evoluindo, ampliando suas aplicações e contribuindo para a segurança, conforto e desempenho de sistemas mecânicos e estruturais. A Figura 5 ilustra um típico esquema utilizado para o controle de vibração ativa.

Figura 5 - Representação esquemática para controle de vibração ativa



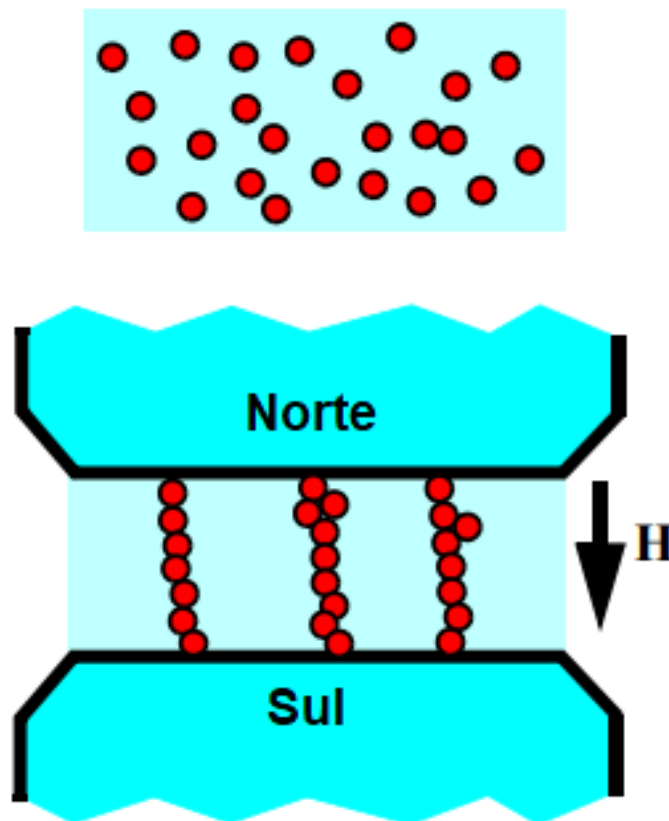
Fonte: [4].

3.3. AMORTECIMENTO MR

3.3.1. Fluido magneto-reológico

Os fluidos magneto-reológicos (FMR) e eletro-reológicos (FER) têm grande semelhança quando se trata de suas composições. Assim como os FER's, os FMR's são compostos por partículas sólidas - no caso, ferromagnéticas, com diâmetros entre 3 e 5 μm – suspensas em um meio líquido, em geral, óleos minerais, sintéticos, água ou silicones. Essas partículas sólidas ferromagnéticas, quando submetidas a um campo magnético, adquirem um momento de dipolo alinhado com o campo externo, que leva as partículas a se alinharem paralelamente ao campo, assim como mostra a Figura 6. Deste modo, o movimento do fluido é restringido pela solidificação da suspensão de partículas, alterando o seu limite de elasticidade, onde, o grau dessa alteração varia de acordo com a intensidade do campo aplicado (Yang, 2001).

Figura 6 - FMR sob ação de um campo magnético

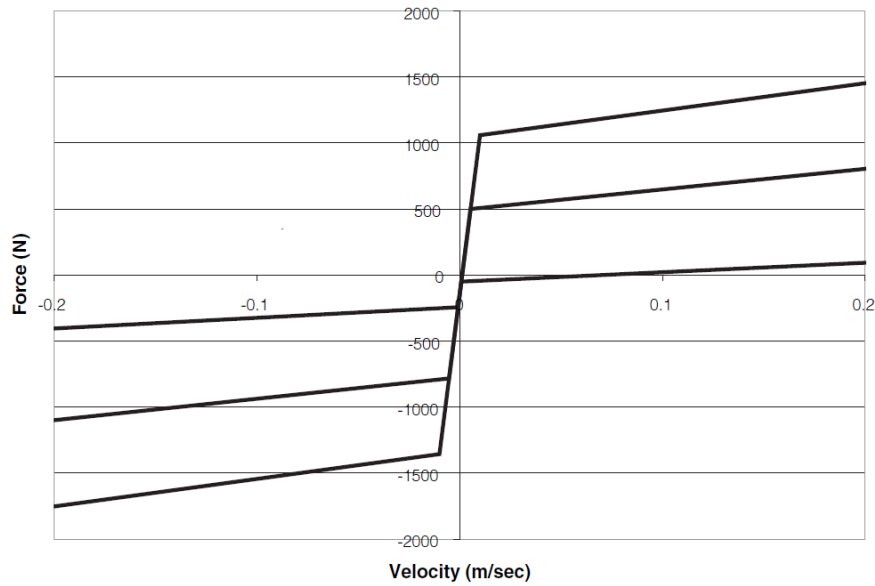


Fonte: [4], Yang (2001).

3.3.2. Curva característica

O amortecedor a ser estudado é o modelo RD-8041-1 fabricado pela empresa *Lord Corporation*, sediada nos Estados Unidos. A Figura 7, ilustra a curva característica para o modelo mencionado, relacionando força *versus* velocidade.

Figura 7 - Curva característica para o amortecedor RD-8041-1



Fonte: [5], Data Sheet DS RD-8041-1.

3.4. MODELOS MATEMÁTICOS

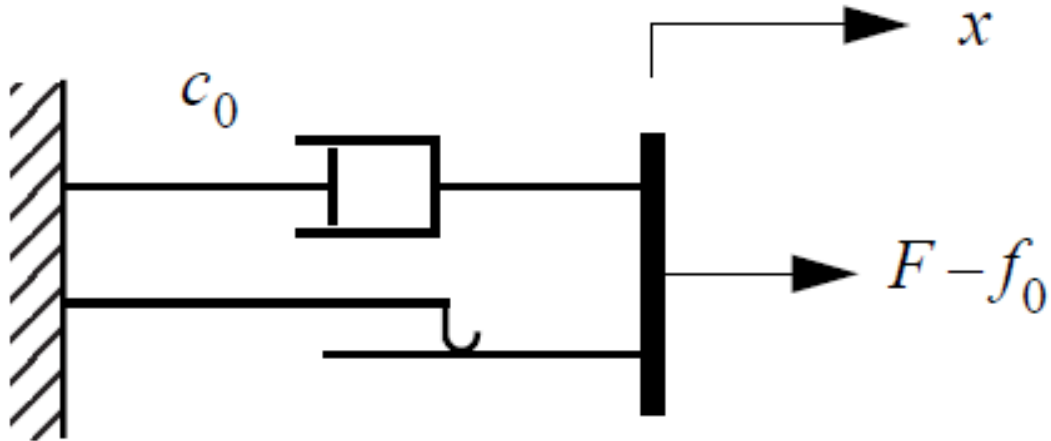
3.4.1. Modelo de Bingham

O modelo de Bingham, proposto por Stanway et al. (1985), é um modelo mecânico idealizado composto por um termo de amortecimento viscoso linear colocado em paralelo a um termo de amortecimento semelhante ao atrito de Coulomb. A resposta à tração e compressão do fluido dentro do amortecedor para esse modelo é frequentemente usada e definida pela Equação 1.

$$\tau = \tau_{y(campo)} + \eta \dot{\gamma} \quad (1)$$

Onde, $\tau_{y(campo)}$ é o esforço produzido pelo fluido dentro do amortecedor, quando exposto ao campo magnético e atua na direção contrária ao deslocamento do sistema, η é a viscosidade do fluido e $\dot{\gamma}$ é a velocidade total do sistema.

Figura 8 - Representação mecânica do modelo de Bingham



Fonte: [8], Spencer (1997).

Neste modelo, apresentado na Figura 8, utilizando as velocidades do pistão diferentes de zero, pode-se estabelecer a força gerada pelo mecanismo a partir da Equação 2.

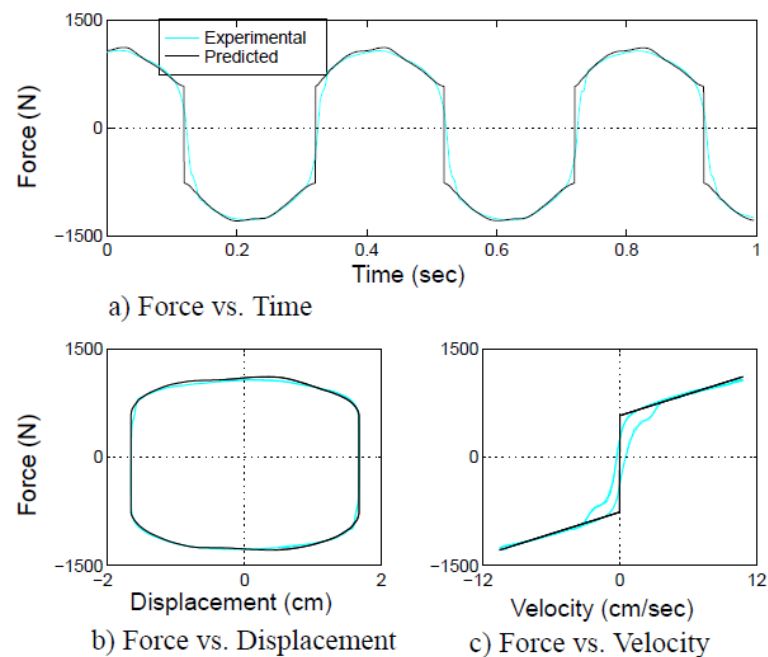
$$F = f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{\gamma} + f_0 \quad (2)$$

Onde, $\dot{x}$ é a velocidade relativa das extremidades do amortecedor, $\operatorname{sgn}()$ é a função sinal, c_0 é a constante de amortecimento plástico, ou seja, é o coeficiente de amortecimento observado após o escoamento do fluido e f_c é a força relacionada à tensão de escoamento do fluido. Já f_0 é uma parcela de força que se inclui quando os valores de força medidos ocorrem devido à presença do acumulador no interior do amortecedor. Desse modo, utilizando a Equação 2, conclui-se que, caso a velocidade do pistão se iguale a zero em algum ponto, a força gerada pelo mecanismo (F) é igual a força interna do acumulador (f_0).

De uma maneira geral, este modelo possui grande simplicidade na implementação; capacidade de ajustar rapidamente a força resistiva via campo magnético, mas por outro lado, o modelo simplifica o comportamento real, não capturando completamente efeitos complexos como dependência do tempo ou variações não lineares além da tensão de escoamento.

Desta forma, pode ser utilizado para prever o desempenho dos amortecedores magneto reológicos em sistemas automotivos, robóticos e controle ativo de vibração, onde a resposta rápida e ajustável é essencial. Assim sendo, conforme pode ser observado na Figura 9, entende-se que o modelo possui um bom desempenho ao analisar as respostas globais do amortecedor e é capaz de caracterizar o dispositivo de maneira adequada, quando em aplicações de controle (Spencer Jr. et al., 1997).

Figura 9 - Comparação entre a resposta experimental e numérica, utilizando o modelo de Bingham



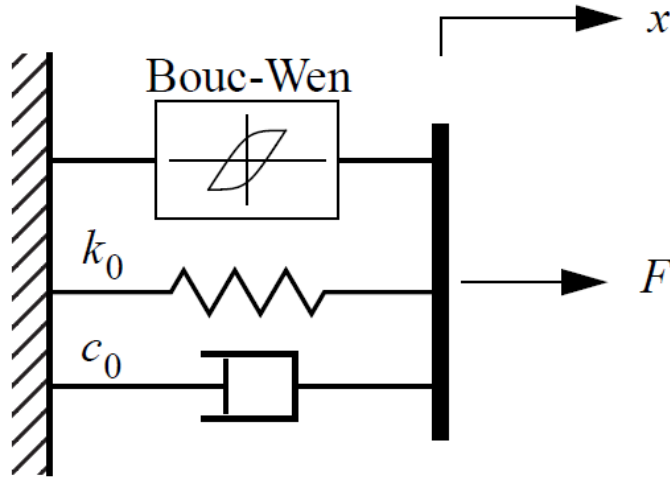
Fonte: [8], Spencer (1997).

3.4.2. Modelo de Bouc-Wen

O modelo de Bouc-Wen é bastante utilizado e se aproxima ainda mais da resposta experimental do comportamento de amortecedores magneto-reológicos, como é possível observar na Figura 11. Isso se dá pela sua grande facilidade de tratamento numérico, por apresentar uma grande variedade de respostas histeréticas

e por ser bastante versátil na modelagem de sistemas que apresentam este fenômeno. Seu modelo mecânico pode ser observado na Figura 10.

Figura 10 - Representação mecânica do modelo de Bouc-Wen



Fonte: [8], Spencer (1997).

Esse modelo tem a capacidade de captar, com alto desempenho, a resposta força vs. deslocamento do amortecedor, se aproximando bastante da resposta experimental. Contudo, assim como o modelo de Bingham, não é capaz de captar respostas não lineares do amortecedor, quando as velocidades se aproximam de zero e quando a velocidade e aceleração apresentam sinais diferentes (Castão, 2008). A Equação 3 representa a força governante desse sistema, que pode ser observada na sequência.

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z + f_0 \quad (3)$$

Onde, c_0 representa o coeficiente de amortecimento plástico associado ao modelo, $\dot{x}$ é a velocidade relativa das extremidades do amortecedor, k_0 e f_0 contabilizam o efeito do acumulador e z é a variável de estado, uma variável interna do sistema, chamada de deslocamento de histerese, dada pela Equação 4.

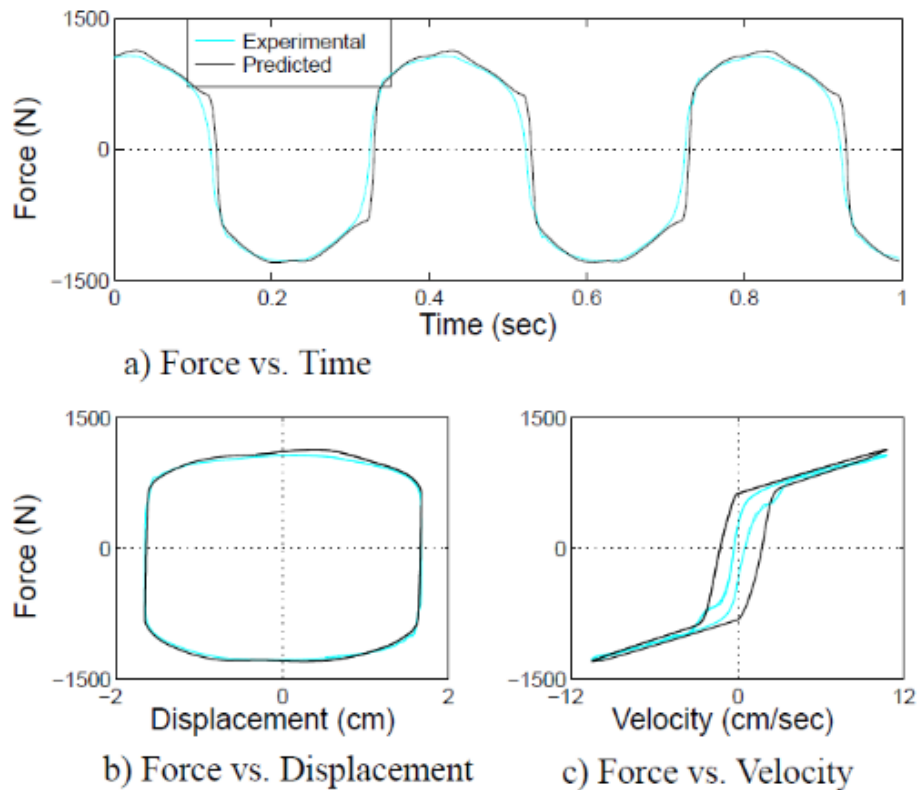
$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (4)$$

É possível controlar a linearidade na ausência de carga, a transição suave antes e depois do carregamento e a forma da curva de histerese, ajustando os devidos parâmetros do modelo, γ , β , A e n . A força f_0 devido ao acumulador pode ser inserida neste modelo como uma deflexão inicial x_0 , da mola de constante k_0 . A Equação 5, portanto, com a aplicação destes valores na Equação 3, é dada como:

$$F = c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \quad (5)$$

As duas primeiras parcelas do lado direito da equação descrevem o amortecimento e a rigidez inerentes ao amortecedor MR, sendo em geral pequenas, e a terceira descreve a parte histerética, onde, z , é a variável evolutiva já descrita na Equação 4. A Figura 11 mostra o desempenho esperado com o uso do modelo em comparação com os resultados obtidos experimentalmente.

Figura 11 - Comparação entre a resposta experimental e numérica, utilizando o modelo de Bouc-Wen

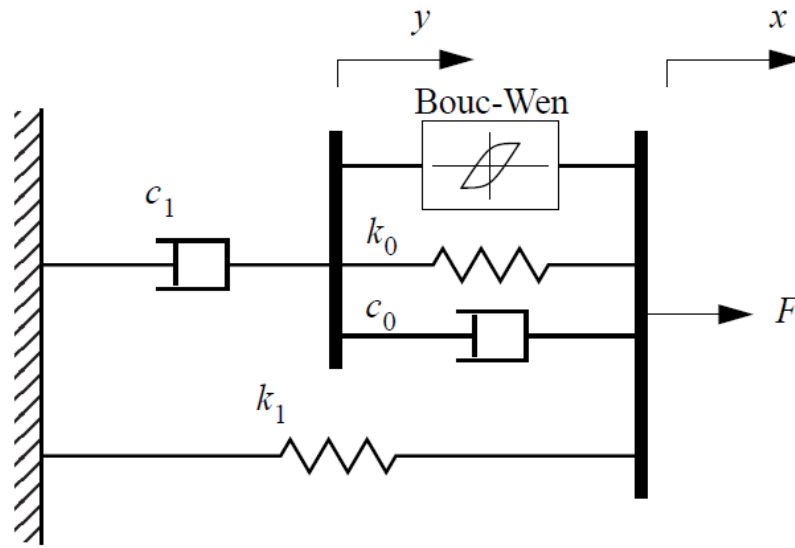


Fonte: [8], Spencer (1997).

3.4.3. Modelo de Bouc-Wen Modificado

Com o objetivo de obter uma resposta numérica ainda mais próxima dos resultados experimentais, Spencer Jr. et al. (1997) fizeram uma modificação no modelo Bouc-Wen, introduzindo um amortecedor viscoso e uma mola linear no modelo, como observado na Figura 12.

Figura 12 - Representação mecânica do modelo de Bouc-Wen Modificado



Fonte: [8], Spencer (1997).

A força de amortecimento é definida pela Equação 6, a velocidade é dada pela Equação 7 e por fim, tem-se a variável de estado, z , descrita pela Equação 8.

$$F = c_0 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (6)$$

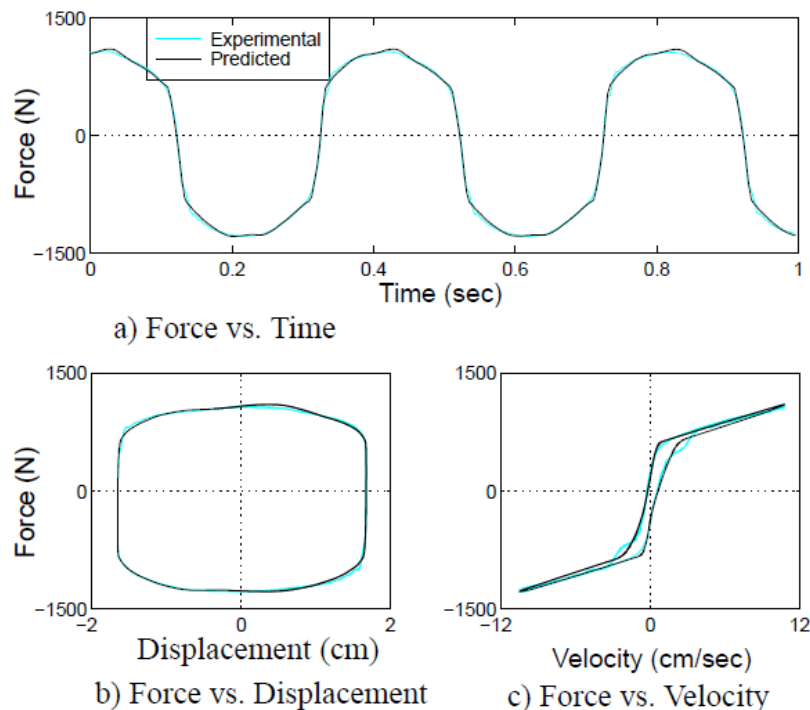
$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} \{ \alpha z + c_0 \dot{x} + k_0(x - y) \} \quad (7)$$

$$\dot{Z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| z |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (8)$$

Onde os parâmetros γ , β , A e n determinam a forma da curva de histerese. A rigidez do acumulador, para este modelo, é representada por k_1 e o amortecimento viscoso para grandes velocidades é representado por c_0 . Já o amortecedor representado por c_1 , é inserido na equação com o objetivo de realizar uma compensação da distorção em baixas velocidades, k_0 está presente para controlar a rigidez em altas velocidades e x_0 é o deslocamento inicial da mola de rigidez k_1 , que é associada à força de amortecimento nominal devido ao acumulador (Lima, 2011).

A resposta obtida com o modelo modificado é a mais próxima da resposta experimental, quando comparada aos demais modelos, como se observa na Figura 13. Isso ocorre principalmente no gráfico força x velocidade. Assim, entende-se que esse modelo, é o que tem a melhor capacidade de captar a resposta do amortecedor em todas as regiões, mesmo quando as acelerações e velocidades têm sinais opostos e quando as magnitudes das velocidades são próximas de zero. No entanto, a obtenção de seus parâmetros se dá de maneira bastante complexa.

Figura 13 - Comparação entre a resposta experimental e numérica, utilizando o modelo de Bouc-Wen Modificado



Fonte: [8], Spencer (1997).

4. METODOLOGIA

4.1. PARAMETRIZAÇÃO UTILIZANDO O MODELO DE BOUC-WEN

Neste trabalho, considera-se inicialmente o modelo de Bouc-Wen simples, para a análise dos parâmetros, pois ele apresenta um resultado satisfatório e próximo ao obtido experimentalmente, como visto na Figura 11. Além disso, ele oferece um tratamento numérico mais simples que o modelo de Bouc-Wen modificado. Ele foi utilizado conforme a Figura 10, na investigação numérica do comportamento do amortecedor magneto-reológico.

Segundo o modelo de Bouc-Wen, com o auxílio de ensaios experimentais, estabelece-se que a força total de amortecimento pode ser representada matematicamente pela soma de três parcelas, conforme já apresentado na Equação 5. Uma das dificuldades práticas para o uso do modelo de Bouc-Wen é o grande número de parâmetros envolvidos na modelagem e a dificuldade encontrada ao tentar obtê-los. Dessa forma, serão utilizados os parâmetros, conforme a Tabela 2, obtidos a partir de ensaios experimentais por Spencer Jr. et al. (1997).

Tabela 2. Tabela de parâmetros do modelo Bouc-Wen

Parâmetro	Valor
α (N/cm)	880
c_0 (N.s/cm)	50
k_0 (N/cm)	25
γ (cm ⁻²)	100
β (cm ⁻²)	100
N	2
A	120
x_0 (cm)	3,8
f (Hz)	2,5
x_0 (cm)	1,5

Fonte: [8], Spencer (1997).

Inicialmente, é feita uma primeira análise, que tem o objetivo de comparar os resultados obtidos com a implementação do modelo de Bouc-Wen e sem ele. Esse estudo também considera as seções de Poincaré, que consiste em mapear a posição e velocidade do sistema a cada período da onda. Este mapeamento simplifica o reconhecimento de movimentos ordenados ou caóticos do sistema, em que os primeiros aparecem sobre curvas bem definidas no plano, enquanto os últimos preenchem de forma irregular regiões mais extensas do espaço de fase.

Além disso, também é realizado um estudo paramétrico para verificar a influência exercida por cada parâmetro no modelo em questão.

4.2. PARAMETRIZAÇÃO UTILIZANDO O MODELO DE BOUC-WEN MODIFICADO

Em seguida, é utilizado o modelo de Bouc-Wen Modificado, mostrado na Figura 12, com o objetivo de reproduzir mais fielmente o comportamento de um fluido magneto-reológico, que consiste na introdução de um amortecedor viscoso em série ao modelo de Bouc-Wen, como na introdução de uma mola linear em paralelo a este amortecedor e ao de Bouc-Wen. Conforme observado anteriormente na Figura 13, esse modelo é o que oferece o melhor resultado para todos os gráficos, quando comparado com o resultado experimental. Principalmente, os resultados obtidos para o comportamento de força versus velocidade para velocidades próximas de zero.

Além disso, são consideradas as Equações 9, 10, 11 e 12, que determinam as relações dos parâmetros deste modelo com a tensão elétrica. Elas foram obtidas a partir de Spencer Jr. et al. (1997).

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u \quad (9)$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} u \quad (10)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} u \quad (11)$$

$$\dot{u} = \eta(u - v) \quad (12)$$

Os parâmetros para o modelo de Bouc-Wen modificado também apresentam grande complexidade e são de difícil obtenção. Dessa forma, assim como feito para o estudo do modelo de Bouc-Wen simples, também serão utilizados os parâmetros previamente obtidos de maneira experimental por Spencer Jr. et al. (1997), apresentados na Tabela 3.

Tabela 3. Tabela de parâmetros do modelo Bouc-Wen Modificado

Parâmetro	Valor
α_a (N/cm)	140
α_b (N/cm)	695
c_{0a} (N.s/cm)	21
c_{0b} (N.s/cm)	3,5
c_{1a} (N.s/cm)	283
c_{1b} (N.s/cm)	2,95
k_0 (N/cm)	46,9
k_1 (N/cm)	5
γ (cm ⁻²)	363
β (cm ⁻²)	363
η	190
n	2
A	301
x_0 (cm)	14,3
f (Hz)	2,5
x_0 (cm)	1,5

Fonte: [8], Spencer (1997).

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

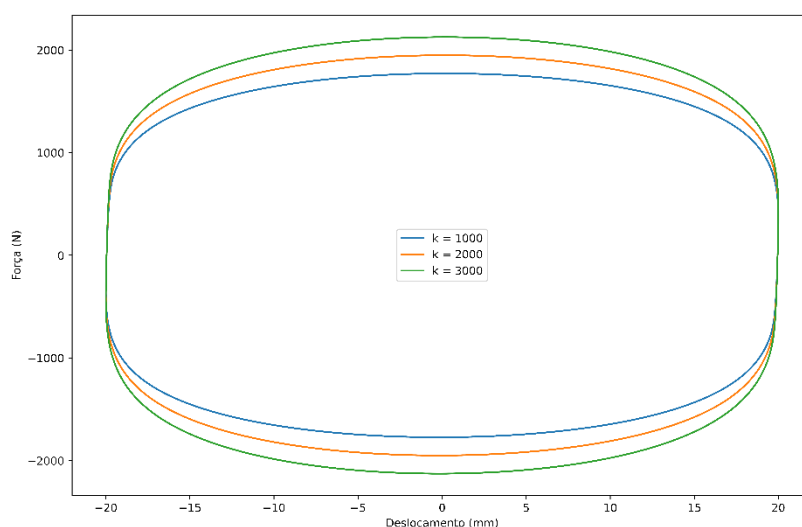
Para a devida análise numérica, as equações diferenciais e a função de amplitude do deslocamento do amortecedor foram solucionadas, para 5 (cinco) períodos em cada caso estudado e com passo de integração de 0,01 s. Utilizou-se o *software Python*, uma linguagem de programação de código aberto amplamente empregada em ciência de dados e automação.

5.1. ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS NO MODELO

Foram analisadas as influências de três parâmetros do modelo de Bouc-Wen nos comportamentos de força *versus* deslocamento, força *versus* velocidade e força *versus* tempo. Para isso, foram considerados os parâmetros conforme a Tabela 2, com exceção de γ , β e k , que sofreram variações.

O primeiro parâmetro analisado foi o k . Ele foi testado para três diferentes valores, sendo eles: $k = 1000 \text{ N/mm}$, $k = 2000 \text{ N/mm}$ e $k = 3000 \text{ N/mm}$. De acordo com o observado na Figura 14, os valores de k e da força de amortecimento se relacionam de maneira diretamente proporcional, aumentando os valores de força com um aumento gradual dos valores de k .

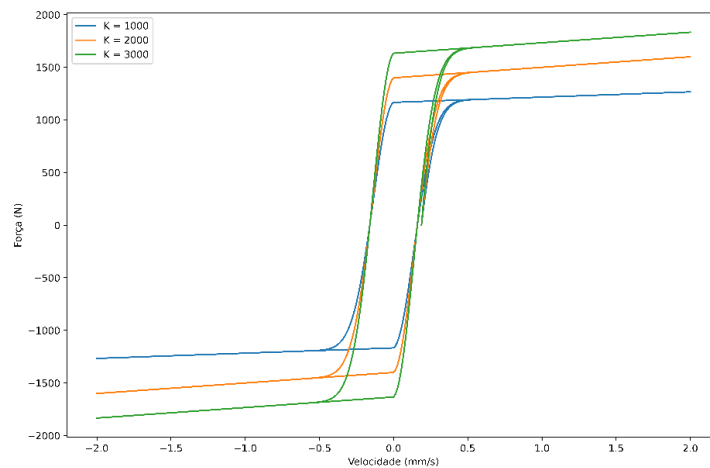
Figura 14 - Relação de força versus deslocamento para diferentes valores de k



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a Figura 15, é apresentado o comportamento força *versus* velocidade para cada um dos três valores de k testados. Assim como na análise do comportamento força *versus* deslocamento, é possível observar que para os três valores de k , a forma com que as três curvas se comportam são semelhantes, onde existe uma relação de aumento das amplitudes das forças de amortecimento com o aumento de k .

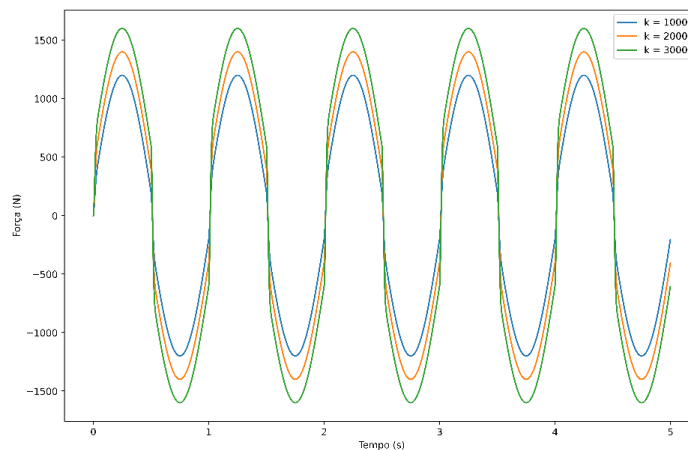
Figura 15 - Relação de força versus velocidade para diferentes valores de k



Fonte: Elaborado pelo autor.

Quando isolando a variável de força em função do tempo, é possível constatar que k não é um parâmetro de forma para um amortecedor MR, ou seja, há apenas variação na amplitude de cada uma das curvas, sem que altere seu perfil. É possível observar esse comportamento na Figura 16.

Figura 16 - Relação de força versus tempo para diferentes valores de k

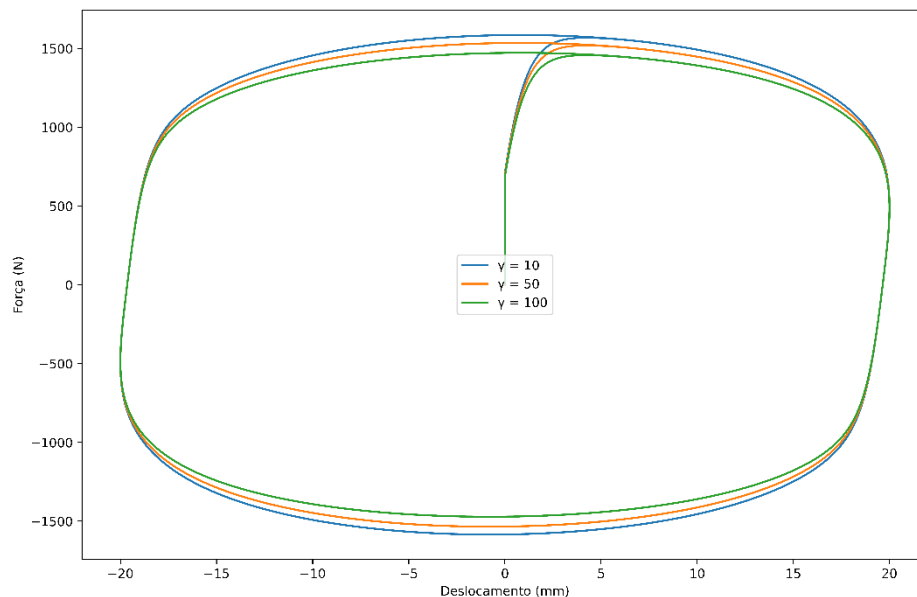


Fonte: Elaborado pelo autor

O segundo parâmetro analisado foi o γ . Ele também foi testado para três diferentes valores, sendo eles: $\gamma = 10 \text{ cm}^{-2}$, $\gamma = 50 \text{ cm}^{-2}$ e $\gamma = 100 \text{ cm}^{-2}$. De acordo com o observado na Figura 17, os valores de γ e da força de amortecimento se relacionam de maneira inversamente proporcional, diminuindo os valores de força com a aumento gradual dos valores de γ .

Esse efeito se opõe ao que foi notado antes durante a variação de k e, além disso, a Figura 17 revelam alguns sinais que ajudam a entender os efeitos da não linearidade, característico de um amortecedor do tipo MR.

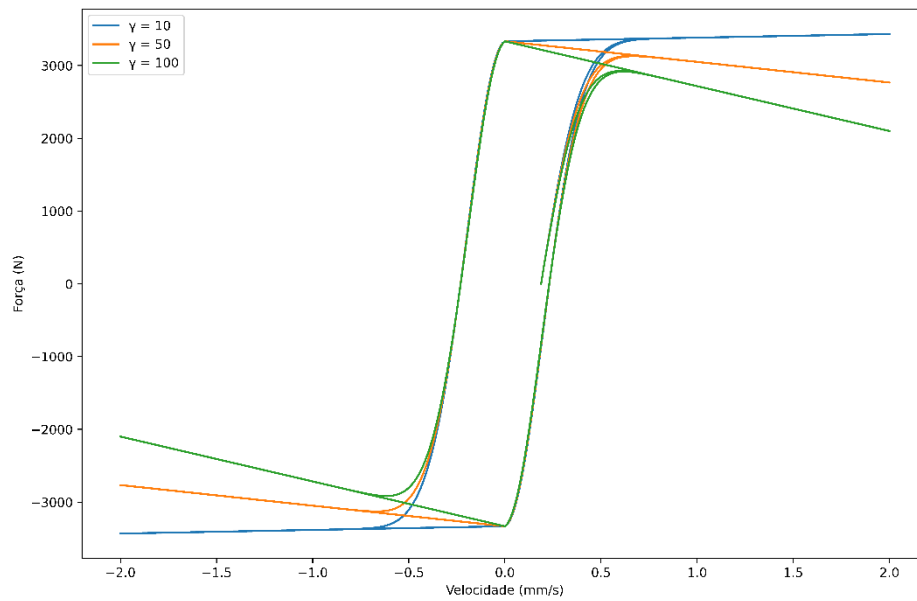
Figura 17 - Relação de força versus deslocamento para diferentes valores de γ



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 18, é apresentado o comportamento da força *versus* velocidade para cada um dos três valores de γ testados. Assim como na análise do comportamento da força *versus* deslocamento, é possível observar que para os três valores de γ , a forma com que as três curvas se comportam são muito semelhantes para valores próximos de zero, onde existe uma relação de diminuição para as amplitudes das forças de amortecimento com o aumento de γ .

Figura 18 - Relação de força versus velocidade para diferentes valores de γ

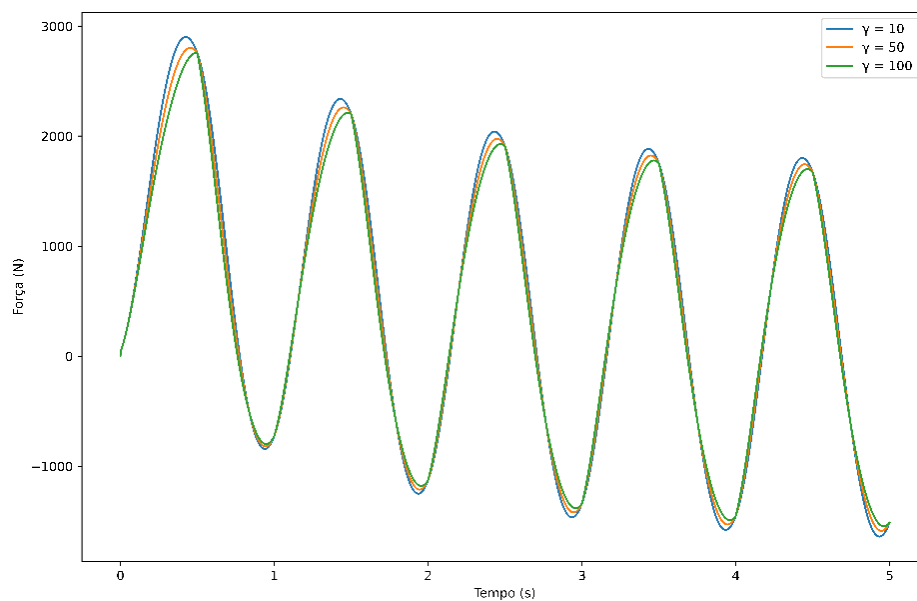


Fonte: Elaborado pelo autor.

Em oposição ao que foi observado com os valores de k , a Figura 19 indica a variação de forma associada a mudança do parâmetro γ .

Desta maneira, a distribuição de forma ao longo do tempo não possui simetria como no caso anterior, sendo os efeitos sob a amplitude menores e, daí, há um decaimento ao longo do tempo.

Figura 19 - Relação de força versus tempo para diferentes valores de γ

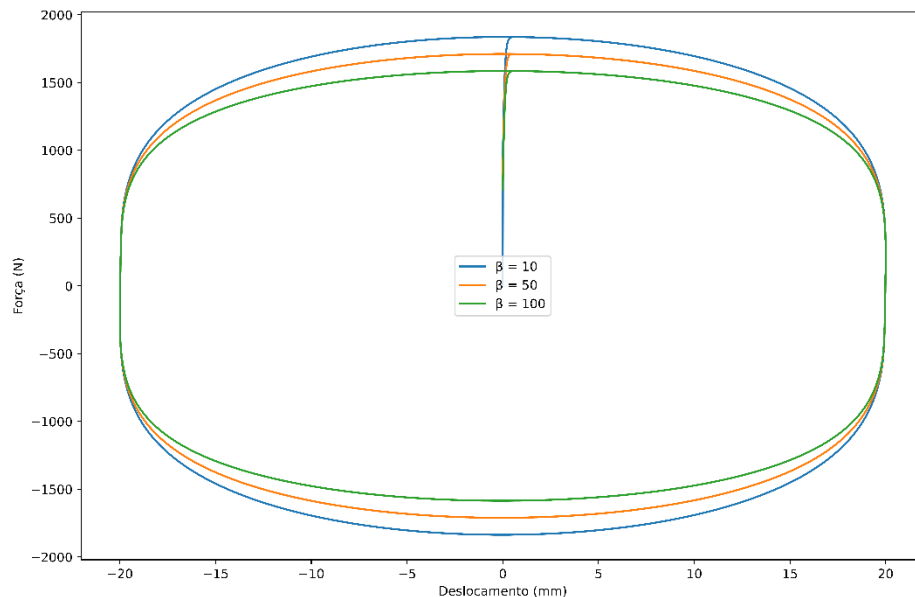


Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, o terceiro e último parâmetro analisado foi o β . Esse também foi testado para três diferentes valores, sendo eles: $\beta = 10 \text{ cm}^{-2}$, $\beta = 50 \text{ cm}^{-2}$ e $\beta = 100 \text{ cm}^{-2}$. De acordo com o observado na Figura 20, os valores de β e da força de amortecimento se relacionam de maneira inversamente proporcional, diminuindo os valores de força com a aumento gradual dos valores de β .

Esse efeito, portanto, é semelhante ao que foi verificado antes durante a variação de γ ; entretanto, é possível observar que o efeito de β na magnitude da força de amortecimento, ocorre de forma mais acentuada.

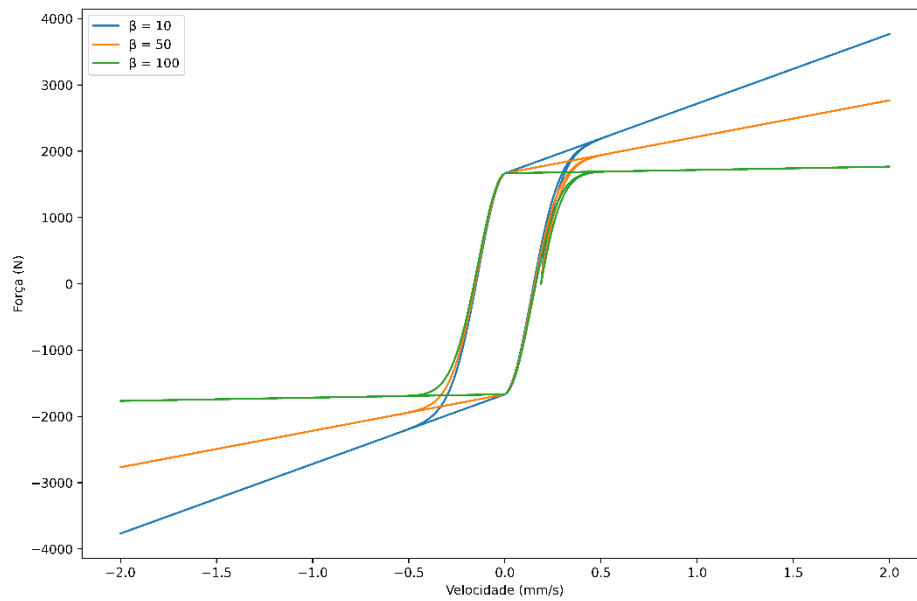
Figura 20 - Relação de força versus deslocamento para diferentes valores de β



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ademais, a maior diferença entre as análises de γ e β se encontra no gráfico que relaciona a força de amortecimento versus velocidade, quando se comparam as Figuras 18 e 21, em que a influência de β demonstra que o comportamento de cada curva, nas velocidades próximas a zero, assume formas muito parecidas.

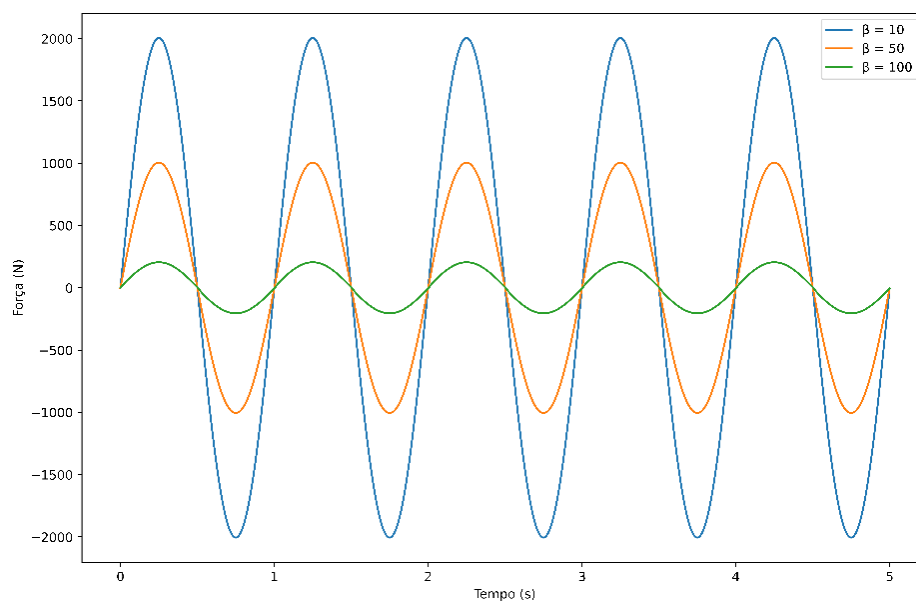
Figura 21 - Relação de força versus velocidade para diferentes valores de β



Fonte: Elaborado pelo autor.

O contrário também é válido, à medida em que se afasta de zero a diferença entre cada uma das curvas assume valores ainda maiores. Quando γ diminui a força de amortecimento se apresenta constante, e quando γ aumenta essa força diminui. Por outro lado, quando β diminui a força de amortecimento aumenta, e quando β aumenta essa força se mantém constante. Este comportamento está diretamente ligado ao efeito magnético presente nos amortecedores MR, já destacado na seção 3.4.2.

Figura 22 - Relação de força versus tempo para diferentes valores de β



Fonte: Elaborado pelo autor.

Por fim, a Figura 22 destaca a grande influência de β na amplitude da força para cada uma das curvas, assim como a relação inversamente proporcional. Ou seja, quando β aumenta, a força de amortecimento diminui.

Os resultados, portanto, demonstram que os amortecedores MR podem ter sua resposta de amortecimento alteradas de acordo com fatores que influenciam os efeitos de histerese. Dessa forma, a construção de amortecedores MR pode ser mais bem trabalhada, de acordo com o ambiente onde esse estaria inserido.

6. CONCLUSÕES

Os fluidos magneto-reológicos ainda possuem muito conteúdo a ser explorado, principalmente quando relacionados à área de amortecimento e controle de vibrações. Assim sendo, se mostra uma área de conhecimento bastante rica e atrativa para pesquisadores de diversos níveis acadêmicos. O uso desses fluidos para controle de vibrações mecânicas pode auxiliar a sociedade em diversos aspectos, principalmente na segurança de dispositivos vibratórios e na sua construção.

Neste trabalho, apresentou-se uma metodologia capaz de analisar a influência de alguns parâmetros, inerentes ao modelo, em um sistema de amortecimento magneto-reológico. Os resultados demonstram que os amortecedores MR podem ter sua resposta de amortecimento alteradas de acordo com fatores que influenciam os efeitos de histerese. Dessa forma, a construção de amortecedores MR pode ser mais bem trabalhada, de acordo com o ambiente onde ele será inserido.

De acordo com os resultados obtidos, quanto maior a força de amortecimento necessária para um amortecedor, maior a influência dos parâmetros que determinam a forma da curva de histerese do sistema. Além disso, também pode ser controlada a forma como essa força de amortecimento é exercida a cada instante ao se utilizar.

6.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar ensaio experimental com o modelo de amortecedor MR utilizado pela equipe de formula SAE Fênix Racing, afim de refinar os parâmetros estudados;
- Realizar a modelagem do amortecedor utilizando o Bouc-Wen Modificado, com o intuito de analisar a influência de diferentes tensões elétricas nos parâmetros analisados;
- Analisar a influência de diferentes valores de força de amortecimento durante o desenvolvimento do projeto de rigidez de suspensão de um veículo formula SAE;
- Inserir os modelos de amortecimento em softwares de simulação de dinâmica veicular, assim, somado a outros parâmetros particulares do veículo é possível atingir respostas mais semelhantes ao comportamento real do veículo.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. CASTÃO, K. A. (2008). ANÁLISE DINÂMICA NÃO-LINEAR DE UM SISTEMA NÃO-IDEAL, UTILIZANDO UM AMORTECEDOR MAGNETO-REOLÓGICO. TESE DE MESTRADO, UNESP - UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA, FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA, BAURU.
- [2]. SAE INTERNATIONAL. 2022 FORMULA SAE® RULES. DISPONÍVEL EM: <[HTTPS://WWW.FSAEONLINE.COM/CDSWEB/GEN/DOCUMENTRESOURCES.ASPX](https://www.fsaonline.com/cdswb/gen/documentresources.aspx) >. ACESSO EM: MAIO DE 2025.
- [3]. SAE BRASIL. FORMULA SAE BRASIL. <[HTTP://PORTAL.SAEBRASIL.ORG.BR/PROGRAMAS-ESTUDANTIS/FORMULA-SAE-BRASIL](http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil)>. ACESSO EM: MAIO DE 2025.
- [4]. SCIENCE DIRECT, JOURNALS & BOOKS. DISPONÍVEL EM: <[HTTPS://WWW.SCIENCEDIRECT.COM/TOPICS/ENGINEERING/ACTIVE-VIBRATION-CONTROL](https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/active-vibration-control)>. ACESSO EM: MAIO DE 2025.
- [5]. MARK R. JOLLY, JONATHAN W. BENDER, J. DAVID CARLSON, “PROPERTIES AND APPLICATIONS OF COMMERCIAL MAGNETORHEOLOGICAL FLUIDS”, LORD CORPORATION.
- [6]. YANG, G. (2001). LARGE-SCALE MAGNETORHEOLOGICAL FLUID DAMPER FOR VIBRATION MITIGATION: MODELING, TESTING AND CONTROL. TESE DE DOUTORADO, UNIVERSITY OF NOTRE DAME, DEPARTMENT OF CIVIL ENGINEERING AND GEOLOGICAL SCIENCES, INDIANA.
- [7]. STANWAY, R., SPROSTON, J. L., & STEVENS, N. G. (1985). NON-LINEAR IDENTIFICATION OF AN ELECTRO-RHEOLOGICAL VIBRATION DAMPER. IFAC - IDENTIFICATION AND SYSTEM PARAMETER ESTIMATION, 195-200.
- [8]. SPENCER JR., B. F., DYKE, S. J., SAIN, M. K., & CARLSON, J. D. (1997). PHENOMENOLOGICAL MODEL OF A MAGNETORHEOLOGICAL DAMPER. JOURNAL OF ENGINEERING MECHANICS. (ARTIGO)
- [9]. LIMA, A. S. (2011). IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA MAGNETO-REOLÓGICO. TESE DE DOUTORADO, UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO, PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, RIO DE JANEIRO.
- [10]. PYTHON SOFTWARE FOUNDATION. PYTHON LANGUAGE REFERENCE, VERSÃO 3.10. DISPONÍVEL EM: <[HTTPS://WWW.PYTHON.ORG/](https://www.python.org/)>. ACESSO EM: MAIO DE 2025.