



**Otimização de um controlador para um sistema de suspensão
semiativa com amortecedor MR**

Igor Tristão

Bragança

Novembro de 2021



Igor Tristão

**Otimização de um controlador para um sistema de suspensão
semiativa com amortecedor MR**

Relatório Final de Dissertação no âmbito de dupla diplomação apresentado à

Escola Superior de Tecnologia e Gestão

Instituto Politécnico de Bragança

para obtenção do grau de Mestre em

Engenharia Industrial – Ramo Engenharia Mecânica

Orientador: Manuel Teixeira Braz César

Coorientador: Jonni Guiller Ferreira Madeira

Bragança

Novembro de 2021

Agradecimentos

Sou grato a todos que de forma direta ou indireta contribuíram ao longo de toda minha vida acadêmica.

Aos grandes professores que passaram pela minha vida, em especial, os professores: Álvaro Nóvoa, Hamilton Santos, Marcus Vinícius, Jonni Guiller e ao meu orientador, Manuel Braz César.

Aos meus grandes amigos que sempre me apoiaram e me deram todo o suporte quando necessário.

Um agradecimento a minha família. Meu querido irmão, meus primos, tios e tia e meus avós.

Aos meus pais, que pegaram meus sonhos para si e os tornaram realidade junto comigo.

Por último e não menos importante, um agradecimento a mim, por ter acredito no meu potencial, por nunca ter desistido e por toda dedicação ao longo destes anos.

Resumo

Existem diversas aplicações na engenharia em que os sistemas mecânicos estão sujeitos a excitações que provocam vibrações não desejadas, que por sua vez, geram efeitos desfavoráveis. Para controlar tais vibrações existem três sistemas de controle, sistemas de controle passivo, ativo e semiativo. Através de simulações numéricas no Matlab/Simulink, utiliza-se um modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo com dois graus de liberdade para comparar o desempenho dos três sistemas de controle, sendo que para o sistema de controle semiativo, foi analisado um controlador com lei de controle ótimo e um com lógica difusa. Verificou-se a não linearidade dos amortecedores magneto-reológicos e foi feita uma análise da influência dos parâmetros da suspensão na resposta do sistema. As simulações realizadas mostraram, por meio de uma análise do valor eficaz, que de fato os sistemas de controle ativo e semiativo proporcionam melhor conforto se comparado ao sistema de controle passivo, com destaque ao controlador semiativo com lei de controle ótimo que obteve resultados próximos ao controle ativo.

Palavras-Chave: Amortecedor MR, Sistemas de Controle, Controle Semiativo, Controle Difuso, Controle Ótimo.

Abstract

There are several applications in engineering in which mechanical systems are subject to excitations that cause unwanted vibrations, which generate unfavorable effects. To control such vibrations there are three control systems, passive, active and semi-active control systems. Through numerical simulations in Matlab/Simulink, a $\frac{1}{4}$ vehicle model with two degrees of freedom is used to compare the performance of the three control systems. For the semiactive control system, an optimal controller was analyzed and one with fuzzy logic. The non-linearity of the magneto-rheological dampers was verified and an analysis of the influence of the suspension parameters on the system response was carried out. The simulations carried out showed, through an RMS analysis, that in fact the active and semiactive control systems provide better comfort compared to the passive control system, with emphasis on the semiactive controller with optimal control obtained results close to the active control.

Keywords: MR damper, Control Systems, Semiactive Control, Diffuse Control, LQR Control.

Índice

Lista de Figuras	I
Lista de Tabelas	III
Lista de Símbolos	IV
1. INTRODUÇÃO	12
1.1 Enquadramento	12
1.2 Objetivos.....	12
1.3 Estrutura do Trabalho	12
2. CONCEITOS TEÓRICOS.....	13
2.1 Sistemas de Controle Passivo	13
2.2 Sistemas de Controle Ativo	14
2.3 Sistemas de Controle Semiativo	14
2.4 Suspensões Automotivas	15
2.5 Suspensões Semiativas.....	16
2.6 Atuadores	17
2.7 Fluido Magneto-reológico	23
2.7.1 Princípio de Funcionamento	24
2.7.2 Formas de Aplicação	24
2.7.3 Composição do Fluido.....	26
2.8 Amortecedor Magneto-reológico	27
2.8.1 Modelos Matemáticos	29
2.9 Algoritmos de Controle	36
2.9.1 Controladores Fuzzy.....	36
2.9.2 Controladores Skyhook.....	42
2.9.3 Controladores Groundhook	44
2.9.4 Controladores Híbridos.....	45
2.10 Modelos Matemáticos para Sistemas de Suspensão	47
2.10.1 Modelo de $\frac{1}{4}$ de Veículo	47
2.10.2 Modelo de $\frac{1}{2}$ de Veículo	49
2.10.3 Modelo de Veículo Completo	51
3. MODELAGEM E SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	52
3.1 Modelagem do Amortecedor MR	52

3.2	Modelagem da Suspensão.....	59
3.3	Controle Passivo.....	64
3.4	Controle Semi-ativo.....	69
3.4.1	Controle Difuso	69
3.4.2	Controle Ótimo	76
3.5	Controle Ativo.....	80
4.	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	83
5.	CONCLUSÕES	89
	BIBLIOGRAFIA.....	91

Lista de Figuras

Figura 2.1 Modelo de atuador eletro-hidráulico (DUTRA, 2016).....	18
Figura 2.2 Modelo de atuador pneumático (DUTRA, 2016)	20
Figura 2.3 Diagrama de blocos do sistema de controle de uma suspensão ativa eletromagnética (SOUZA, 2017)	21
Figura 2.4 Vista em corte de um atuador eletromagnético tubular linear (ECKERT, 2012)	22
Figura 2.5 Fluido magneto-reológico: a) Ausência de campo magnético; b) Presença de campo magnético (STUTZ, 2005)	24
Figura 2.6 Fluido magneto-reológico no modo de válvula (STUTZ, 2005).....	25
Figura 2.7 Fluido magneto-reológico no modo de cisalhamento (STUTZ, 2005).....	25
Figura 2.8 Fluido magneto-reológico no modo de esmagamento (STUTZ, 2005)	26
Figura 2.9 Esquema do amortecedor magneto-reológico (DYKE, 1996).....	29
Figura 2.10 Modelo de Bingham (TORRES, 2016)	30
Figura 2.11 Modelo modificado de Bingham (OLIVEIRA, 2015).....	31
Figura 2.12 Modelo de Bouc-Wen(TORRES, 2016)	33
Figura 2.13 Modelo de Bouc-Wen modificado(DYKE, 1996).....	34
Figura 2.14 Funções de pertinência: a) Triangular b) Trapezoidal c) Gaussiana (PASCHOAL, 2011)	38
Figura 2.15 Sistema de inferência(OLIVEIRA, 2015).....	39
Figura 2.16 Processo de fuzzificação (PASCHOAL, 2011)	39
Figura 2.17 Mecanismo de inferência utilizando o operador mínimo como conectivo "E" (PASCHOAL, 2011).....	40
Figura 2.18 Exemplo de métodos de defuzzificação (BARG, 2002)	41
Figura 2.19 Configuração de uma suspensão Skyhook	42
Figura 2.20 Suspensão Skyhook para controle semi-ativo.....	43
Figura 2.21 Suspensão com utilização do amortecedor groundhook.....	44
Figura 2.22 Configuração de um amortecedor híbrido.....	46
Figura 2.23 Modelo Quarter-Car (JAZAR, 2014).....	48
Figura 2.24 Modelo de Meio Veículo	49
Figura 2.25 Modelo de Veículo Completo (JAZAR, 2008)	51
Figura 3.1 Entradas e Subsistema referente ao amortecedor MR.....	54
Figura 3.2 Subsistemas que compõe o modelo matemático de Bouc-Wen Modificado	55
Figura 3.3 Diagrama de blocos da equação (2.16)	56
Figura 3.4 Diagrama de blocos da equação (2.17)	56
Figura 3.5 Diagrama de blocos das equações (2.18) à (2.20).....	56
Figura 3.6 Comportamento da força em função do deslocamento, velocidade do pistão e tempo com corrente de 0A	57
Figura 3.7 Comportamento da força em função do deslocamento, velocidade do pistão e tempo com corrente de 0.5A	58
Figura 3.8 Comportamento da força em função do tempo, deslocamento e velocidade do pistão para diferentes valores de corrente.....	58
Figura 3.9 Modelo de 1/4 de veículo para simplificação de modelo de veículo completo(OLIVEIRA, 2015)	59
Figura 3.10 Diagrama de corpos livres no modelo de 1/4 de veículo.....	60

Figura 3.3.11 Excitação de entrada para simulação da suspensão.....	64
Figura 3.12 Diagrama de blocos do sistema com controle passivo	65
Figura 3.13 Deslocamento de m_1 , m_2 e deslocamento relativo	66
Figura 3.14 Comportamento dos deslocamentos das massas com variação de m_1	67
Figura 3.15 Comportamento dos deslocamentos das massas com variação de m_2	67
Figura 3.16 Comportamento dos deslocamentos das massas em função da variação de k_1	68
Figura 3.17 Acelerações da massa suspensa e massa não suspensa com controle passivo.....	69
Figura 3.18 Universo de variação do deslocamento x_1	71
Figura 3.19 Universo de variação da velocidade \dot{x}_1	71
Figura 3.20 Universo de variação da corrente i	71
Figura 3.21 Superfície de controle difuso	72
Figura 3.22 Diagrama de blocos do sistema de controle semiativo com controlador fuzzy	73
Figura 3.23 Corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR para o sistema de suspensão semiativo com controlador difuso	74
Figura 3.24 Respostas para o deslocamento das massas no sistema de controle semiativo com controlador difuso.....	74
Figura 3.25 Resposta para a aceleração das massas para o sistema de controle semiativo com controlador difuso.....	75
Figura 3.26 Força gerada pelo amortecedor MR no sistema de controle semiativo com controlador difuso.....	75
Figura 3.27 Diagrama de blocos do controle semiativo ótimo	77
Figura 3.28 Corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR com o controlador SA ótimo	78
Figura 3.29 Respostas do sistema para os deslocamentos das massas no sistema de controle semiativo ótimo	78
Figura 3.30 Resposta para as acelerações das massas para o sistema semiativo ótimo.....	79
Figura 3.31 Força exercida pelo amortecedor MR com controlador semiativo ótimo.....	80
Figura 3.32 Diagrama de blocos do sistema com controlador ativo genérico.....	80
Figura 3.33 Resposta para os deslocamentos das massas e seu deslocamento relativo para controlador ativo.....	81
Figura 3.34 Resposta para a aceleração das massas para o sistema com controle ativo	82
Figura 3.36 Força exercida pelo atuador no sistema de controle ativo.....	82
Figura 4.1 Comparativo dos deslocamentos dos sistemas de controle semiativo	83
Figura 4.2 Comparativo das acelerações dos sistemas de controle semiativo	84
Figura 4.3 Comparativo dos deslocamentos das massas para todos os tipos de sistema de controle	85
Figura 4.4 Comparativo da aceleração das massas para todos os tipos de sistema de controle.....	86
Figura 4.5 Comparativo entre as forças aplicadas ao amortecedor MR.....	87

Lista de Tabelas

Tabela 3-1 Parâmetros utilizados nos ensaios do amortecedor	52
Tabela 3-2 Parâmetros obtidos após otimização	54
Tabela 3-3 Parâmetros do sistema de suspensão	62
Tabela 3-4 Rótulos das funções de pertinência	70
Tabela 3-5 Regras do sistema de inferência	72
Tabela 4-1 Valores RMS para deslocamento e aceleração das massas	88

Lista de Símbolos

MR	Magneto-reológico
ER	Eletro-reológico
τ	Tensão de cisalhamento
τ_y	Tensão de escoamento
η	Viscosidade
$\dot{\gamma}$	Taxa de Cisalhamento
F	Força gerada no amortecedor MR
\dot{x}	Velocidade
\ddot{x}	Aceleração
f_c	Força de atrito de Coulomb
Sgn	Função sinal
f_o	Força residual
c_0	Coefficiente de amortecimento associado ao modelo Bingham
c_1	Coefficiente de amortecimento viscoso
k_0	Coefficiente de Rigidez Elástica
α	Coefficiente de Rigidez associado ao modelo de Bouc-Wen
z	Deslocamento de Histerese
RMS	Root mean square
m_1	Massa suspensa
m_2	Massa não suspensa
Q	Matriz diagonal semi-positiva utilizada no controle ótimo
R	Matriz positiva que avalia o esforço de controle
SA	Semiativo

1. Introdução

1.1 Enquadramento

Os objetivos fundamentais de uma suspensão de carro são o isolamento do veículo das vibrações da estrada e a melhoria da aderência à estrada por meio de um elemento do tipo mola e um amortecedor.

As limitações das suspensões automotivas clássicas são combustível para intensas pesquisas de sistemas de suspensão controlada, que são suspensões semiativas e ativas. Em uma suspensão semiativa o amortecedor é geralmente substituído por um elemento dissipador controlado e não há necessidade de nenhuma quantidade de energia ser introduzida no sistema. Em contraste, uma suspensão com controle ativo requer o uso de um atuador totalmente ativo e uma entrada significativa de energia.

Devido à sua maior confiabilidade, menor custo e desempenho próximo, suspensões semiativas ganharam ampla aceitação em toda a comunidade de engenharia automotiva.

1.2 Objetivos

Para esta dissertação, pretende-se:

- Estudar o comportamento de um amortecedor MR e verificar sua não linearidade;
- Realizar um estudo paramétrico de uma suspensão automotiva;
- Desenvolver um sistema de controle semiativo para suspensão automotiva ;
- Otimizar um controlador para melhorar o desempenho do sistema;
- Verificar que sistemas de controle ativo e semiativo melhor conforto se comparado ao sistema de controle passivo.

1.3 Estrutura do Trabalho

O capítulo 2 possui todos os conceitos teóricos utilizados na construção de toda a dissertação, no capítulo 3 são apresentadas as modelagens e simulações realizadas no amortecedor MR, suspensão e sistemas de controle. No quarto capítulo, é feita a análise dos resultados obtidos nas simulações, e por fim, as conclusões e propostas de trabalhos futuros.

2. Conceitos Teóricos

São várias as aplicações de engenharia em que os sistemas mecânicos estão ativamente sujeitos a excitações que provocam vibrações não desejadas, que por sua vez geram efeitos desfavoráveis, tais como falhas mecânicas ou estruturais, manutenção frequente e dispendiosa, além de danos e desconforto ao ser humano, se fazendo necessário o controle das vibrações, que, de forma geral, podem ser realizados de três formas: controle passivo, controle ativo e o controle semiativo.

2.1 Sistemas de Controle Passivo

O dispositivo de controle de vibrações passivo é o mais antigo e simples dispositivo de controle. Não há necessidade de fonte externa de energia para atuar sobre o sistema a ser controlado, o sistema de controle consiste em mudanças nas características do sistema vibratório, podendo ser alterado a massa, a rigidez ou o amortecimento, com o objetivo de reduzir os níveis de vibração do sistema. Estas alterações podem ser feitas na própria estrutura ou adicionando elementos passivos, tais como massas, molas e amortecedores. Esses elementos atuam no sistema através da aplicação de forças realizadas em resposta ao movimento sofrido por ele, ou seja, através do armazenamento ou dissipação da energia do sistema.

A energia controlada no sistema passivo não pode ser variada pela ação do dispositivo, ela depende do projeto inicial do sistema, tendo então, uma faixa restrita de operação, não se adaptando às diferentes condições de operação. Tem como principais vantagens a simplicidade, baixos custos tanto de implementação quanto de manutenção, além da estabilidade e confiabilidade, já que agem sobre o sistema em qualquer situação.

2.2 Sistemas de Controle Ativo

Além da possibilidade de dissipar ou armazenar energia como no sistema passivo, o dispositivo de controle ativo tem a capacidade de adicionar energia ao sistema que se deseja realizar o controle, fazendo-se necessário uma fonte de energia externa para alimentar seus atuadores, para que então, possam controlar o sistema de vibrações. Estes dispositivos são capazes de aplicar forças com o objetivo de mitigar as vibrações que atuam na estrutura, mas, para isso são necessários sensores para captar sinais como o deslocamento, aceleração ou velocidade da estrutura, sinais que serão processados por um sistema eletrônico para dar sinais de comando aos atuadores, que podem ser hidráulicos, pneumáticos ou eletromagnéticos (FEITOSA, 2006).

Estes sistemas possuem desempenho superior, se comparado aos sistemas passivos. Os sistemas ativos apresentam alta complexidade, elevada demanda de energia e altos custos para sua implementação e manutenção, e por necessitar de uma fonte de energia externa, tem menos confiabilidade. Como grande vantagem, tem a adaptabilidade, apresentando um bom desempenho em uma maior faixa de frequência de vibrações (LIMA, 2011).

2.3 Sistemas de Controle Semiativo

Outra opção de controle é o sistema de controle semiativo, que recebe esta classificação por combinar vantagens dos outros dois tipos de sistemas de controle, tendo como atrativo a adaptabilidade dos dispositivos de controle ativo, porém, necessita de uma menor quantidade de energia que o controle ativo. A fiabilidade deste sistema é a sua característica mais

importante, pois em caso de ocorrer uma falha de energia, vai-se comportar como um mecanismo passivo (PASCOAL, 2016).

Dispositivos deste tipo de sistema de controle não adicionam energia mecânica diretamente na estrutura, não havendo a possibilidade de desestabilizar o sistema, como nos sistemas de controle ativo e há possibilidade de variar suas propriedades para otimizar a resposta do sistema. São vistos como dispositivos passivos controláveis, pois apesar de suas propriedades de amortecimento e/ou rigidez serem modificadas, os sistemas semiativos podem simplesmente agir passivamente na estrutura (CARNEIRO, 2009).

Os sistemas semiativos quando implementados de forma correta, tem desempenho superior ao sistema passivo e apresentam potencial de atingir a grande parte dos sistemas de controle ativo (DYKE, 1996).

Os sistemas de controle semiativos já são utilizados em automóveis nos dias de hoje, porém, são limitados a alguns carros de luxo, veículos fora de série e carros de competição por conta do seu alto custo comparado aos sistemas tradicionais comercializados (OLIVEIRA, 2015).

2.4 Suspensões Automotivas

As suspensões veiculares existem desde o princípio da indústria automobilística, antes mesmo do primeiro veículo automotor, quando os transportes ainda eram realizados através de tração animal, onde a suspensão era composta basicamente por uma mola.

A ausência do sistema de suspensão gera um enorme desconforto sentido pelo usuário do veículo, além de reduzir consideravelmente a vida útil do mesmo, já que todo o impacto sofrido seria transferido para o corpo do veículo, causando até mesmo fissura na estrutura.

Na década de 30, eram utilizados sistemas de baixo amortecimento, que garantiam excelente sensação de conforto, porém, com o avanço da tecnologia, já na década de 40, foram surgindo veículos mais potentes e velozes, o que fez aumentar muito o número de acidentes. Começa-se então a não se importar apenas com o conforto, mas também com a segurança e a estabilidade do veículo (OLIVEIRA, 2015).

Uma suspensão precisa absorver os choques mecânicos e vibrações oriundas das irregularidades da via e de excitações internas criadas por curvas, aceleração ou frenagem, garantindo conforto na condução, além de suportar o peso do veículo e variações de carga e manter a aderência adequada da roda com o solo, a fim de ter um bom desempenho de dirigibilidade que implica na segurança do veículo (TORRES, 2016).

2.5 Suspensões Semiativas

Em um projeto de suspensão automotiva, deve ser considerado a melhoria do conforto, além de estabilidade e dirigibilidade, sem deixar de pensar na questão econômica. Como visto, são vários os sistemas que podem ser empregados, mas, nem todos são capazes de satisfazer por completo todas as exigências, logo, fazem-se necessário avaliar suas vantagens e desvantagens a fim de escolher a melhor solução.

Uma análise dos sistemas de suspensões mostra a razão por trás de tanto interesse em sistemas semiativos, já que há um melhor compromisso entre a melhoria de desempenho e a simplicidade de instalação, além de ter o custo reduzido e requerer menor quantidade de energia (TANAKA, 2014).

Suspensões semiativas são incapazes de inserir energia no sistema, a capacidade de controle de vibrações vem da possibilidade de controlar a taxa de dissipação de energia que é introduzida e

armazenada, logo, é incapaz de alcançar resultados de um sistema ativo, mas alcança resultados muito superiores às suspensões passivas (CLIVELLARO, 2008).

São projetados com a variação da constante elástica da mola ou por amortecedores que variam seu coeficiente de amortecimento, sendo o segundo caso o mais comum, já que o amortecimento variável apresenta tempo de reação na ordem das dezenas de milissegundos (TORRES, 2016). Este tipo de controle é dito semiativo pois a ação é realizada no amortecedor, que então age no veículo, sendo considerada uma ação indireta, ou semiativa.

Existem basicamente três tipos de amortecedores controlados. O controle pode ser realizado por regulação contínua do fator de amortecimento, por múltiplos estágios do fator de amortecimento ou por “on-off”. Segundo (TORRES, 2016), quando se regula de forma contínua obtém-se melhores resultados. Este tipo de controle pode ser realizado de várias maneiras, mas são três principais, a tecnologia eletro-hidráulicos, pneumáticos e eletromagnéticos.

2.6 Atuadores

Atuadores em sistemas de controle são os dispositivos que em suma, têm a função de conversão, ele age diretamente na planta com o objetivo de modificar seu comportamento. O avanço tecnológico e o conseqüente desenvolvimento de novos sensores e atuadores, juntamente com o avanço da computação, possibilita o projeto de controladores mais robustos e adaptáveis.

Atuadores em suspensões controláveis podem ser de três tipos distintos, podendo ser atuadores eletro-hidráulicos, pneumáticos e eletromagnéticos.

1) Atuador Eletro-Hidráulico

O atuador linear hidráulico é um servossistema de posicionamento, no qual o fluido a uma alta pressão é utilizado como mecanismo de transmissão de força (LOPES, 1997). Este tipo de atuador é composto basicamente de uma servoválvula que é conectado num cilindro hidráulico. A servoválvula tem a função de controlar as vazões do fluido e o cilindro transforma a potência hidráulica em potência mecânica.

Um modelo de atuador acoplado num sistema massa-mola-amortecedor viscoso é visto na figura abaixo. O fluido é injetado a válvula através da bomba hidráulica numa determinada pressão de suprimento P_s . Com o sinal de controle nulo, o carretel veda completamente os pórticos da válvula de forma a não existir vazão da válvula para a câmara 1 do cilindro ou da câmara 2 para a válvula, temos então $Q_1 = Q_2 = 0$, com pressão igual em ambas as câmaras.

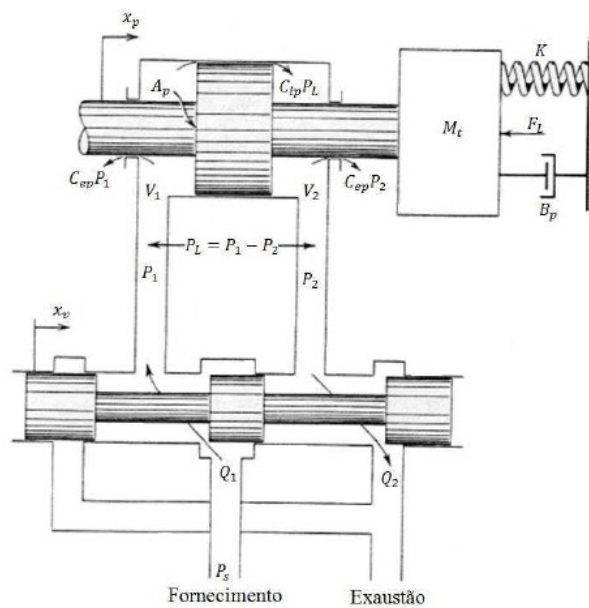


Figura 2.1 Modelo de atuador eletro-hidráulico (DUTRA, 2016)

Quando existir um sinal elétrico de controle é produzido deslocamento x_v no carretel, gerando orifícios de passagem que fornecem fluido a alta pressão para uma das câmaras do cilindro, que permite que o fluido da outra câmara escoe para o reservatório.

Quando o carretel é deslocado para a direita, o fluido pressurizado fornecido pela bomba tende a se deslocar para a câmara 1 do cilindro, já que $P_1 < P_s$, o que faz a pressão da câmara 1 aumentar. Como dito acima, o fluido da outra câmara tende a escoar para a exaustão, pois $P_2 > P_E$.

Como consequência da diferença de pressão entre P_1 e P_2 é criada uma força que movimenta o pistão para a direita, $x_p > 0$. A força gerada é obtida através do produto da área de seção transversal do êmbolo do cilindro pela diferença de pressão. A força do atuador será nula quando o carretel da servoválvula retorna a sua posição central, ocasionando a interrupção do fluxo do fluido e estabelecendo novamente o equilíbrio entre as pressões P_1 e P_2 .

Sendo M_t a massa combinada da carga e pistão, B_p é o coeficiente de atrito viscoso combinado da carga e pistão, K é a constante da mola e F_L é uma força de carga arbitrária que atua sobre o pistão, a força produzida pelo atuador eletro-hidráulico é obtida com o equilíbrio de forças sobre o pistão, é dada por:

$$F_A = A_p P_L = M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + K x_p + F_L \quad (2.1)$$

2) Atuador Pneumático

Atuador pneumático é um dispositivo que converte energia armazenada em forma de gás comprimido em movimento mecânico. Geralmente consistem em um cilindro ou câmara em que um gás pressurizado é contido e deixado expandir. O princípio de funcionamento se assemelha ao atuador eletro-hidráulico, onde o gás pressurizado é fornecido à válvula através do compressor a uma pressão P_s . Um sinal elétrico de controle energiza as bobinas dos

solenoides da válvula, produzindo o deslocamento x_s do carretel. Quando ocorrer o deslocamento, o carretel cria orifícios de passagem, o que permite a passagem de fluxo de gás pressurizado para uma das câmaras do cilindro, fazendo com que o gás presente na outra câmara escoe para o ambiente que está a uma pressão P_a .

À medida que o gás se expande, a diferença de pressão entre o interior da câmara e a pressão atmosférica natural faz com que o gás acumule energia. O gás é então liberado do interior da câmara de maneira controlada, de modo que seja direcionado para um pistão, engrenagem ou algum outro dispositivo mecânico. O pistão é então usado para realizar o trabalho real, deslocando a massa M_L .

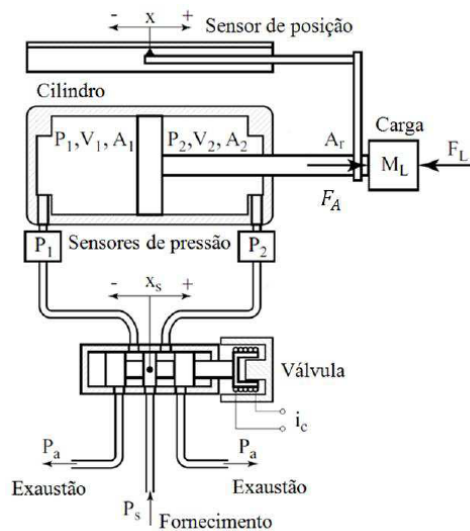


Figura 2.2 Modelo de atuador pneumático (DUTRA, 2016)

Para a modelagem de um atuador pneumático, além do conhecimento de dinâmica dos fluidos e conservação de energia, é necessário também a utilização da lei dos gases ideais. A força que é produzida pelo atuador pneumático é obtida por:

$$F_A = P_1 A_1 - P_2 A_2 - P_a A_r - \beta \dot{x} - F_f \quad (2.2)$$

Sendo P_1 , P_2 , A_1 e A_2 as pressões nas câmaras do atuador e as áreas eficazes do pistão, respectivamente. P_a é a pressão ambiente, A_r é a área da haste, β é o coeficiente de atrito viscoso e F_f a força de atrito de Coulomb.

3) Atuador Eletromagnético

Assim como os atuadores eletro-hidráulicos e pneumáticos, os eletromagnéticos utilizam o magnetismo, ou melhor, a energia magnética como mecanismo de transmissão de força. Com sinais elétricos recebidos, formam-se campos magnéticos em seu interior, os quais geram forças mecânicas.

Numa suspensão automotiva, o sinal elétrico é enviado com base nos sinais adquiridos por sensores e algoritmo de controle, pelo controlador. Este sinal de controle é recebido pelo conversor de eletrônica e potência, que ativa o atuador eletromagnético. A potência é fornecida por uma bateria, que pode ser alimentada por um gerador elétrico acionado pelo motor do veículo (SOUZA, 2017). Com o diagrama de blocos abaixo é possível verificar um sistema de suspensão ativa com a utilização de um atuador eletromagnético.

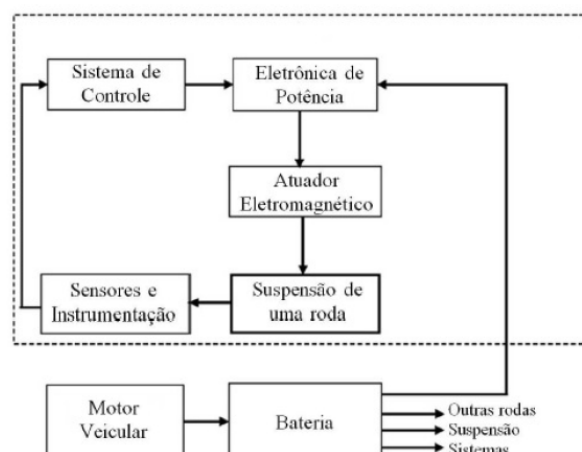


Figura 2.3 Diagrama de blocos do sistema de controle de uma suspensão ativa eletromagnética (SOUZA, 2017)

Existem dois tipos de atuadores eletromagnéticos, os rotativos e os lineares. Já que os dispositivos rotativos necessitam converter o movimento rotativo em linear, faz-se necessário a presença de engrenagens para tal conversão, o que implica em perdas mecânicas, além do aumento do volume e diminuição da resposta dinâmica. Por tais fatores, são mais indicados os atuadores eletromagnéticos lineares para suspensões automotivas (ECKERT, 2012).

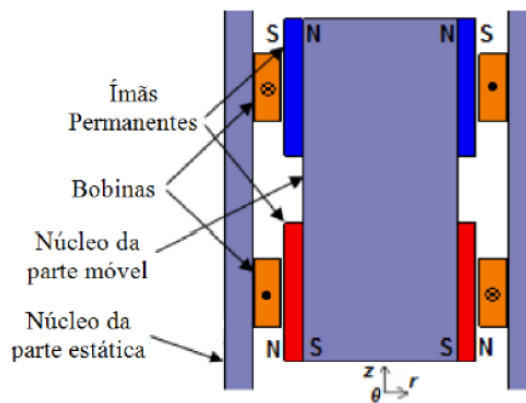


Figura 2.4 Vista em corte de um atuador eletromagnético tubular linear (ECKERT, 2012)

Este tipo de atuador da figura 1.8 é composto por dois conjuntos de ímãs permanentes com magnetização oposta, duas bobinas ligadas em série com forças em sentidos opostos entre si, além dos núcleos da parte móvel e da parte estática. Os ímãs são ligados ao núcleo da parte móvel e as bobinas à parte estática. A parte estática é fixada à carroceria do veículo e a parte móvel fixa na roda do automóvel. Quando não há sinais elétricos, ou seja, quando a bobina não se encontra energizada, o atuador encontra-se em equilíbrio e não existe movimentação.

Havendo energização das bobinas através de corrente elétrica em determinado sentido, é gerado um campo magnético e conseqüentemente um fluxo magnético, fluxo que ao interagir com o fluxo já existente dos ímãs, é gerado movimento mecânico devido à magnetização oposta dos ímãs. O sentido do movimento é dependente da corrente utilizada para energizar as bobinas (SOUZA, 2017).

A força ativa que é produzida pelo atuador é a força gerada pela bobina em relação aos ímãs permanentes e pode ser calculado através da força de Lorentz da seguinte forma:

$$\vec{F}_A = \int \vec{J}_{bob} \times \vec{B}_{imã} \, dv \quad (2.3)$$

Sendo $\vec{B}_{imã}$ a indução magnética do ímã permanente e \vec{J}_{bob} a densidade de corrente, que, se aplicada no enrolamento da bobina, produz uma indução magnética \vec{B}_{bob} , dependente da permeabilidade magnética μ do meio, que pode ser obtida da seguinte forma:

$$\vec{J}_{bob} = \frac{\vec{B}_{bob}}{\mu} \times \vec{\nabla} \quad (2.4)$$

2.7 Fluido Magneto-reológico

Fluidos MR ou magneto-reológicos são análogos aos eletro-reológicos (ER). Ambos têm como característica principal serem fluidos controláveis, ou seja, possuem capacidade de alterarem de forma reversível suas características reológicas. Alternam entre um fluido viscoso para um semissólido em milissegundos, quando expostos a um campo magnético (ou elétrico no caso de fluidos ER).

A descoberta deste fluido é creditada a Jacob Rabinow, na década de 40, não tendo grande importância na época, devido à dificuldade de se obter misturas homogêneas e com boa estabilidade. Entre às décadas de 80 e 90, fluidos MR se tornaram alvos de intensa investigação e os fluidos recentemente desenvolvidos têm alta resistência, baixa viscosidade e requisitos de baixa energia, são estáveis em uma ampla faixa de temperatura e são insensíveis a impurezas comumente introduzidas durante a fabricação (OLIVEIRA, 2015; DYKE, 1996).

2.7.1 Princípio de Funcionamento

A consistência destes fluidos, em sua maioria, é como um óleo de motor, mas se expostos a um campo magnético, as partículas magnéticas presentes no fluido adquirem um momento de dipolo paralelo à direção das linhas de fluxo do campo magnético. Cada estrutura colunar de partículas formada apresenta uma resistência para sair desta configuração proporcional à intensidade do campo magnético a que o fluido é submetido, ou seja, o grau de modificação do fluido é proporcional à magnitude do campo magnético aplicado.

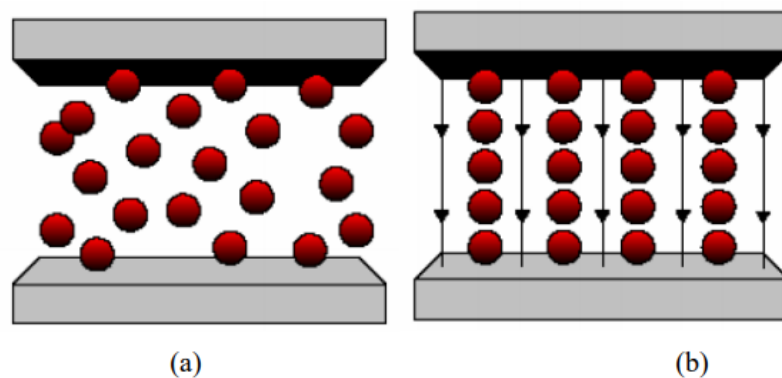


Figura 2.5 Fluido magneto-reológico: a) Ausência de campo magnético; b) Presença de campo magnético (STUTZ, 2005)

2.7.2 Formas de Aplicação

O fluido em questão pode ser aplicado de três formas distintas, são elas: o modo de válvula (*valve mode*), o modo de cisalhamento (*shear model*) e o modo de esmagamento (*squeeze model*).

1. Modo Válvula

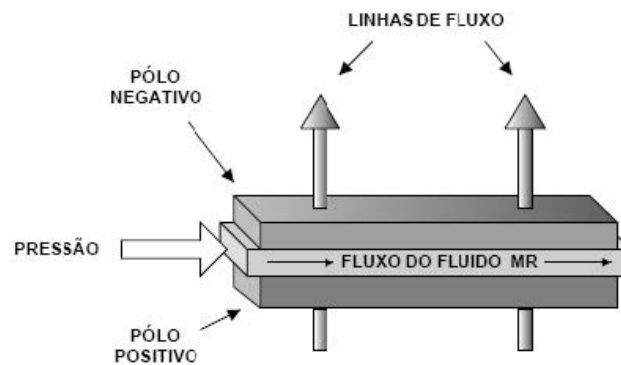


Figura 2.6 Fluido magneto-reológico no modo de válvula (STUTZ, 2005)

É o modo de utilização mais comum. Nesta aplicação, diferentemente das outras formas, os polos magnéticos são fixos e funcionam como válvulas. Para fluir entre os polos magnéticos, o fluido é pressurizado, e, quando exposto à um campo magnético, as estruturas colunares geradas criam uma barreira ao fluxo do fluido. Como visto anteriormente, o aumento do campo magnético implicará no aumento da resistência ao fluxo do fluido.

2. Modo de Cisalhamento

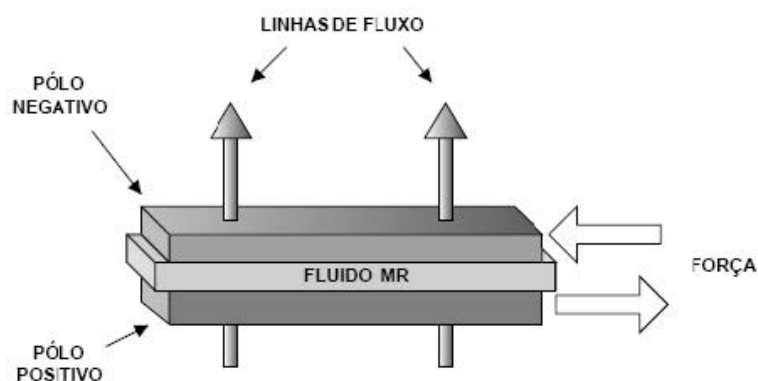


Figura 2.7 Fluido magneto-reológico no modo de cisalhamento (STUTZ, 2005)

No modo de cisalhamento, há o movimento entre os polos magnéticos com o objetivo de romper a resistência de uma fina camada de fluido MR, que por sua vez, tende a mover as

estruturas colunares em relação às linhas de fluxo de campo que são ortogonais aos polos magnéticos. A resistência do fluido ao cisalhamento é aumentada se o campo magnético também for.

3. Modo de Esmagamento

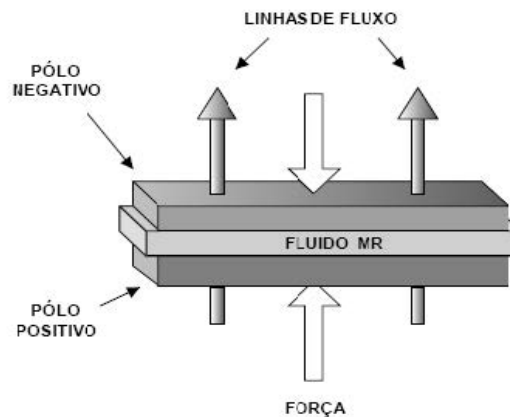


Figura 2.8 Fluido magneto-reológico no modo de esmagamento (STUTZ, 2005)

Neste modo de aplicação do fluido MR, ele encontra-se entre polos magnéticos móveis que são responsáveis pela compressão do fluido. Quando aplicado um campo magnético, há a criação de estruturas colunares paralelas a linha de fluxo do campo. Com a força de compressão aplicada pelos polos, as estruturas formadas tendem a defletir. A capacidade da estrutura de resistir a deflexão é determinada pela intensidade do campo magnético aplicado no fluido.

2.7.3 Composição do Fluido

Quanto à composição dos fluidos, são basicamente compostos de três elementos:

I. Fluido base

O fluido base é um fluido não-magnético ou inerte, onde as micropartículas de metal são suspensas. Este fluido tem a necessidade de possuir lubrificação natural e propriedades de amortecimento.

Com o objetivo de melhor aplicação da tecnologia, é interessante que o fluido tenha baixa viscosidade e que não varie esta propriedade com a temperatura. Devido à presença de partículas suspensas o fluido base torna-se mais espesso. Os fluidos base mais comuns são hidrocarbonetos, óleos minerais e óleos de silicone (GONÇALVES, 2017).

II. Partículas de metal

A adição de partículas metálicas é necessária para a aplicação da tecnologia MR porque essas partículas podem ser magnetizadas fácil e rapidamente. Partículas metálicas usadas na tecnologia MR possuem dimensões na ordem de 1 μm a 10 μm de diâmetro. Os materiais comumente utilizados para se obter essas partículas de metal são o ferro carbonílico, o pó de ferro e ligas de ferro cobalto. Esses materiais possuem a propriedade de atingir alta saturação magnética devido à sua capacidade de formar uma forte corrente de magnetização. A concentração de partículas magnéticas em fluido de base pode chegar a 50%(GONÇALVES, 2017)

III. Aditivos estabilizantes

Faz-se necessário adicionar certos aditivos ao fluido MR a fim de se controlar as suas propriedades. Estes aditivos incluem estabilizantes e surfactantes que aumentam a vida do fluido MR pois além de controlar a viscosidade dos fluidos mantém a fricção entre as partículas de metal, além disso eles reduzem a taxa de engrossamento do fluido devido ao uso prolongado. Os aditivos comumente utilizados são o oleato ferroso e estearato de lítio(GONÇALVES, 2017).

2.8 Amortecedor Magneto-reológico

A aplicação mais usual do fluido MR são nos amortecedores. A capacidade de se alterar a viscosidade de maneira reversível é muito interessante para aplicação de controle de vibrações. Destacam-se também por utilizarem pouca quantidade de energia, já que necessitam de baixos níveis de tensão ou corrente elétrica para o sistema de controle, além de ter elevada estabilidade e confiabilidade e gerar respostas rápidas de forma silenciosa (TANAKA, 2014).

Vale ressaltar que em um amortecedor MR a força de amortecimento é produzida de maneira passiva, apenas dissipando do sistema associado. Porém, por mais que a força seja produzida de maneira passiva, ela é controlada de forma ativa, através da variação do campo magnético, por tal razão, estes amortecedores são considerados semiativos (LIMA, 2011).

De forma geral, a estrutura principal de um amortecedor MR possui um pistão, bobinas, que também podem ser chamadas de circuito magnético, além do fluido MR e um acumulador. Amortecedores MR não possuem válvulas mecânicas de controle de vazão, utilizam-se bobinas eletromagnéticas nos pistões e reservatórios cheios de fluido MR. A variação do fator de amortecimento é realizada alterando-se a magnitude do campo magnético que é produzido por uma corrente ou tensão elétrica aplicada nas espiras da bobina localizada no orifício anular.

O acumulador é uma câmara que contém um gás pressurizado para evitar a cavitação, compensar o volume de fluido deslocado e por consequência uma expansão térmica do fluido. O funcionamento é basicamente dado pelo movimento do pistão, onde o fluido MR flui através do orifício anular de uma câmara a outra. Os amortecedores funcionam no modo válvula, já que os polos magnéticos são fixos e o fluido é forçado a passar através deles.

A controlabilidade do amortecedor é um fator muito interessante, que já seu amortecimento pode ser ajustado de acordo o nível desejado, variando apenas a corrente elétrica. Quanto maior a intensidade do campo magnético, maior será a resistência para o fluxo do fluido até atingir a corrente de saturação, que é quando a corrente elétrica aumenta sem aumentar a força de amortecimento para uma determinada velocidade.

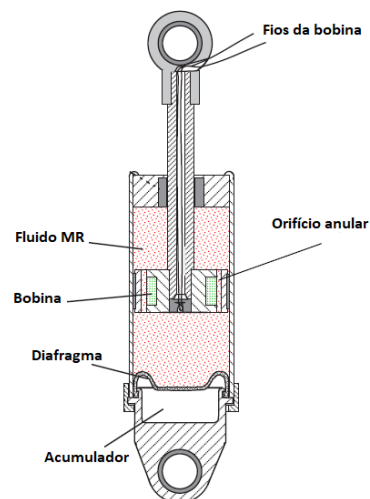


Figura 2.9 Esquema do amortecedor magneto-reológico (DYKE, 1996)

Por conta da sua adaptabilidade e fiabilidade, além do baixo custo de implementação e funcionamento existem diversas aplicações para amortecedores MR. Estão presentes nas áreas de engenharia mecânica e civil, além das indústrias médicas e automobilística (OLIVEIRA, 2015).

2.8.1 Modelos Matemáticos

A descrição matemática completa de um amortecedor MR não é algo simples de ser realizado. Existe muitos modelos analíticos, baseados em diferentes descrições de funções que podem descrever as propriedades não lineares de amortecedores MR. Os modelos paramétricos são comumente construídos a partir da combinação de elementos mecânicos simples. Nestes modelos, os parâmetros são ajustados de modo que consiga reproduzir os resultados observados experimentalmente (LIMA, 2011).

Serão apresentados a seguir os modelos paramétricos mais comumente encontrados na literatura.

2.8.1.1 Modelo de Bingham

O modelo de Bingham foi o primeiro modelo para descrever o comportamento reológico de materiais com tensão de escoamento, é um dos modelos mais simples e prevê um perfil newtoniano após o escoamento, ou seja, a tensão cisalhante é uma função linear da taxa de cisalhamento. Sendo τ a tensão de cisalhamento, τ_y a tensão de escoamento, a viscosidade é dada por η e $\dot{\gamma}$ é a taxa de cisalhamento

$$\tau = \tau_y + \eta \dot{\gamma} \quad (2.5)$$

A partir deste modelo de comportamento reológico, foi proposto um modelo mecânico constituído por um elemento de atrito de Coulomb disposto em paralelo com um amortecedor viscoso ideal. O modelo mecânico pode ser observado na figura abaixo.

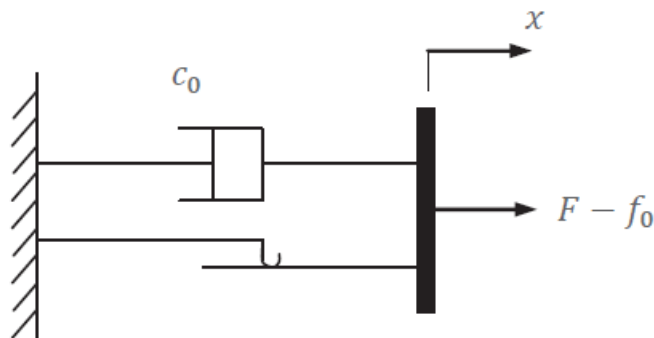


Figura 2.10 Modelo de Bingham (TORRES, 2016)

Para velocidades (\dot{x}) diferentes de zero, a força F é dada pela equação:

$$F = f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (2.6)$$

Onde o c_0 é o coeficiente de amortecimento viscoso, f_c a amplitude da força de atrito de Coulomb, que varia de acordo com a tensão/corrente elétrica de entrada, sgn é a função sinal

de acordo com a velocidade \dot{x} e f_0 é a força residual devido à pressão do ar no acumulador, o que implica que se em algum ponto, a velocidade for zero a força F será igual a força interna do acumulador.

O modelo de Bingham é simples, mas, não é capaz de descrever o comportamento dinâmico com precisão, já que não é possível obter a faixa transitória que é caracterizada por uma curva histerética quando ocorre a mudança de sentido na velocidade do pistão.

2.8.1.2 Modelo de Bingham modificado

Gamota e Filisko, em 1991 propuseram uma extensão do modelo de Bingham, que consiste no modelo de Bingham ligado em série a duas molas e um amortecedor viscoso, como é visto na figura 2.13. Com uma nova comparação com os resultados experimentais, foi verificado que o modelo é capaz de reproduzir bem o diagrama de força-deslocamento e atingir uma maior aproximação da curva de velocidade, uma desvantagem se dá por conta das simulações numéricas, onde é necessário um passo de integração na ordem de 10^{-6} segundos (CARNEIRO, 2009) (TUSSET, 2008).

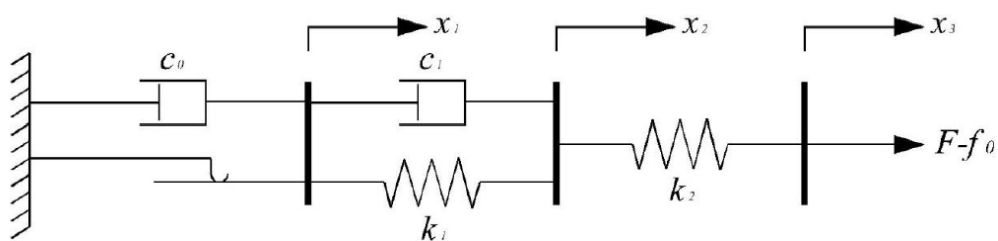


Figura 2.11 Modelo modificado de Bingham (OLIVEIRA, 2015)

O comportamento desta extensão do modelo de Bingham é descrito pelas equações abaixo:

$$F = \begin{cases} k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + f_0 & (2.7) \\ f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) + c_0\dot{x}_1 + f_0 & , \quad |F| > f_c \\ k_2(x_3 - x_2) + f_0 & (2.8) \end{cases}$$

(2.9)

$$F = \begin{cases} k_1(x_2 - x_1) + c_1\dot{x}_2 + f_0 & (2.10) \\ k_2(x_3 - x_2) + f_0 & , \quad |F| \leq f_c \end{cases}$$

(2.11)

Onde:

c_0 – Coeficiente de amortecimento associado ao modelo de Bingham;

k_1, k_2 – Coeficientes de rigidez das molas;

c_1 – Coeficiente de amortecedor viscoso

x_1, x_2, x_3 – Deslocamentos;

\dot{x}_1, \dot{x}_2 – Velocidades de deslocamento.

2.8.1.3 Modelo de Bouc-Wen

Este modelo foi proposto por Bouc no fim da década de 60 e popularizado por Wen em 1976.

Tem como principal vantagem a simplicidade, pois necessita apenas de uma equação diferencial não linear para descrever o comportamento de histerese e expressões finitas determinam os coeficientes do sistema linear equivalente.

O modelo de Bouc-Wen, além de versátil, pode exibir uma grande variedade de comportamento de histerese. É frequentemente utilizado para modelar sistemas com este fenômeno.

Abaixo um esquema do modelo, onde há a combinação em paralelo de um elemento de Bouc-Wen.

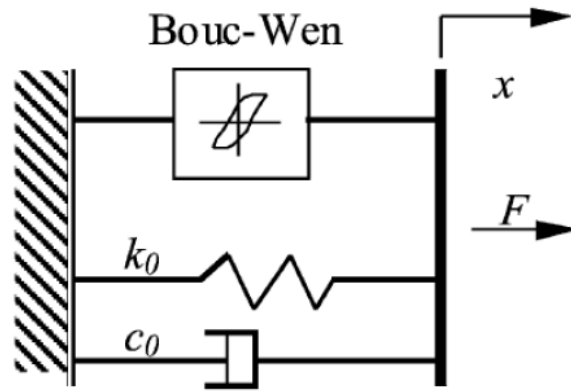


Figura 2.12 Modelo de Bouc-Wen (TORRES, 2016)

A força neste sistema é dada por:

$$F = c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \quad (2.13)$$

Sendo c_0 o coeficiente de amortecimento plástico associado ao modelo de Bouc-Wen, k_0 é um coeficiente de rigidez elástica, \dot{x} é a velocidade relativa das extremidades do amortecedor, x_0 é o deslocamento inicial, x a variável dependente, α um coeficiente de rigidez e por fim, z é uma variável interna do sistema, chamada de deslocamento de histerese e é descrita pela equação a seguir:

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| |z| |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (2.14)$$

Os coeficientes γ, β, A, n são dependentes do modelo Bouc-Wen e são funções da corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR. Ao ajustar os parâmetros do modelo, especialmente γ, β e A , pode-se controlar a linearidade na ausência de carga e a suavidade na transição na inversão da velocidade. A força f_0 pode ser diretamente incorporada a este modelo como um deslocamento inicial, x_0 da mola linear k_0 .

Este modelo simples é bastante aplicado pois permite reproduzir o comportamento de histerese do amortecedor MR, porém, não é capaz de reproduzir o efeito de descarga que é observado

nos testes experimentais dos amortecedores MR na região de ativação onde a aceleração e velocidade possuem sinais opostos e as magnitudes são pequenas (GONÇALVES, 2017)

2.8.1.4 Modelo de Bouc-wen modificado

O modelo de Bouc-Wen modificado é capaz de descrever com maior precisão o comportamento de dispositivos que apresentam uma rápida queda de força quando a velocidade do pistão passa por zero. Este modelo é considerado o melhor para aplicações automobilísticas, já que diminui o desconforto vibro acústico gerado por estes componentes (TANAKA, 2014)

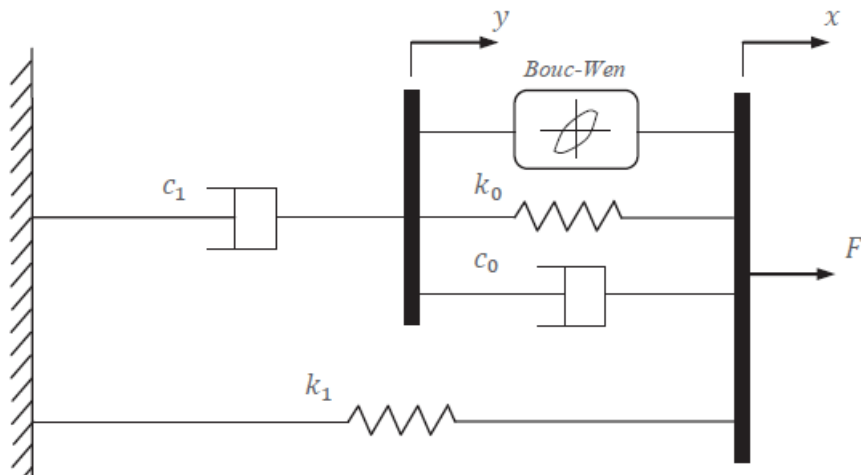


Figura 2.13 Modelo de Bouc-Wen modificado(DYKE, 1996)

De acordo com o modelo acima, a força de amortecimento não linear gerada pelo sistema é dada por:

$$F = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (2.15)$$

Onde:

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} [\alpha z + c_0 \dot{x} + k_0(z - y)] \quad (2.16)$$

Sendo a variável evolutiva z é determinada pela seguinte equação:

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x} - \dot{y}||z|^{n-1}z - \beta(\dot{x} - \dot{y})|z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (2.17)$$

Os parâmetros γ , β , A e n determinam a forma da curva de histerese. Neste modelo a rigidez do acumulador é dada por k_1 e o amortecimento viscoso para grandes velocidades é representado por c_0 . O amortecedor c_1 é incluído para compensar a distorção em baixas velocidades, já k_0 está presente para controlar a rigidez em altas velocidades, x_0 é o deslocamento inicial da mola k_1 que é associada a força de amortecimento nominal do acumulador.

Como dito anteriormente, a tensão de cisalhamento do fluido MR depende diretamente do campo magnético aplicado. Foi observado experimentalmente que α , c_1 e c_0 variam linearmente com a tensão aplicada, o que resulta nas seguintes relações:

$$\alpha = \alpha(\mu) = \alpha_a + \alpha_b\mu \quad (2.18)$$

$$c_1 = c_1(\mu) = c_{1a} + c_{1b}\mu \quad (2.19)$$

$$c_0 = c_0(\mu) = c_{0a} + c_{0b}\mu \quad (2.20)$$

Sendo μ resultante de um filtro de primeira ordem que representa o retardo da corrente do circuito elétrico em relação a tensão de entrada, obtido da equação:

$$\dot{\mu} = -\eta(\mu - v) \quad (2.21)$$

Onde v é a tensão de comando para o controlador da corrente.

Este modelo atende bem ao comportamento do amortecedor em todas as regiões, inclusive na região onde a aceleração e a velocidade têm sinais opostos e valores de velocidade próximos de zero (SPENCER et al., 1997).

2.9 Algoritmos de Controle

Sistemas de controle são de extrema importância na sociedade moderna, com atuações nas mais diversas áreas. Sistemas de controle são formados de subsistemas com o objetivo de controlar as saídas dos processos baseados nas variáveis de entrada.

A adição de um controlador fará com que o sistema tenha um comportamento com características previstas. Por isso, para se controlar um sistema, é necessário a aplicação de um modelo, já que o modelo serve para prever o comportamento e definir qual será o melhor sinal de entrada do processo, para se obter a saída desejada.

Se tratando de suspensões automotivas, o principal objetivo do controle é alterar em tempo real as características da suspensão utilizando o mínimo de energia. A escolha correta do algoritmo de controle permite o ajuste em tempo real dos parâmetros responsáveis pela dissipação de energia.

Serão apresentados a seguir os algoritmos relevantes para sistemas de dois graus de liberdade.

2.9.1 Controladores Fuzzy

Chamados também de controladores nebulosos, são aplicados em diversas áreas, inclusive no setor automotivo, onde (LI; CHANG; CHEN, 2003) implementou um controlador nebuloso com o objetivo de substituir as habilidades do motorista, levando um carro a possuir comportamento autônomo. Porém, no setor automotivo, controladores nebulosos tem extrema importância no controle de suspensões semiativas que fazem uso de fluido magneto reológicos.

(PASCHOAL, 2011) cita três razões principais do porquê utilizar os controladores nebulosos em suspensão semiativas com fluido MR, sendo elas: *i)* por serem essencialmente não-lineares, possuem grande potencial para controlar sistemas mais complexos, podendo superar o

desempenho de controladores convencionais; *ii*) através de regras linguísticas, é facilmente aplicável o conhecimento de especialistas; *iii*) não é necessário o conhecimento detalhado dos modelos dos elementos do processo a ser controlado, sejam sensores, atuadores ou planta.

De forma diferente dos controladores convencionais que utilizam um modelo matemático para o algoritmo de controle, um controlador *fuzzy* segue um raciocínio dedutivo, com o objetivo de descrever numa rotina a experiência humana e intuição para controlar um processo, baseado em conhecimento previamente programado (SILVA, 2014)(SOUZA, 2017).

Os dois principais componentes de um sistema de controle nebuloso, são sua estrutura e as funções de pertinência. Uma função de pertinência pode ser uma função numérica gráfica ou tabulada, onde são atribuídos valores de pertinência para valores discretos de uma variável.

De acordo com (SILVA, 2014), a quantidade de funções de pertinência é determinada de acordo com a experiência que se tem do processo. Um número prático de funções fica entre 2 e 7, pois números superiores a este acarreta maior exigência computacional. Outro fator importante é dado pelo grau de superposição das funções de pertinência, onde as mais comuns são de 50%.

(PASCHOAL, 2011), aponta 5 etapas necessárias para aplicar o controle difuso:

- Definição das variáveis de entrada e saída

As variáveis são escolhidas de acordo com a lei de controle utilizada

- Caracterização do intervalo de valores variáveis de entrada e saída.

São estabelecidos intervalos adequados em relação ao comportamento da planta a ser controlada e da experiência do projetista.

- Definição do conjunto de funções de pertinência

As funções têm por objetivo mapear as variáveis de entrada e saída no universo de [0,1] e buscam traduzir verbalmente a operação de controle do sistema físico. São várias as formas de

representação, mas, as mais utilizadas são: triangular, trapezoidal e gaussiana. As representações podem ser vistas na imagem a seguir.

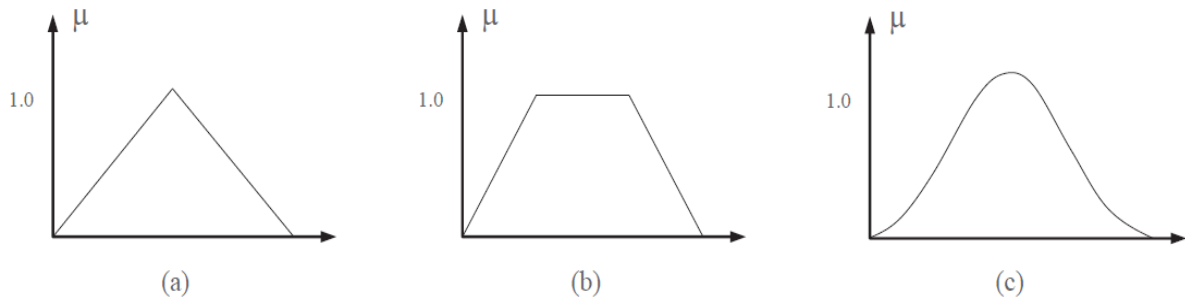


Figura 2.14 Funções de pertinência: a) Triangular b) Trapezoidal c) Gaussiana (PASCHOAL, 2011)

- Definição de base de regras

Busca-se estabelecer uma relação entre as variáveis de entrada e as de saída por meio de operadores lógicos que podem ser do tipo “e” e “ou” ou do tipo “se...então”, caracterizando assim a estratégia de controle.

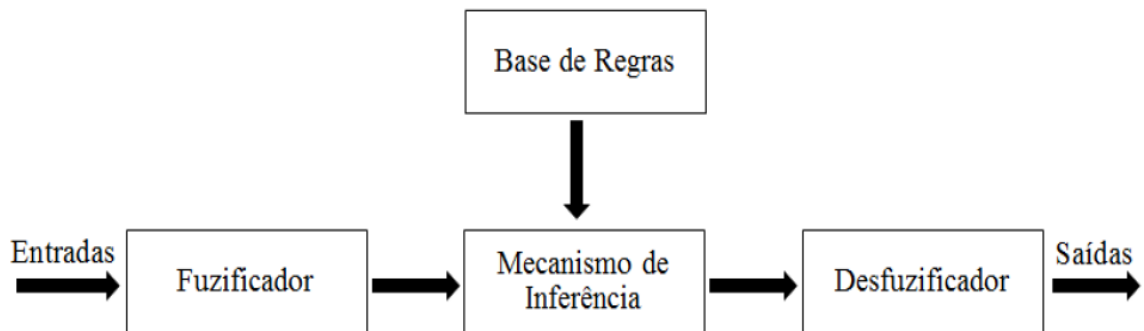
Por exemplo:

$$R^l = \text{SE } x_1 \text{ é } A_1^l \text{ E } x_2 \text{ é } A_2^l \text{ E } \dots \text{ E } A_n^l \text{ ENTÃO } u \text{ é } B^l$$

A condição “SE” de cada regra é chamada de antecedente da regra e a ação “ENTÃO” é a consequente da regra. Onde A_i^l ($i=1, \dots, n$) e B^l são conjuntos nebulosos, $x = (x_1, \dots, x_n)^T$ são variáveis linguísticas de entrada, u é a variável linguística de saída e R^l é uma regra de controle.

- Sistema de inferência difusa

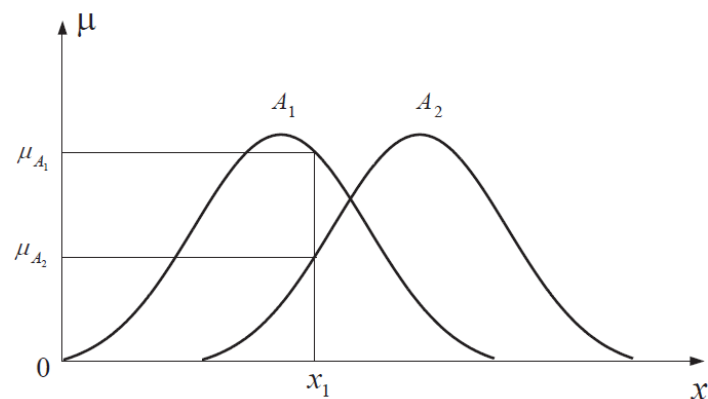
Nesta etapa ocorre a tradução matemática da linguagem simbólica construída. Ocorre em três etapas distintas, sendo elas: Fuzzificação, mecanismo de inferência e defuzzificação. O sistema de inferência é ilustrado abaixo:



a) Fuzzificação

É um mapeamento do domínio dos números reais para o domínio nebuloso. Os valores numéricos das variáveis de entrada são transformados em graus de pertinência (μ) em relação a um determinado conjunto nebuloso (PASCHOAL, 2011).

A figura a seguir mostra o processo de fuzzificação por uma função gaussiana com superposição, já que a variável x_1 é transformada em dois graus de pertinência u_1 e u_2 relativos aos conjuntos difusos A_1 e A_2 .



b) Mecanismo de inferência

Etapa a qual é definida a forma de interpretação das regras difusas. Os controladores difusos conhecidos podem ser classificados por dois modelos, os modelos clássicos e os modelos de

interpolação, também conhecidos como o modelo de Mamdani e o modelo de Takagi-Sugeno, respectivamente. É mais predominante o uso do modelo Mamdani já que requer menor esforço computacional.

As implicações difusas do tipo Mamdani fazem o uso dos conectivos **E/OU**, utilizando a teoria clássica de conjuntos para duas variáveis linguísticas A e B. (PASCHOAL, 2011) define as operações compostas "A E B" e "A OU B" em função do seu grau de pertinência nas equações abaixo:

$$\text{"A E B"} \leftrightarrow \mu_A \text{ E } \mu_B \equiv \min(\mu_A, \mu_B)$$

$$\text{"A OU B"} \leftrightarrow \mu_A \text{ OU } \mu_B \equiv \max(\mu_A, \mu_B)$$

A saída é resultante da combinação de todas as regras, através da união de todos os conjuntos difusos da saída de cada inferência individual. A figura a seguir exemplifica um controlador difuso com duas regras e duas variáveis de entrada. As regras são interpretadas de forma individual através da conjunção *mínimo* e faz-se o uso do operador *máximo* para fazer a união e obter uma função de pertinência para o conjunto difuso de saída.

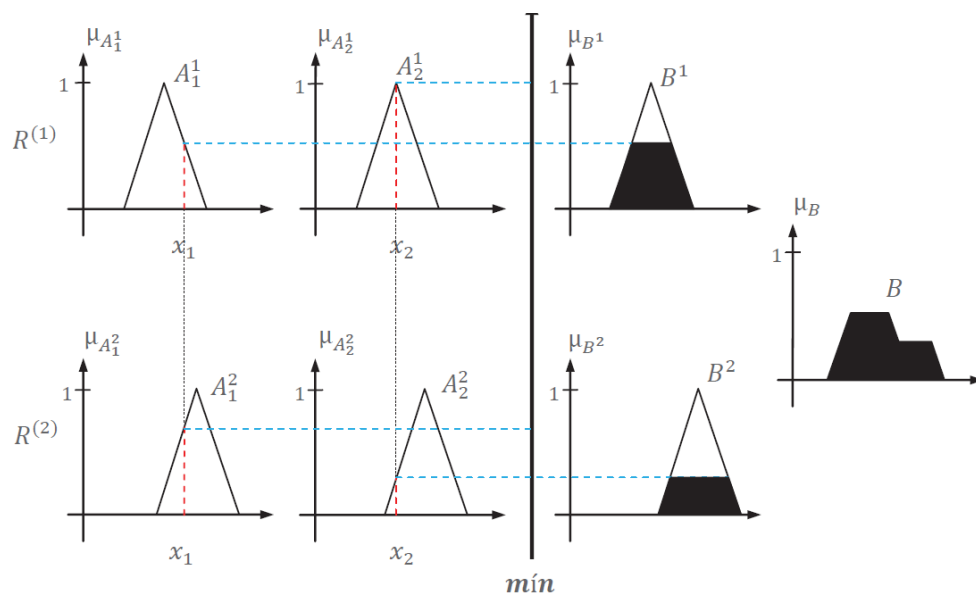


Figura 2.17 Mecanismo de inferência utilizando o operador mínimo como conectivo "E" (PASCHOAL, 2011)

c) Defuzzificação

A defuzzificação tem por objetivo obter um único valor numérico discreto, que melhor traduza os valores difusos a partir da variável linguística de saída inferida pelas regras difusas.

Existem algumas formas de defuzzificação, as mais comuns são mostradas na figura abaixo:

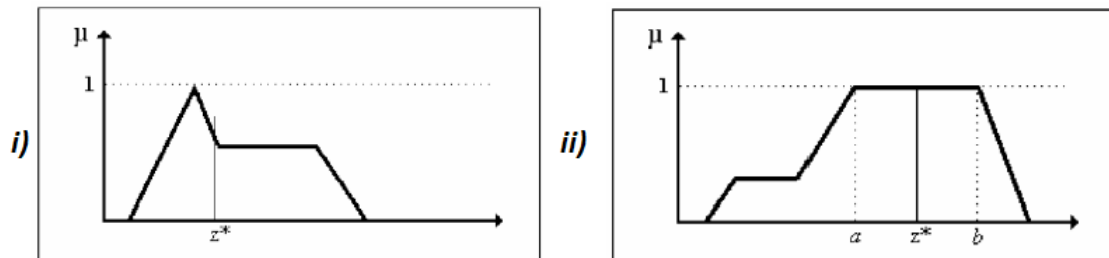


Figura 2.18 Exemplo de métodos de defuzzificação (BARG, 2002)

i) Defuzzificação por centro de área

Também conhecido como método do centro-de-gravidade, realiza o cálculo do centroide da área do conjunto difuso de saída. Considerando um universo de discurso discretizado pela variável u_i , a saída produzida por este defuzzificador é definida pela equação:

$$u_{cg} = \frac{\sum_{i=1}^N u_i u_{out}(u_i)}{\sum_{i=1}^N u_{out}(u_i)} \quad (2.22)$$

Onde N é o número de elementos do universo de discurso de saída e u_{out} é a função de pertinência do conjunto difuso de saída.

ii) Defuzzificação por centro do máximo

Também chamado de média dos máximos, ignora-se a área das funções de pertinência e faz-se o uso somente dos picos das funções representadas no universo de discurso. A saída discreta é calculada pela média ponderada dos máximos com a equação:

$$u_{cm} = \frac{\sum_{i=1}^N u_i \sum_{k=1}^n u_{o,k}(u_i)}{\sum_{i=1}^N u_{o,k}(u_i)} \quad (2.23)$$

Os pontos de máximo das funções de pertinência de saída são representados por $u_{o,k}(u_i)$. Os valores discretos do universo de discurso u_i amostrados em N pontos para todas as n regras são somados e $u_{o,k}(u_i)$ é o valor da pertinência para um dado valor de controle u_i consequente da k-ésima regra.

2.9.2 Controladores Skyhook

Inicialmente proposta por Karnopp Crosby e Harwood(1974), da tradução direta, gancho no céu, considera que a massa do chassi tenha o referencial inercial no céu, através de um amortecedor fictício. Essa proposta em por objetivo reduzir a vibração do chassi, o que possibilita um maior conforto aos passageiros.

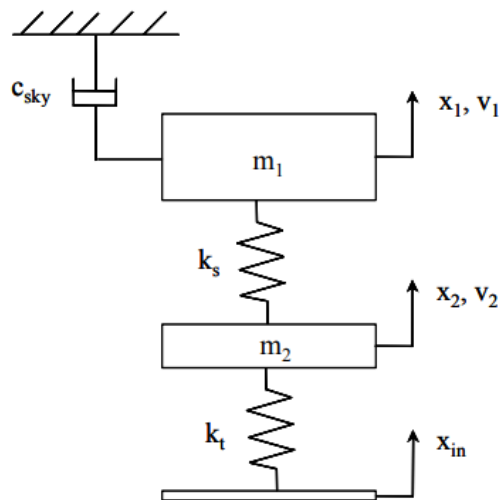


Figura 2.19 Configuração de uma suspensão Skyhook

De acordo com a figura 4.6, podemos identificar que a velocidade relativa entre m_1 e m_2 será positiva sempre que m_2 se distanciar de m_1 , que matematicamente significa $v_1 > v_2$.

Se considerar o deslocamento para cima de m_1 com velocidade positiva e considerando que há uma força aplicada no amortecedor *skyhook* para esta massa, verifica-se que o deslocamento da massa do chassi se torna negativo, ou seja:

$$F_{sky} = -c_{sky}v_1 \quad (2.24)$$

Esta abordagem fictícia não pode ser implementada fisicamente, por tal razão, é aplicado um amortecedor controlável que possa causar no sistema o efeito do amortecedor fictício. O sistema descrito pode ser observado na figura 4.7 abaixo.

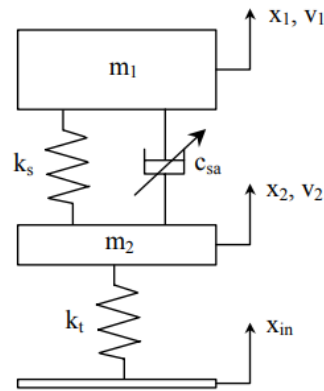


Figura 2.20 Suspensão Skyhook para controle semi-ativo

Para que o amortecedor semiativo tenha o mesmo efeito do amortecedor fictício citado acima, atribuindo que m_1 está se distanciando de m_2 e que a força do amortecedor está na direção negativa da massa m_2 , obtêm-se:

$$F_c = -c_{sa}(v_1 - v_2) \quad (2.25)$$

Sendo F_c a força aplicada na massa suspensa. Para que o amortecedor controlável tenha o mesmo efeito que o amortecedor fictício, é necessário que:

$$c_{sa} = c_{sky} \frac{v_1}{v_1 - v_2} \quad (2.26)$$

De acordo com a equação acima, poderemos calcular c_{sa} sempre que v_1 e $v_1 - v_2$ forem positivos. Analisando as aplicações que correlacionam v_1 e $v_1 - v_2$, temos a seguinte lógica de controle:

$$F = \begin{cases} 0 & , \quad \text{se } v_1(v_1 - v_2) < 0 \\ c_{sky}|v_1| & , \quad \text{se } v_1(v_1 - v_2) \geq 0 \end{cases} \quad (2.27)$$

Sendo F a força aplicada no controle de amortecimento e c_{sky} um ganho empírico relacionado à velocidade absoluta da massa suspensa. É verificado que, quando v_1 e $v_1 - v_2$ possuírem o mesmo sinal, a força F será proporcional à velocidade de deslocamento da massa suspensa e ao coeficiente de amortecimento. Quando não tiverem o mesmo sinal, será aplicada uma quantia mínima de amortecimento.

2.9.3 Controladores Groundhook

Este tipo de controlador é semelhante ao *skyhook*, porém, a massa que será amortecida está ligada ao chão e não ao céu, onde o foco é amortecer as vibrações dos pneus de forma a garantir uma maior estabilidade do veículo.

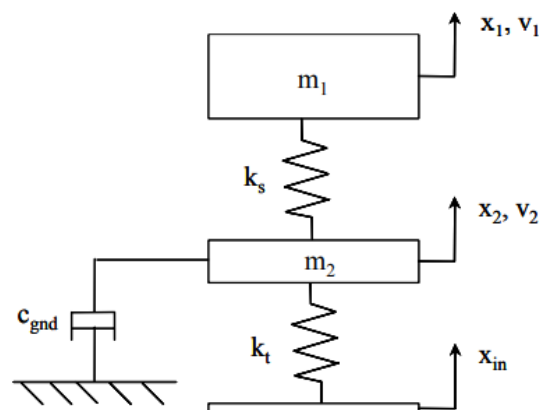


Figura 2.21 Suspensão com utilização do amortecedor groundhook

Analisando a figura acima, vemos que o foco deixa de ser na massa suspensa e passa a ser a massa não suspensa, por isso, a lei de controle é alcançada quando se realiza o produto da velocidade negativa da massa não suspensa, v_2 , pela velocidade relativa entre a massa suspensa e a massa não suspensa.

Utilizando o mesmo princípio do modelo *skyhook*, o controle *groundhook* pode ser efetuado através do sistema abaixo.

$$F = \begin{cases} 0 & , \quad se -v_2(v_1 - v_2) < 0 \\ c_{gnd}|v_2| & , \quad se -v_2(v_1 - v_2) \geq 0 \end{cases} \quad (2.28)$$

Onde c_{gnd} é um ganho empírico relacionado a magnitude da velocidade absoluta do eixo das rodas.

2.9.4 Controladores Híbridos

Uma alternativa de controle semiativo é conhecida como controladores híbridos, onde se aproveita os benefícios presentes tanto no *skyhook* quanto no *groundhook*, já que há uma dificuldade no tratamento de compensação entre os critérios para maximizar, já que o *skyhook* tem desempenho inadequado para estabilidade e o *groundhook* não tem conforto satisfatório, ou seja, este controlador híbrido trabalha para reduzir as vibrações da massa suspensa e não suspensa, entregando maior conforto e dirigibilidade.

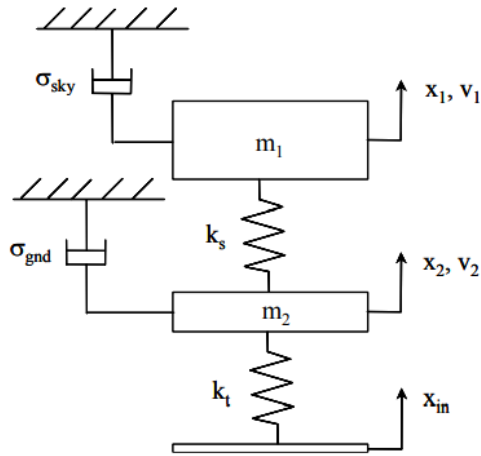


Figura 2.22 Configuração de um amortecedor híbrido

O controle híbrido é formado pela combinação linear das equações de controle dos modelos *groundhook* e *skyhook*. O controle pode ser descrito por:

$$\sigma_{sky} = \begin{cases} 0 & , \quad \text{se } v_1(v_1 - v_2) < 0 \\ c_{sky}|v_1| & , \quad \text{se } v_1(v_1 - v_2) \geq 0 \end{cases} \quad (2.29)$$

$$\sigma_{gnd} = \begin{cases} 0 & , \quad \text{se } -v_2(v_1 - v_2) < 0 \\ c_{gnd}|v_2| & , \quad \text{se } -v_2(v_1 - v_2) \geq 0 \end{cases} \quad (2.30)$$

$$F = G_{hib}[\alpha\sigma_{sky} + (1 - \alpha)\sigma_{gnd}] \quad (2.31)$$

Onde:

c_{sky} – Componente de amortecimento da estratégia de controle *skyhook*;

c_{gnd} – Componente de amortecimento da estratégia de controle *groundhook*;

σ_{sky} – Contribuição independente da estratégia de controle *skyhook*;

σ_{gnd} – Contribuição independente da estratégia de controle *groundhook*;

α – Relação existente entre os controlares *skyhook* e *groundhook*, onde $0 \leq \alpha \leq 1$, sendo $\alpha=1$, controle puramente *skyhook* e $\alpha=0$, controle puramente *groundhook*.

G_{hib} – Ganho heurístico que afeta a intensidade da ação de controle final;

F – Força aplicada ao amortecedor, proveniente das ações de controle *skyhook* e *groundhook*.

2.10 Modelos Matemáticos para Sistemas de Suspensão

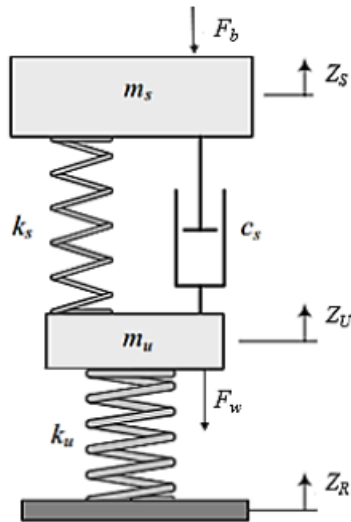
Um veículo representa um sistema vibratório complexo, com vários graus de liberdade, portanto, para obter uma resposta dinâmica necessita de modelos baseados em elementos finitos, o que acarreta altos custos e longo tempo de análise (MRAD, 2018).

Porém, existem formas de simulação mais simples para auxiliar na definição de parâmetros de uma suspensão, os modelos clássicos utilizados nessas situações são os modelos de um quarto de veículo, meio veículo e de veículo completo.

2.10.1 Modelo de $\frac{1}{4}$ de Veículo

O modelo mais simples conhecido é o de apenas um grau de liberdade, onde o chassi é representado por uma massa e a suspensão por um amortecedor e uma mola. Ao acoplar uma roda no modelo de um grau de liberdade, temos uma representação mais precisa com dois graus de liberdade, que é também chamado de *quarter-car*. Esse modelo continua sendo muito utilizado, já que, apesar de sua simplicidade, apresenta as principais variáveis de interesse para avaliação do desempenho da suspensão (GUGLIELMINO et al., 2008).

O modelo do sistema de suspensão em *quarter-car* com 2 DOF (graus de liberdade) é representado na figura 1.14 à seguir:



Onde:

m_u – Massa não suspensa;

m_s – Massa suspensa;

k_s – Rigidez da mola da suspensão;

c_s – Coeficiente de amortecimento do amortecedor;

k_u – Rigidez vertical do pneu;

Z_s – Deslocamento vertical da massa suspensa;

Z_u – Deslocamento vertical da massa não suspensa;

Z_R – Deslocamento vertical imposto pelas irregularidades do pavimento;

F_b – Força atuante na massa suspensa;

F_w – Força atuante na massa não suspensa.

Com a aplicação da segunda lei de Newton, obtemos o sistema de equações diferenciais que descrevem o modelo linear de um quarto de veículo da suspensão, que é dado pelas equações:

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_U) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_U) \quad (2.32)$$

$$m_u \ddot{z}_U = k_s(z_s - z_U) - k_u(z_U - z_R) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_U) \quad (2.33)$$

2.10.2 Modelo de ½ de Veículo

Outra possibilidade de modelação matemática, é através do modelo de meio veículo, que possui 4 DOF, que são: dois movimentos da massa suspensa e um movimento para cada massa não suspensa.

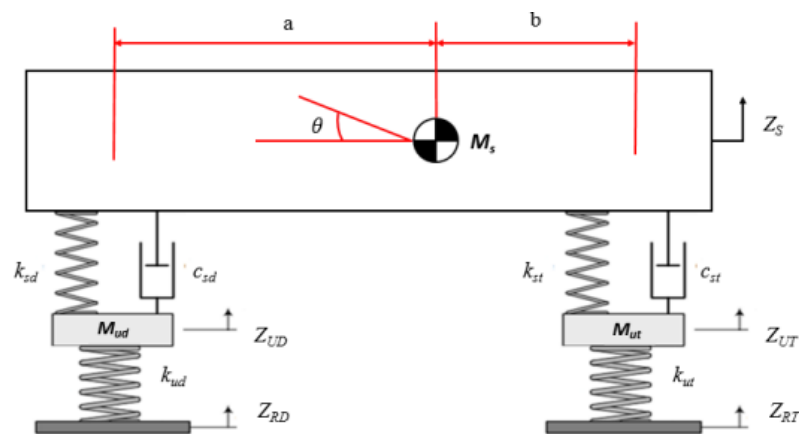


Figura 2.24 Modelo de Meio Veículo

Sendo:

z_s – Deslocamento Vertical do centro da gravidade da Massa Suspensa;

z_{UD}, z_{UT} – Deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira e traseira, respectivamente;

z_{RD}, z_{RT} – Deslocamento vertical do pavimento na dianteira e traseira, respectivamente;

z_{SD}, z_{ST} – Deslocamento vertical da massa suspensa na dianteira e traseira, respectivamente;

M_{ud}, M_{ut} – Massa não suspensa dianteira e traseira, respectivamente;

M_s – Massa suspensa;

k_{st}, k_{sd} – Rigidez da mola da suspensão traseira e dianteira, respectivamente;

c_{st}, c_{sd} – Coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro e dianteiro, respectivamente;

I_s – Momento de inércia em relação ao eixo transversal do veículo.

a, b – Distâncias da dianteira e traseira em relação ao centro de gravidade da massa suspensa;

θ – Ângulo de rotação do centro de gravidade da massa suspensa.

Analisando o diagrama de corpo livre e aplicando a segunda lei de newton, obtemos as seguintes equações:

$$M_s \ddot{Z}_s = -c_{sd}(\dot{Z}_{SD} - \dot{Z}_{UD}) - c_{st}(\dot{Z}_{ST} - \dot{Z}_{UT}) - k_{sd}(Z_{SD} - Z_{UD}) - k_{st}(Z_{ST} - Z_{UT}) \quad (2.34)$$

$$I\ddot{\theta} = -a[c_{sd}(\dot{Z}_{SD} - \dot{Z}_{UD}) + k_{sd}(Z_{SD} - Z_{UD})] + b[c_{st}(\dot{Z}_{ST} - \dot{Z}_{UT}) + k_{st}(Z_{ST} - Z_{UT})] \quad (2.35)$$

$$M_{ud}\ddot{Z}_{UD} = c_{st}(\dot{Z}_{SD} - \dot{Z}_{UD}) + k_{sd}(Z_{SD} - Z_{UD}) - k_{ud}(Z_{UD} - Z_{RD}) \quad (2.36)$$

$$M_{ut}\ddot{Z}_{UT} = c_{sd}(\dot{Z}_{ST} - \dot{Z}_{UT}) + k_{st}(Z_{ST} - Z_{UT}) - k_{ut}(Z_{ut} - Z_{RT}) \quad (2.37)$$

Com as constantes, sendo:

$$\ddot{Z}_s = \frac{bZ_{ST} + aZ_{SD}}{a + b} \quad (2.38)$$

$$\theta = \frac{Z_{SD} - Z_{ST}}{a + b} \quad (2.39)$$

2.10.3 Modelo de Veículo Completo

Sendo o modelo clássico mais complexo, já que há 7 graus de liberdade, este modelo permite analisar o movimento de *bounce*, *pitch* e *roll* no mesmo modelo. Neste mesmo modelo ainda é possível associar barras estabilizadoras dianteiras e traseiras, além do amortecimento dos pneus, o que tornaria o modelo abaixo ainda mais complexo.

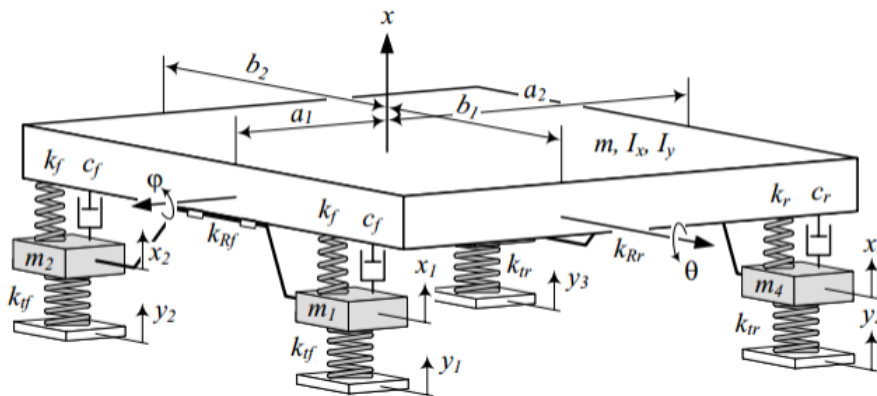


Figura 2.25 Modelo de Veículo Completo (JAZAR, 2008)

O sistema de equações é muito complexo, como o modelo possui 7 graus de liberdade, teremos sete equações. A modelação matemática desta dissertação será realizada em 1/4 de veículo, logo, não será demonstrado aqui tais equações, que podem ser encontradas em (JAZAR, 2008) no capítulo 13 de seu livro.

3. Modelagem e Simulações Numéricas

Neste capítulo será descrito as simulações realizadas neste trabalho. Será apresentado o modelo matemático do amortecedor MR utilizado, assim como o sistema de suspensão, além dos controles aplicados.

Com o objetivo de comparar os sistemas de controle, o sistema de suspensão será simulado com três tipos de controladores, sendo eles: Controle passivo, controle ativo e o controle semi-ativo, onde será realizado simulações com um controlador de lógica difusa e um controle ótimo.

3.1 Modelagem do Amortecedor MR

A modelagem foi feita a partir do modelo de Bouc-Wen Modificado, que foi apresentado previamente na seção 2.8.1.4, já que o mesmo apresenta resultados mais precisos do comportamento não linear de amortecedores magneto-reológicos.

Os parâmetros utilizados na modelagem foram obtidos através de experimentos realizados no laboratório de ensaios tecnológicos da FEUP (Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto) utilizando um amortecedor MR do modelo RD-1005-3.

A seguir são mostrados os parâmetros utilizados nos ensaios:

Parâmetros	Valores
Frequência (Hz)	[0.50 - 1.00 - 1.50 - 2.00]
Amplitude (mm)	[2.0 - 4.0 - 6.0 - 8.0 - 10.0 - 15.0 - 20.0]
Corrente (A)	[0.00 - 0.10 - 0.20 - 0.25 - 0.50 - 0.75 - 1.00]

Tabela 3-1 Parâmetros utilizados nos ensaios do amortecedor

Foram realizados os seguintes ensaios:

- Ensaios com corrente de entrada variável;
- Ensaios para verificação da dependência da resposta em relação à frequência;
- Ensaios para verificação da dependência da resposta em relação à amplitude de excitação;
- Ensaios para caracterização da capacidade de dissipação de energia do amortecedor MR.

De acordo com o modelo de Bouc-Wen Modificado, temos de identificar os parâmetros descritos nas equações (2.15) a (2.21), a fim de ajustar o modelo numérico aos resultados experimentais. Desta maneira, a força gerada pelo amortecedor MR é definida por nove parâmetros, além do deslocamento inicial, totalizando 10 parâmetros a serem determinados.

Desta forma, o vetor parâmetro é definido por:

$$\vartheta = [A, \beta, \gamma, n, c_0, c_1, k_0, k_1, \alpha, x_0] \quad (3.1)$$

Após otimização através do *Matlab*[®], utilizando a rotina de otimização “*fminsearch*”, foram obtidos os parâmetros mostrados nas tabelas abaixo. Lembrando que, como dito anteriormente, há parâmetros que são dependentes da corrente e outros que independem da mesma. As tabelas os mostram de forma separada.

Parâmetros Independentes da Corrente					
A [-]	β [mm ⁻¹]	γ [mm ⁻¹]	k_0 [N/mm]	x_0 [N]	n [-]
10.013	3.044	0.103	1.121	40	2
Parâmetros Dependentes da Corrente		$\alpha(I) = -826.67I^3 + 905.14I^2 + 412.52I + 38.24$ [N]			
		$c_0(I) = -11.73I^3 + 10.51I^2 + 11.02I + 0.59$ [$\frac{Ns}{mm}$]			
		$c_1(I) = -54.40I^3 + 57.03I^2 + 64.57I + 4.73$ [$\frac{Ns}{mm}$]			

Tabela 3-2 Parâmetros obtidos após otimização

Após este passo, foi construído no *Simulink* um modelo no qual fosse possível simular o comportamento dinâmico do amortecedor MR sujeito a várias condições de funcionamento. Abaixo, veremos os diagramas de blocos que simulam o modelo matemático do amortecedor MR utilizado.

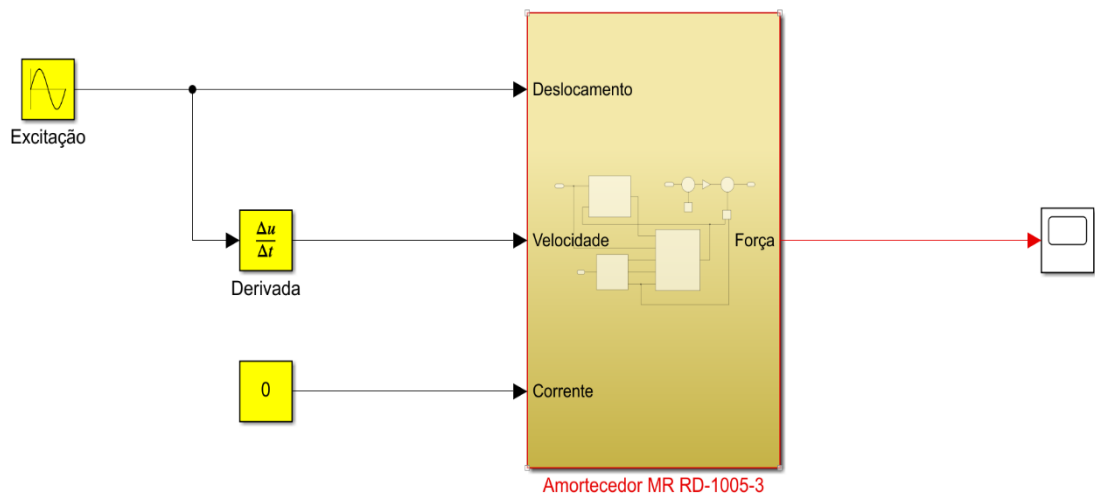


Figura 3.1 Entradas e Subsistema referente ao amortecedor MR

Na figura 3.1, observamos as entradas do sistema juntamente com o subsistema que simula o amortecedor MR. Dentro deste subsistema, via diagrama de blocos, são utilizadas as equações matemáticas que determinam o comportamento do amortecedor.

Já na figura 3.2, está explícito como foi montado o modelo matemático de Bouc-Wen modificado, as equações dispostas em diagramas de blocos foram subdivididas em subsistemas para melhor visualização, além de se tornar mais fácil de trabalhar já que temos menos blocos por subsistema.

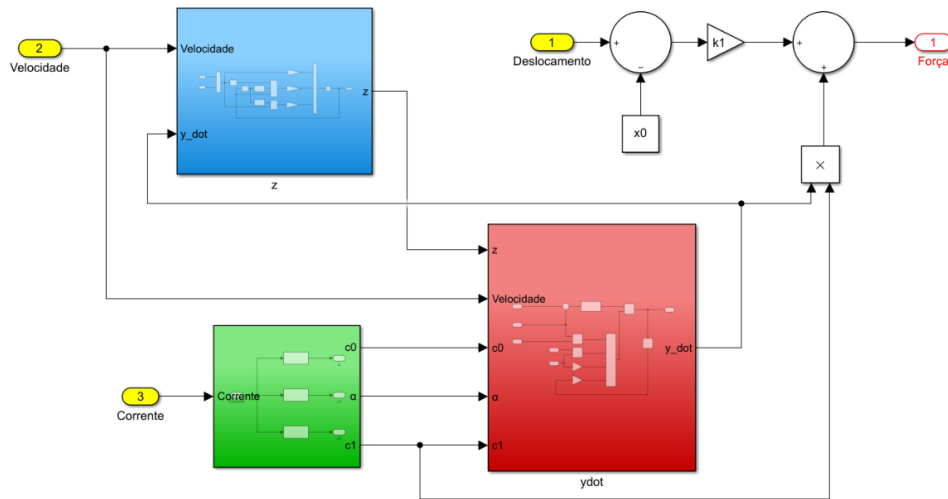


Figura 3.2 Subsistemas que compõe o modelo matemático de Bouc-Wen Modificado

Os subsistemas estão coloridos para melhor identificação. O subsistema vermelho tem representa a equação (2.16), em azul encontramos a equação (2.17), o subsistema em verde, define as equações (2.18) à (2.20), que são as equações dependentes da corrente. A parte superior direita da figura 5.2 mostra a equação (2.15), que determina a força exercida pelo amortecedor.

As figuras seguintes, mostram os subsistemas citados acima. Foram utilizados os parâmetros exibidos na tabela 3-2 para realizar os cálculos. Os parâmetros dependentes da corrente são aplicados no subsistema mostrado na figura 3.5.

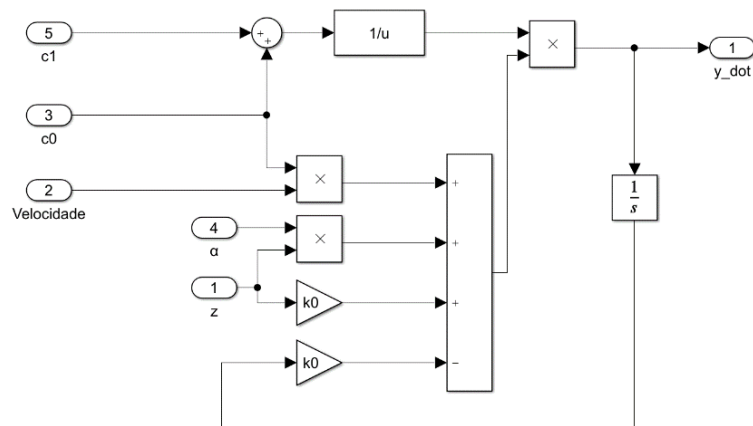


Figura 3.3 Diagrama de blocos da equação (2.16)

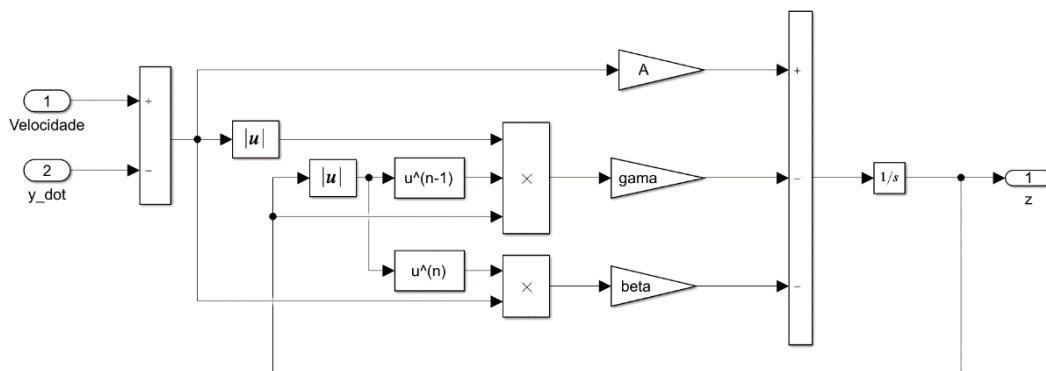


Figura 3.4 Diagrama de blocos da equação (2.17)

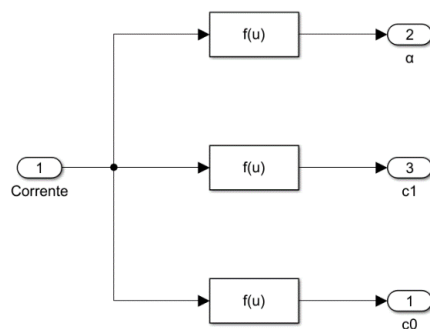


Figura 3.5 Diagrama de blocos das equações (2.18) à (2.20)

Utilizando o modelo dinâmico da figura 3.1, foram realizadas três simulações numéricas com diferentes parâmetros de entrada. As simulações foram realizadas para identificar a força gerada pelo amortecedor em função de três outros parâmetros, sendo eles: o tempo, a velocidade e o deslocamento. Foi feito também o gráfico do deslocamento em função do tempo.

A primeira simulação foi realizada com uma excitação senoidal com amplitude de 5mm e frequência de 1Hz, além de 0A de corrente. Os resultados obtidos mostraram um valor máximo de força na ordem de 148 Newton, como visto na figura 3.6.

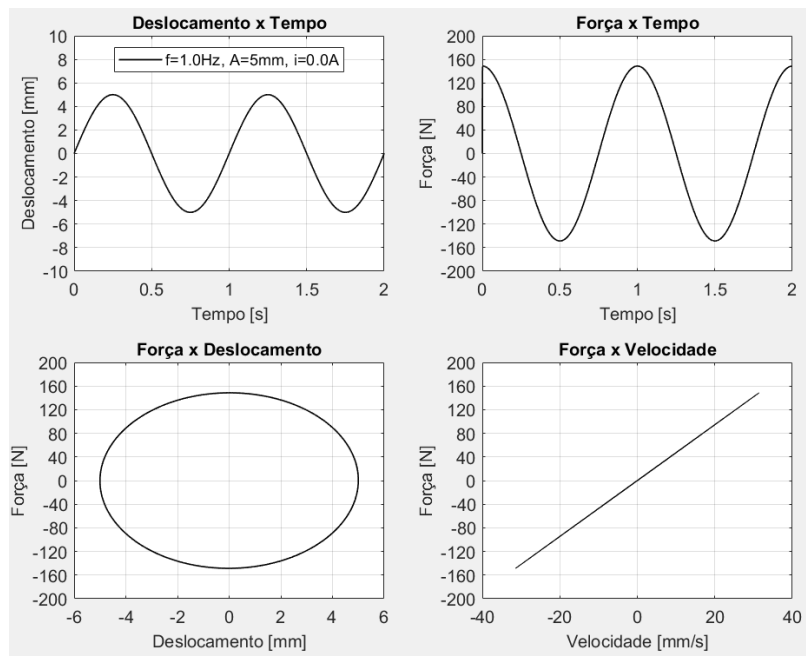


Figura 3.6 Comportamento da força em função do deslocamento, velocidade do pistão e tempo com corrente de 0A

Já na segunda simulação, para verificar o efeito da corrente no resultado a ser observado, a corrente foi aumentada para 0.5A, mantendo-se fixo tanto frequência quanto a amplitude da excitação. Na figura 3.7 observa-se que o valor máximo da força encontrado foi altamente afetado pelo aumento da corrente, tendo um ganho de quase 10 vezes do valor obtido na simulação anterior, a força máxima ficou na ordem de 1396 Newton.

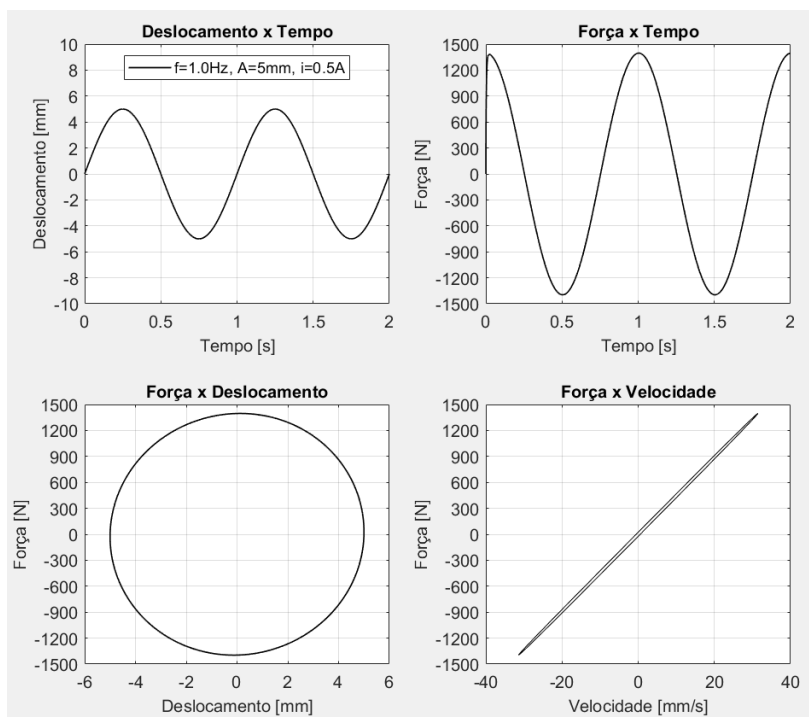


Figura 3.7 Comportamento da força em função do deslocamento, velocidade do pistão e tempo com corrente de 0.5A

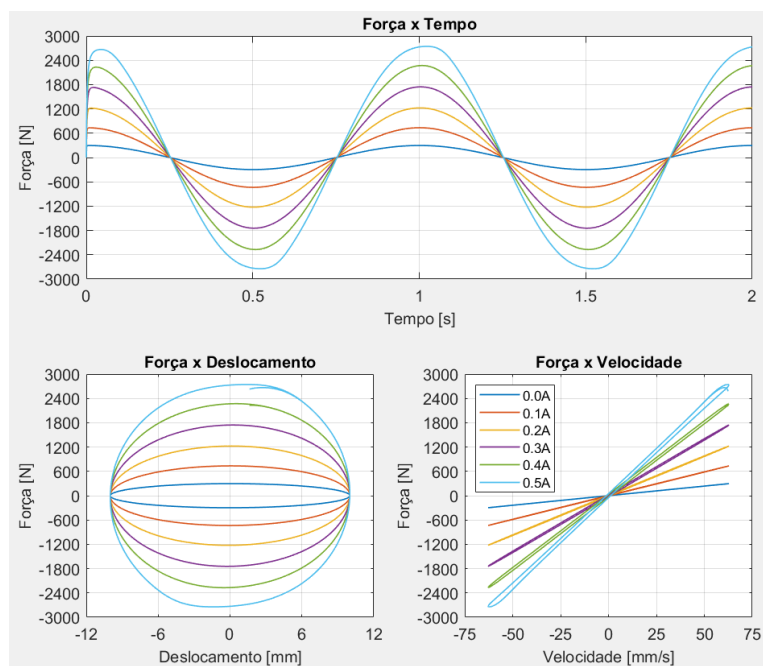


Figura 3.8 Comportamento da força em função do tempo, deslocamento e velocidade do pistão para diferentes valores de corrente.

Para continuar verificando a influência da corrente na obtenção da força, a terceira e última simulação do modelo proposto de Bouc-Wen modificado, com resultados exibidos na figura 3.8,

contou com a variação da corrente em seis valores diferentes, de 0A até 0.5A, com intervalos de 0.1A representados no mesmo gráfico, além do aumento da amplitude de deslocamento para 10mm, mantendo a frequência inalterada, possibilitando uma melhor comparação de dados. Ficou claro que quanto maior a corrente, maior será a força, o mesmo pode ser dito da amplitude de excitação. Outra importante observação é que ficou visível a não linearidade do comportamento do amortecedor por conta da presença de histereses.

3.2 Modelagem da Suspensão

Para simplificar as simulações, iremos considerar apenas as deformações verticais e de rotação, já que estes representam o movimento da suspensão. Para efetuar as simulações numéricas de um veículo, será realizada através do modelo de um quarto de veículo, com dois graus de liberdade, desconsiderando o valor do amortecimento dos pneus, já que é muito inferior quando comparado ao amortecimento da suspensão.

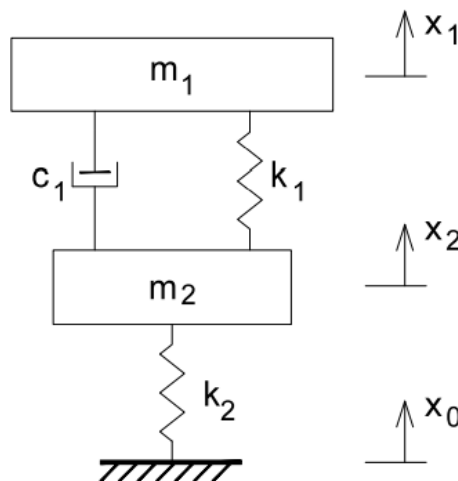


Figura 3.9 Modelo de 1/4 de veículo para simplificação de modelo de veículo completo(OLIVEIRA, 2015)

Sendo:

m_1, m_2 – Massas de $\frac{1}{4}$ do veículo e roda, respectivamente;

x_1, x_2 – Deslocamentos do corpo do veículo e da roda, respectivamente;

k_1, k_2 – Coeficiente de rigidez do sistema e do pneu, respectivamente;

c_1 – Coeficiente de amortecimento do amortecedor da suspensão;

x_0 – Excitação do pavimento

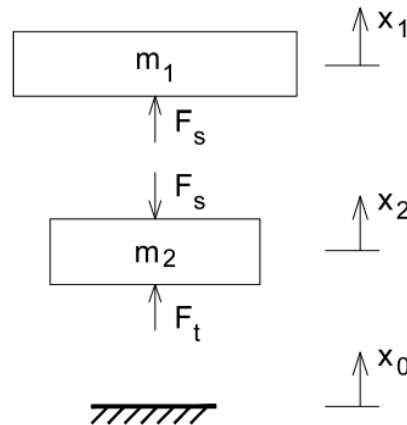


Figura 3.10 Diagrama de corpos livres no modelo de 1/4 de veículo

Através da figura 3.10, podemos retirar as equações de movimento do corpo e da roda, que são dadas por:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_s \quad (3.2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_t - F_s \quad (3.3)$$

Onde F_s e F_t são as forças da suspensão e do pneu, respectivamente. Para obtermos as forças, utilizamos as equações a seguir:

$$F_s = k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (3.4)$$

$$F_t = k_2(x_0 - x_2) \quad (3.5)$$

Substituindo as equações (3.2) e (3.3) nas equações (3.4) e (3.5), temos:

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [-k_1(x_2 - x_1) + c_1(x_2 - x_1)] \quad (3.6)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [k_2(x_0 - x_2) - k_1(x_2 - x_1) - c_1(x_2 - x_1)] \quad (3.7)$$

Podemos fazer uma redução de ordem, na forma de espaço de estados, cujas equações são dadas por:

$$\dot{X} = AX + Bx_0 \quad (3.8)$$

Onde,

$$X = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1 + k_2}{m_2} & \frac{k_1}{m_2} & -\frac{c_1}{m_2} & \frac{c_1}{m_2} \\ \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_2}{m_2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Conhecendo os parâmetros das equações acima, podemos aplicar a segunda lei de Newton na forma de matriz:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

Podemos calcular as frequências naturais através de:

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (3.13)$$

Sendo a matriz de massas:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

E a matriz de rigidez:

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Parâmetro	Valor
m_1	300 [kg]
m_2	50 [kg]
k_1	50000 [N/m]
k_2	200000 [N/m]
c_1	500 [N.s/m]

Tabela 3-3 Parâmetros do sistema de suspensão

Utilizando os parâmetros descritos na tabela 1 na equação (3.13), temos:

$$\det \left(\begin{bmatrix} 50000 & -50000 \\ -50000 & 250000 \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} 300 & 0 \\ 0 & 50 \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (3.16)$$

$$\det \left(\begin{bmatrix} 50000 - 300\omega^2 & -50000 \\ -50000 & 250000 - 50\omega^2 \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (3.17)$$

$$[(500 - 300\omega^2)(250000 - 50\omega^2)] - [(-50000)(-500000)] = 0 \quad (3.18)$$

Ao simplificar, encontraremos a seguinte equação característica:

$$15000\omega^4 - 77500000\omega^2 + 10000000000 = 0 \quad (3.19)$$

Encontrando as raízes do polinômio (3.19), obtemos as seguintes frequências naturais:

$$\omega_1 = 70.9524 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = 11.5077 \text{ rad/s}$$

Sabemos que:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.20)$$

Logo:

$$f_1 = 11.2924 \text{ hz}$$

$$f_2 = 1.6582 \text{ hz}$$

Para encontrarmos os modos de vibração, utilizamos a equação:

$$[K - \omega^2 M][v] = 0 \quad (3.21)$$

Teremos dois vetores de modos de vibração já que possuímos duas frequências naturais.

Substituindo os parâmetros na equação (3.21), temos:

$$\left(\begin{bmatrix} 50000 & -50000 \\ -50000 & 250000 \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} 300 & 0 \\ 0 & 50 \end{bmatrix} \right) [v] = 0 \quad (3.22)$$

$$\begin{bmatrix} 50000 - 300\omega^2 & -50000 \\ -50000 & 250000 - 50\omega^2 \end{bmatrix} [v] = 0 \quad (3.23)$$

Para realizar as simulações numéricas através do Simulink, foi utilizado uma excitação de entrada demonstrada na imagem 3.11, de forma que a mesma simula um asfalto com irregularidades.

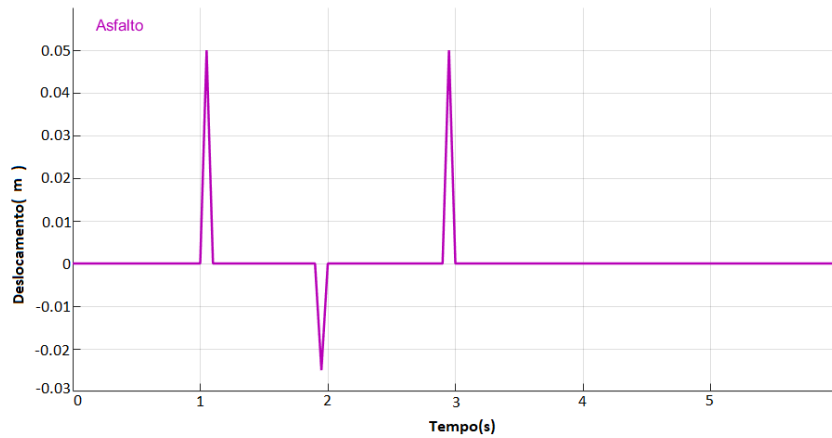


Figura 3.3.11 Excitação de entrada para simulação da suspensão

A excitação de entrada possui três impulsos, sendo dois no sentido positivo e um no sentido negativo. O primeiro impulso possui deslocamento positivo de 50 mm no intervalo de tempo $1.0 \leq t \leq 1.1$. O segundo impulso tem sentido negativo com deslocamento de -25 mm dentro do intervalo de tempo $1.9 \leq t \leq 2.0$. O terceiro e último impulso aplicado tem deslocamento igual ao primeiro, de 50mm no intervalo de tempo $2.9 \leq t \leq 3.0$.

3.3 Controle Passivo

A primeira simulação de controle é a mais básica delas, onde não há presença de amortecedor MR. É uma suspensão automotiva comum, ou seja, com sistema de controle passivo. Os parâmetros da suspensão são os mesmos utilizados na seção 3.2.

A figura 3.12 mostra o diagrama de blocos do sistema com controle passivo, sendo feito com a utilização de espaço de estado, nos dando 4 saídas, sendo elas: Deslocamento e velocidades das massas.

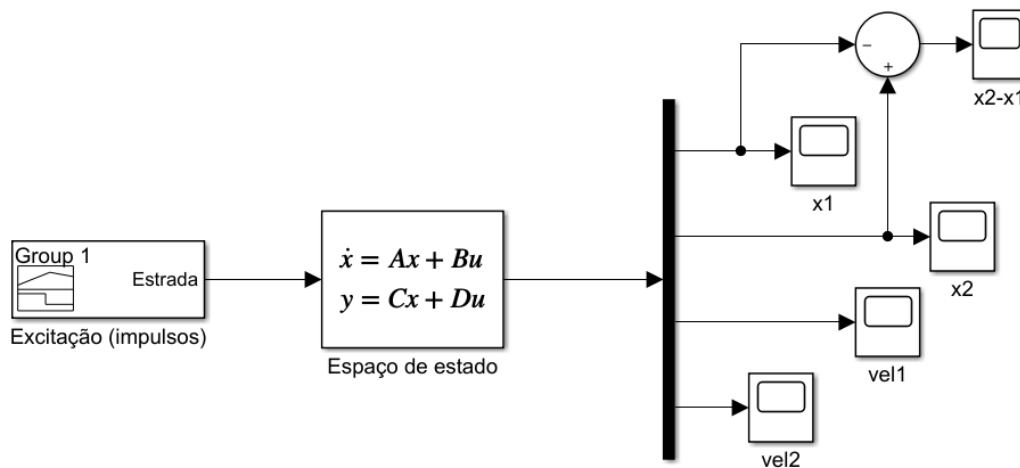


Figura 3.12 Diagrama de blocos do sistema com controle passivo

As matrizes do espaço de estado são:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} \\ \frac{k_1}{m_2} & -\frac{k_1 + k_2}{m_2} & \frac{c_1}{m_2} & -\frac{c_1}{m_2} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{1}{m_2} \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

A figura 3.13 mostra as respostas do sistema passivo para deslocamentos de m_1 e m_2 , além do deslocamento relativo entre eles.

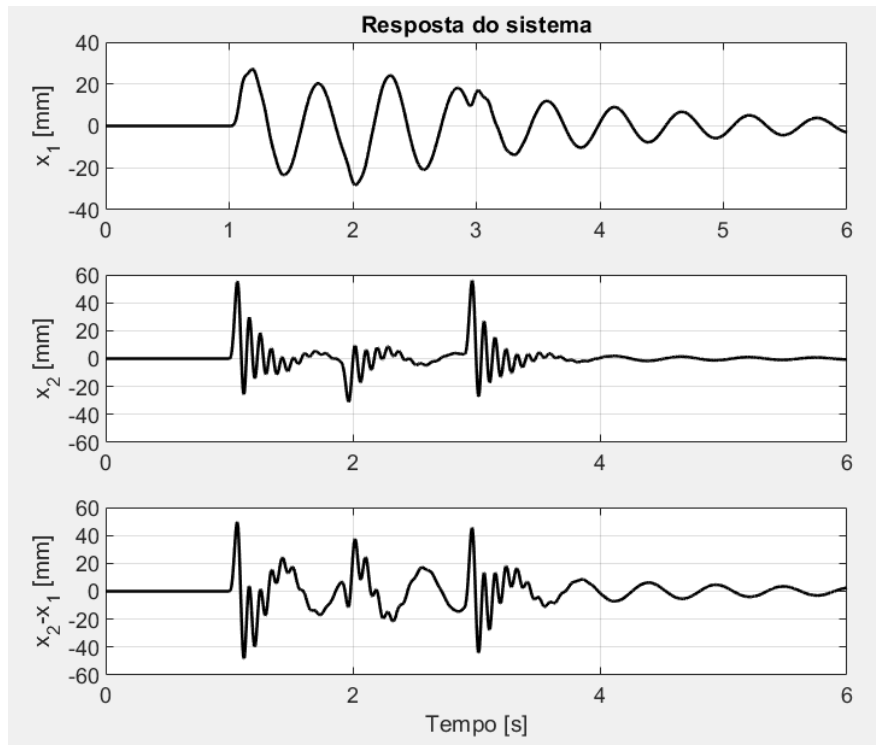


Figura 3.13 Deslocamento de m_1 , m_2 e deslocamento relativo

Verifica-se que o valor máximo do deslocamento de m_1 é aproximadamente 27mm, valor bem inferior ao deslocamento máximo de m_2 , que fica em quase 56mm. Embora o deslocamento de m_2 seja maior que duas vezes o deslocamento de m_1 , é observado uma aproximação mais rápida ao estado de equilíbrio, condição que no intervalo de tempo simulado, a massa m_1 , encontra-se distante.

Para verificar possíveis alternativas, fez-se simulações com diferentes valores da massa m_1 . A figura 3.14 mostra que a variação de m_1 reflete uma alteração significativa nos valores dos deslocamentos, principalmente no deslocamento x_1 , referente a massa suspensa.

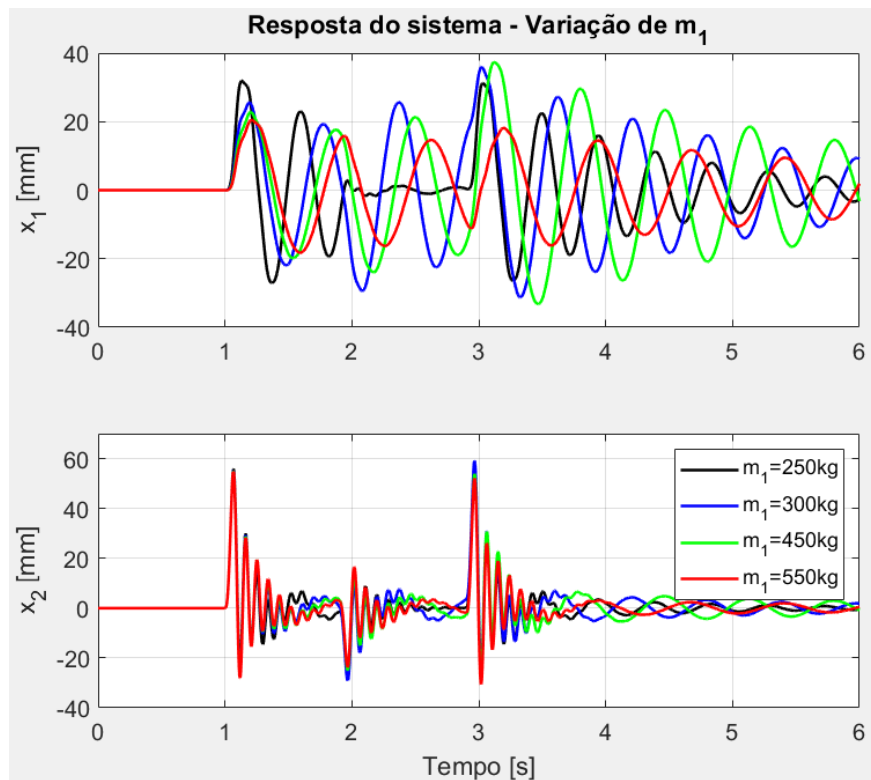


Figura 3.14 Comportamento dos deslocamentos das massas com variação de m_1

Para observar o comportamento com a variação da massa não suspensa, a resposta do sistema também foi simulada para diferentes valores de m_2 .

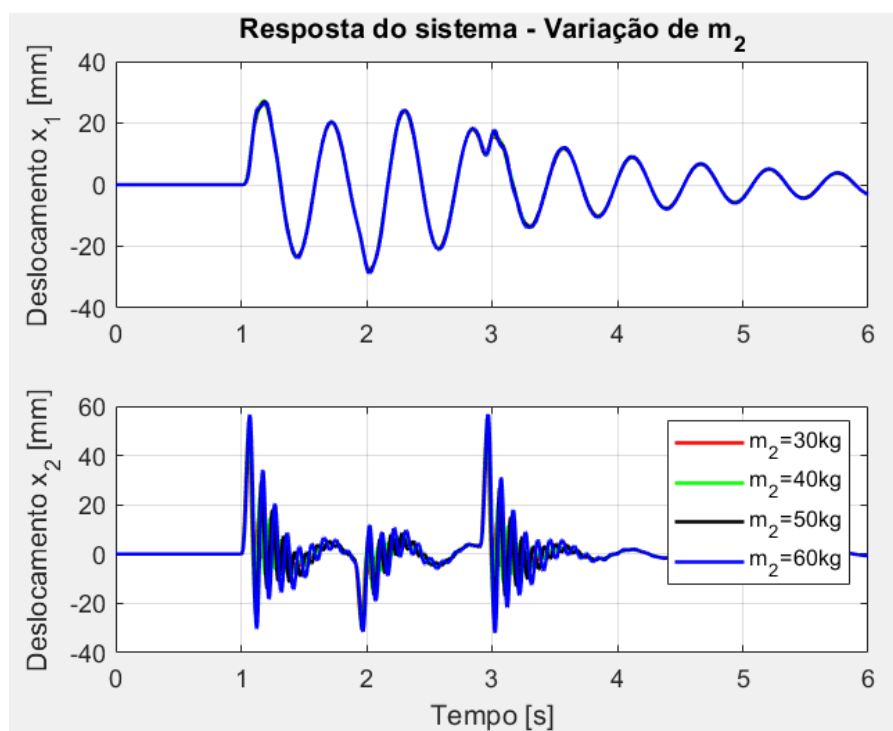


Figura 3.15 Comportamento dos deslocamentos das massas com variação de m_2

Na figura 3.15, verifica-se que a influência da variação de m_2 é muito baixa na resposta dos deslocamentos x_1 e x_2 , visto que a diferença dos valores fica na casa do décimo de milímetro. Por tal razão, a identificação das curvas das outras massas fica prejudicada, já que a amplitude de deslocamento das massas é bem próxima uma da outra, sendo possível observar praticamente só a curva em azul, referente a massa $m_2 = 60kg$.

Para continuar observando o comportamento da resposta do sistema com a variação de parâmetros, também foi variado os valores de k_1 , a figura 3.16 mostra a resposta do sistema com os diversos valores da constante da mola.

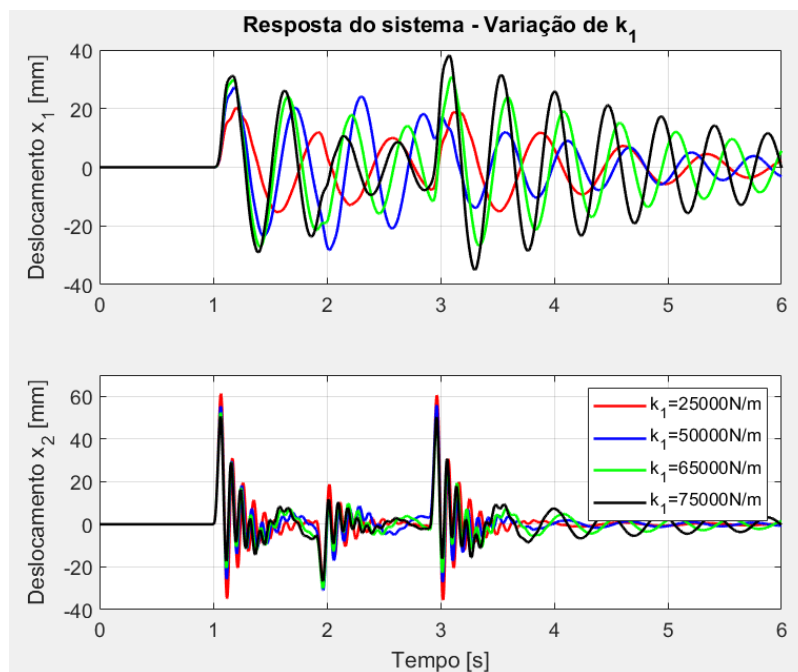


Figura 3.16 Comportamento dos deslocamentos das massas em função da variação de k_1

Observa-se que a variação do parâmetro k_1 tem grande influência nos valores do deslocamento da massa m_1 . Visto que são diretamente proporcionais, ao aumentar o valor de k_1 , há aumento no deslocamento x_1

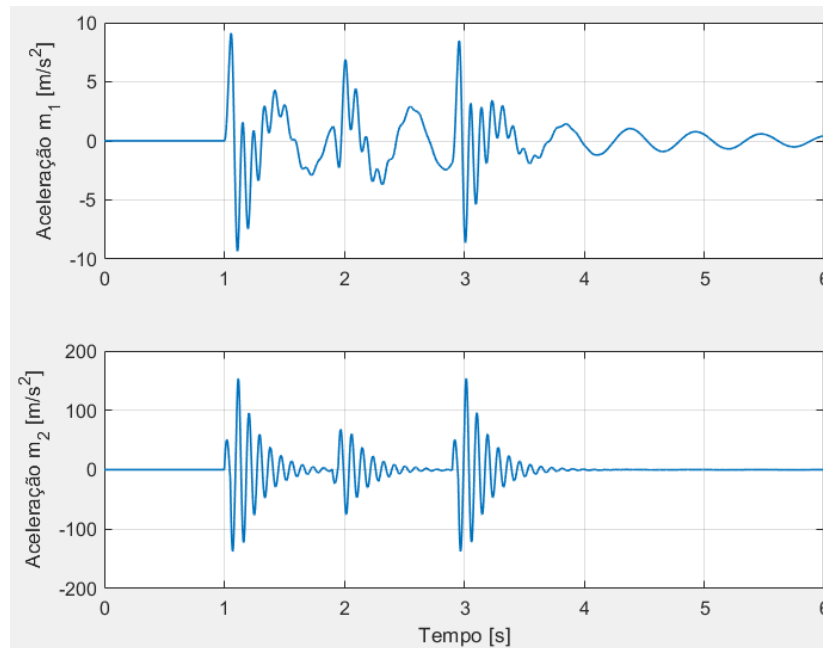


Figura 3.17 Acelerações da massa suspensa e massa não suspensa com controle passivo

A figura 3.17 mostra que a aceleração da massa m_2 atinge valores bem maiores que de m_1 , porém, retorna ao estado de equilíbrio mais rapidamente. m_1 no tempo de simulação, não retornou ao estado de equilíbrio, e possui aceleração próxima de 10 m/s^2 , que juntamente com o deslocamento próximo de 27mm , como mostrado na figura 3.13, pode vir a ser desconfortável aos passageiros.

3.4 Controle Semi-ativo

3.4.1 Controle Difuso

Será aplicado o controlador com lógica difusa, previamente apresentado na seção 2.9.1. Nesta mesma seção, é mostrado os passos necessários para implementação deste tipo de controlador, são eles:

1. Definição das variáveis de entrada e saída

Utilizamos como variáveis de entrada o deslocamento e a velocidade de m_1 , chamada também de massa suspensa. A variável de saída definida foi a corrente.

2. Caracterização do intervalo de valores variáveis de entrada e saída.

O intervalo das variáveis de entrada é normalizado, definido em $[-1, 1]$, já o intervalo de saída, possui limites em $[0, 1]$.

3. Definição do conjunto de funções de pertinência

As funções de pertinência foram definidas com ajuda do Simulink, todas são do tipo triangular. As funções de entrada possuem nove funções, a de saída possui sete. As figuras a seguir mostram como ficaram definidos as funções de pertinência.

As variáveis do sistema, tanto de entrada quanto de saída, receberam atribuições de rótulos, sendo eles mostrados na tabela abaixo:

Rótulo	Descrição
<i>INF-</i>	<i>Inferior Baixo</i>
<i>INF</i>	<i>Inferior Médio</i>
<i>INF+</i>	<i>Inferior Alto</i>
<i>MED</i>	<i>Médio</i>
<i>SUP-</i>	<i>Superior Baixo</i>
<i>SUP</i>	<i>Superior Médio</i>
<i>SUP+</i>	<i>Superior Alto</i>

Tabela 3-4 Rótulos das funções de pertinência

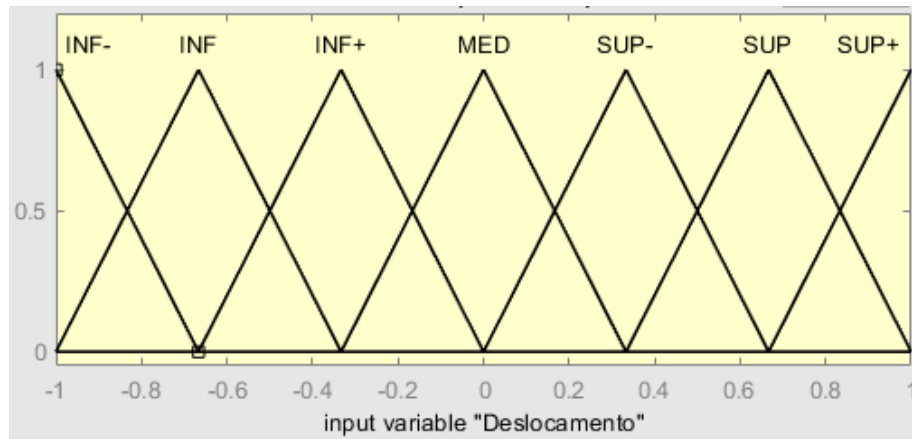


Figura 3.18 Universo de variação do deslocamento x_1

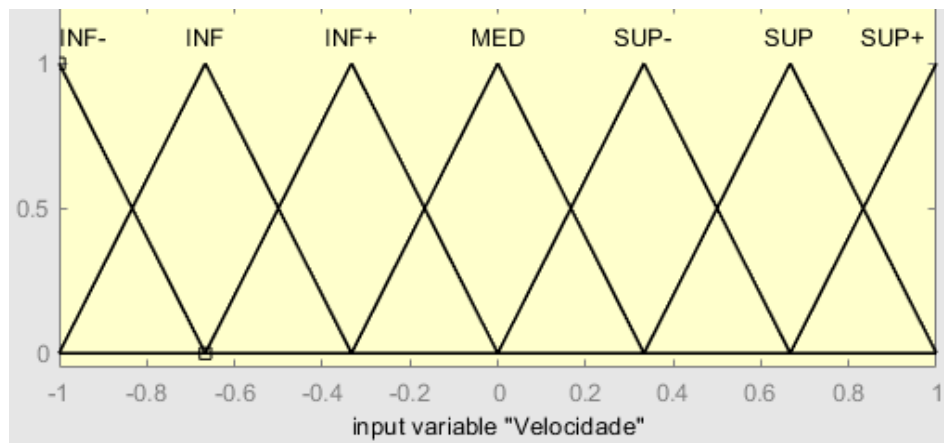


Figura 3.19 Universo de variação da velocidade x_1

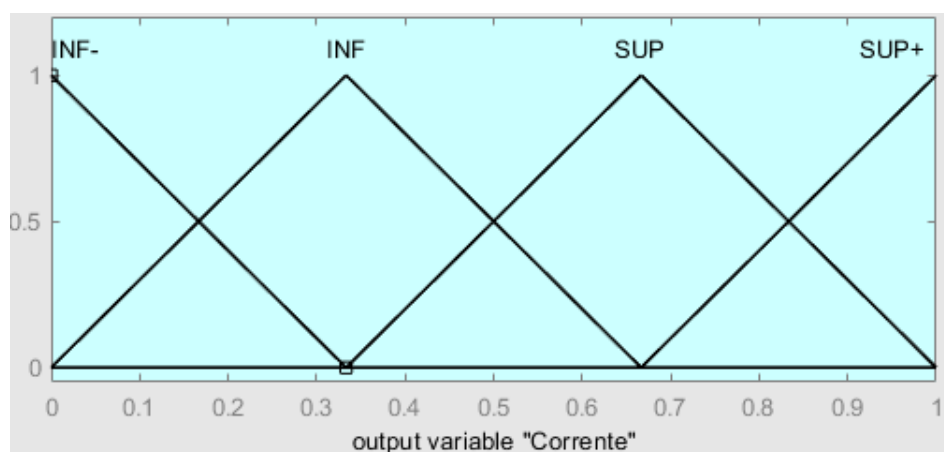


Figura 3.20 Universo de variação da corrente i

4. Definição da base de regras

A tabela 5-5 mostra as regras e como foram definidas. Em seguida, é mostrado a superfície que representa as regras do sistema de inferência. A relação entre as variáveis de entrada e saída são feitas por meio de operadores lógicos do tipo “se... então...”.

		Velocidade						
Deslocamento		INF-	INF	INF+	MED	SUP-	SUP	SUP+
	INF-	SUP+	SUP+	SUP	SUP	INF-	INF-	INF-
	INF	SUP+	SUP	SUP	SUP	INF-	INF-	INF-
	INF+	SUP	SUP	INF	INF-	INF-	INF-	INF-
	MED	SUP	SUP	INF	INF-	INF	SUP	SUP
	SUP-	INF-	INF-	INF-	INF-	INF	SUP	SUP
	SUP	INF-	INF-	INF-	SUP	SUP-	SUP	SUP+
	SUP+	INF-	INF-	INF-	SUP	SUP-	SUP+	SUP+

Tabela 3-5 Regras do sistema de inferência

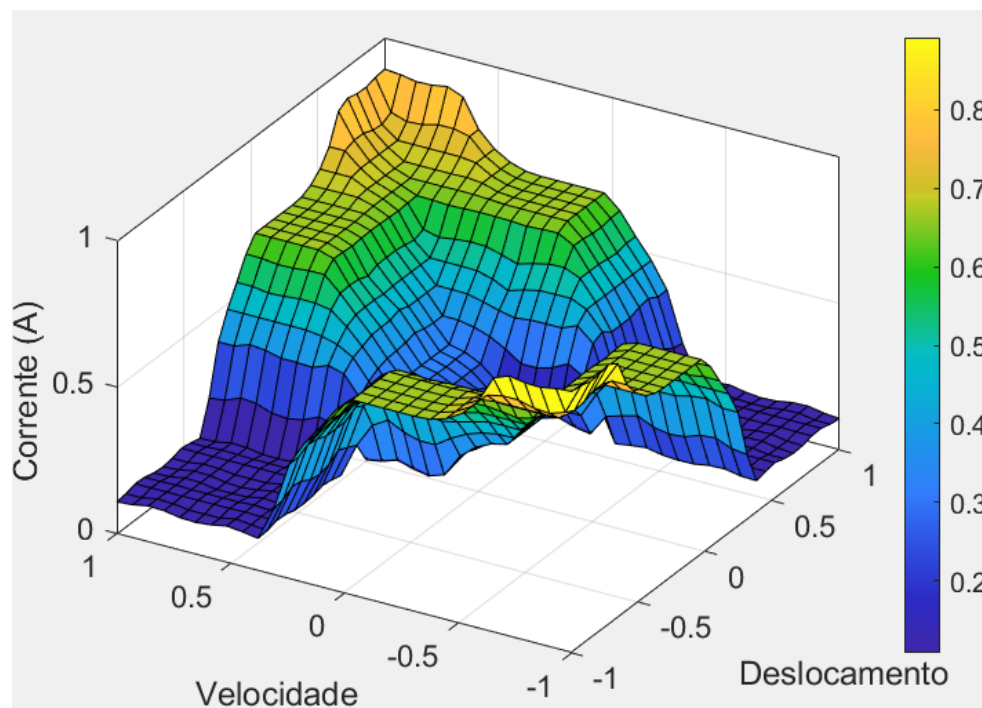


Figura 3.21 Superfície de controle difuso

5. Definição do mecanismo de inferência difusa

A interpretação das regras difusas será dada através do modelo clássico, também conhecido como Mamdani, já que requer menor esforço computacional. Estas implicações do tipo Mamdani utilizam o conectivo “E”. Como dito na seção 2.9.1, as regras são interpretadas de forma individual através da conjunção *mínimo* e faz-se o uso do operador *máximo* para fazer a união e obter uma função de pertinência para o conjunto difuso de saída. A defuzzificação é realizada através da estratégia de centro de área.

Concluídas as etapas para a criação do controle difuso, foi feita a montagem e simulação através do diagrama de blocos do sistema já com o novo controlador, representado pelo subsistema em azul ciano na figura 3.22. Onde a entrada 1 representa o deslocamento e a entrada 2 a velocidade.

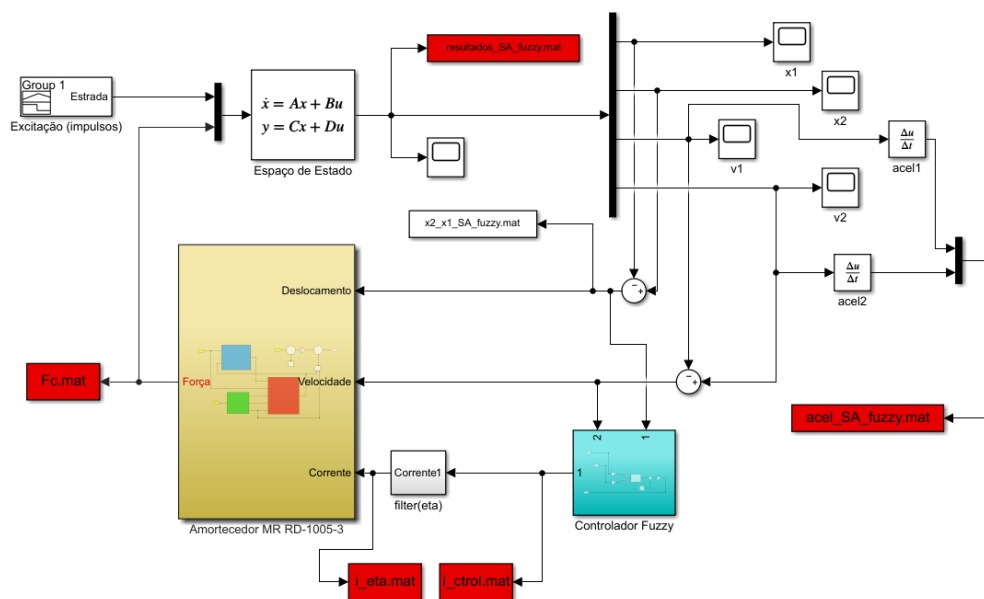


Figura 3.22 Diagrama de blocos do sistema de controle semiativo com controlador fuzzy

Com o diagrama de blocos da figura 3.22, é realizado a simulação, que através da figura 3.23, é verificado o comportamento da corrente ao longo do tempo simulado. Observa-se que o sinal da corrente é contínuo, diferente de sinais obtidos com controladores de dois estágios, o que

torna este controlador uma solução mais interessante, já que não haverá necessidade de instalação de um sistema limitador para ajustar a corrente de controle.

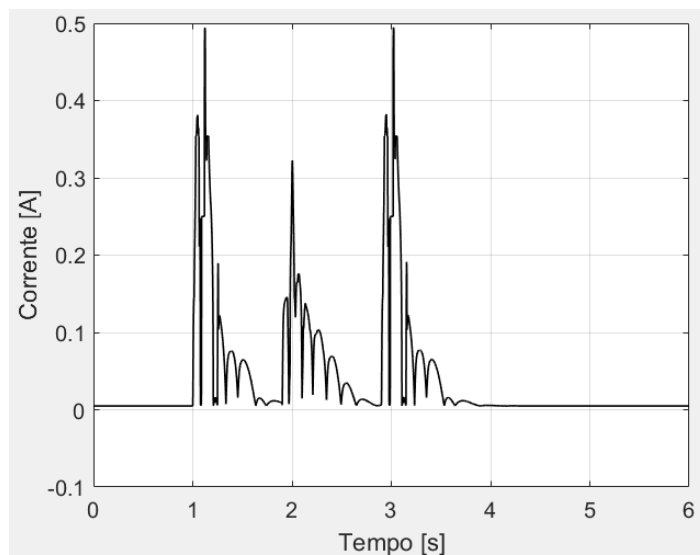


Figura 3.23 Corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR para o sistema de suspensão semiativo com controlador difuso

Quanto ao deslocamento, a figura 3.24 mostra valores próximos a 40mm para ambas as massas. Com valor máximo de 40.97mm para o deslocamento de m_1 e deslocamento de 41.11mm para a massa m_2 .

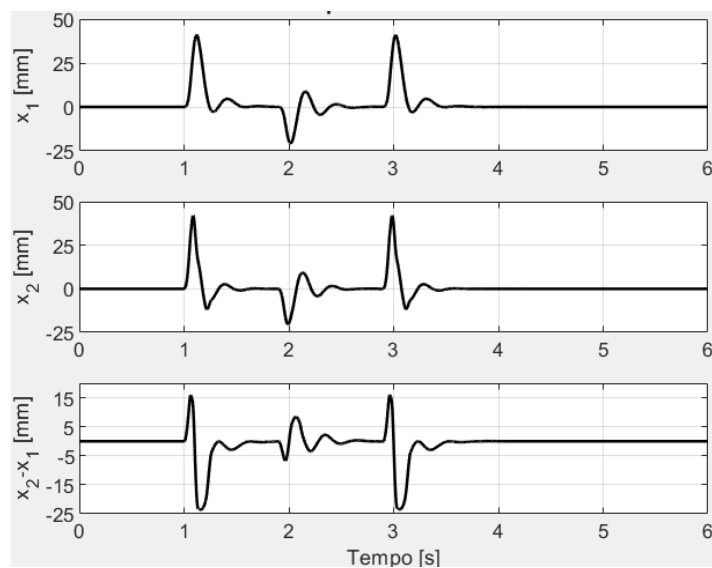


Figura 3.24 Respostas para o deslocamento das massas no sistema de controle semiativo com controlador difuso

A figura 3.25 apresenta os resultados para aceleração das massas m_1 e m_2 , respectivamente. Como esperado, m_1 apresenta aceleração inferior a m_2 . A aceleração máxima de m_1 é 16.85 m/s^2 , no instante 1.048 segundos, já m_2 possui aceleração máxima de 68.55 m/s^2 no instante 1.089 segundos.

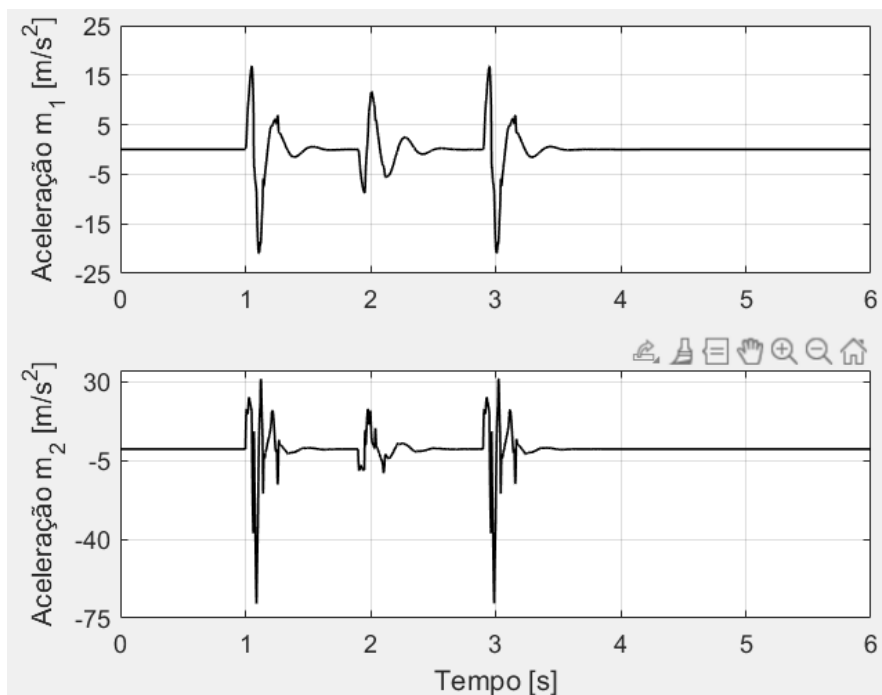


Figura 3.25 Resposta para a aceleração das massas para o sistema de controle semiativo com controlador difuso

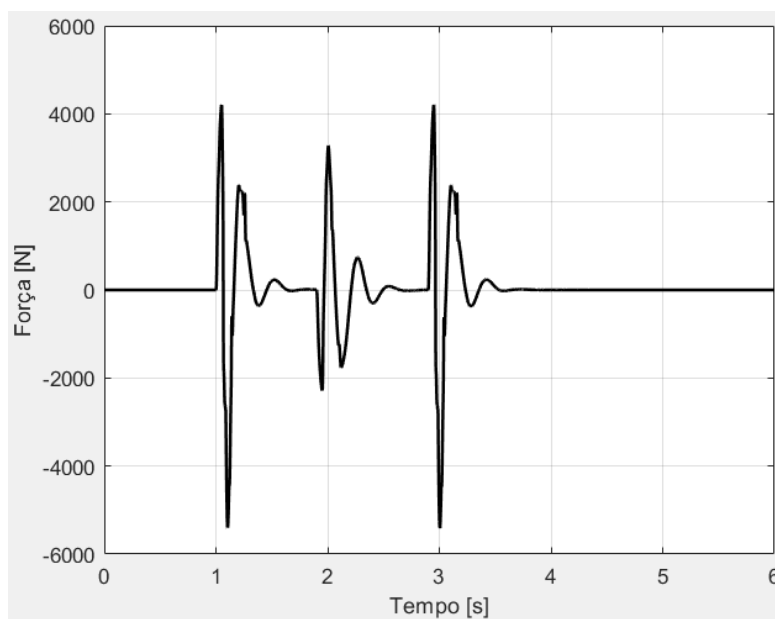


Figura 3.26 Força gerada pelo amortecedor MR no sistema de controle semiativo com controlador difuso

A figura 3.26 representa o gráfico da força gerada pelo amortecedor MR. No terceiro segundo de simulação, a força máxima chega em 5420 N. Força que cessa meio segundo depois, quando já não há mais excitações na pista.

3.4.2 Controle Ótimo

A lei de controle ótimo, também chamada de regulador linear quadrático(LQR), é obtida através do modelo matemático de ¼ de veículo. A lei de controle ótimo proposta é dada por:

$$F(t) = -Kx(t) \quad (3.31)$$

Este problema visa garantir a minimização de um funcional quadrático, que é descrito pela equação:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + F^T R F) dt \quad (3.32)$$

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

Para resolver o problema de controle, ou seja, determinar o ganho de realimentação do controlador ótimo K, as matrizes de Q e R, são:

$$Q = \begin{bmatrix} 0.5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.75 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.75 \end{bmatrix} \text{ e } R = 1 \times 10^{-8} \quad (3.33)$$

O ganho do controle é obtido por:

$$K = R^{-1} B^T P \quad (3.34)$$

Onde P , é a solução da equação reduzida de Ricati, que é dada por:

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (3.35)$$

Resolvendo (3.31) e substituindo em (3.27), temos o vetor ganho, descrito por:

$$K = [50 \quad -25317 \quad 3254 \quad -2138] \quad (3.36)$$

O controlador descrito pelas equações acima está presente nos blocos da parte inferior direita da figura abaixo. Neste controle, há um limitador de força, a fim de ajustar a força calculada através da simulação.

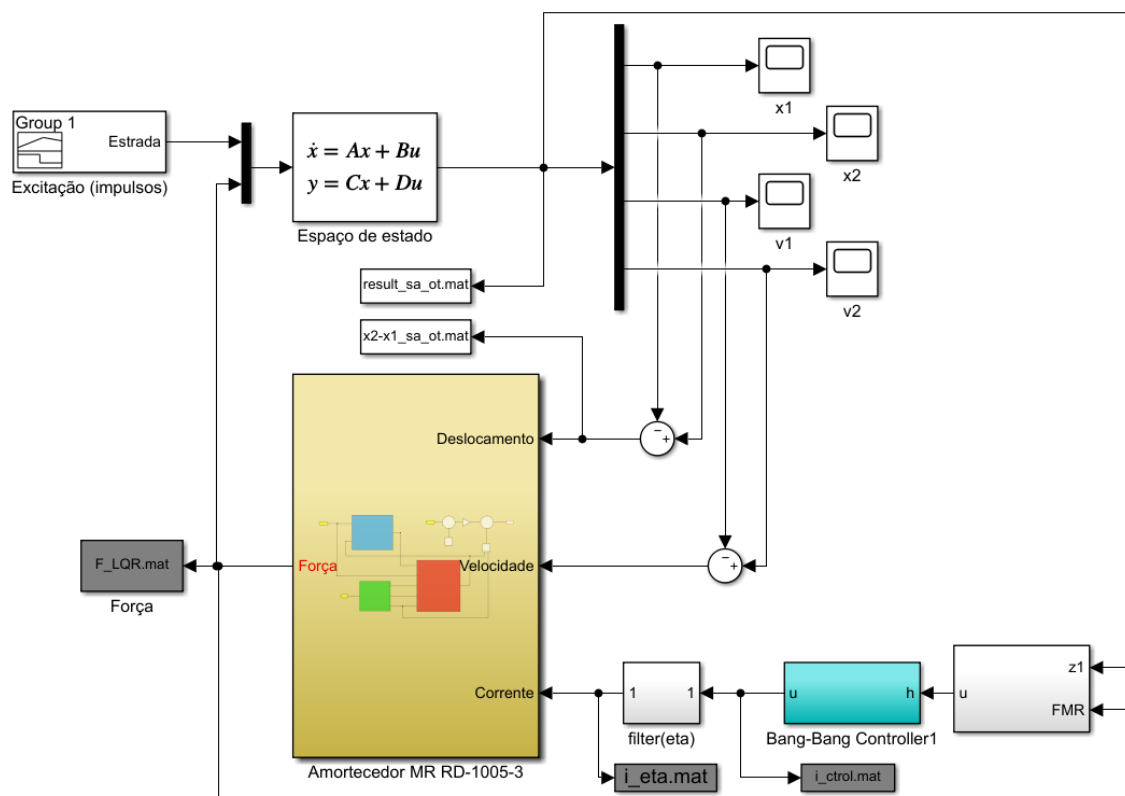


Figura 3.27 Diagrama de blocos do controle semiativo ótimo

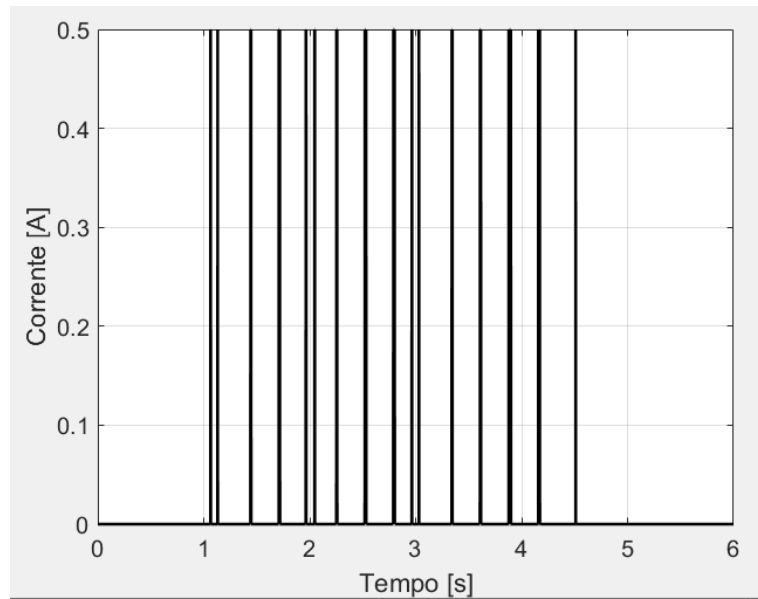


Figura 3.28 Corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR com o controlador SA ótimo

A figura 3.28 mostra o comportamento da corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR com o controlador ótimo semiativo, a corrente assume valores máximos e mínimos ao longo do tempo analisado. Em seguida, na figura 3.29, vemos as respostas transitórias do deslocamento das massas m_1 e m_2 e vemos também o deslocamento relativo entre elas.

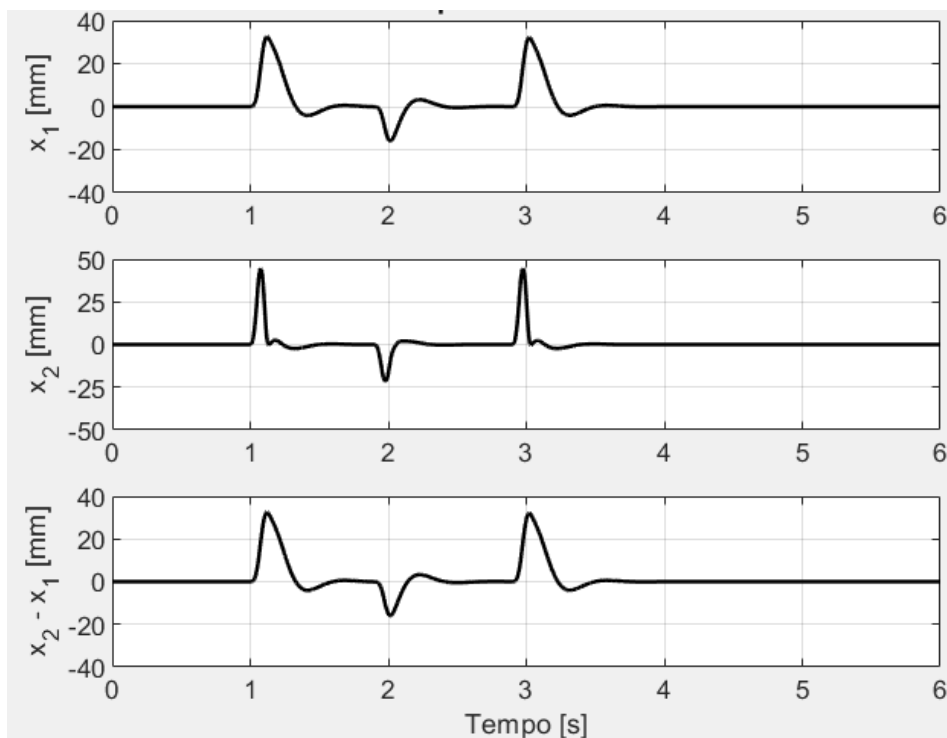


Figura 3.29 Respostas do sistema para os deslocamentos das massas no sistema de controle semiativo ótimo

De acordo com a figura 3.29, vemos que o deslocamento máximo de m_1 ficou na casa dos 32mm, já o deslocamento da massa não suspensa, ficou próximo de 44mm. Seguindo o padrão, o deslocamento de m_2 segue sendo maior que o deslocamento de m_1 . Diferente do que ocorria no sistema com controle passivo, os deslocamentos tendem a cessar antes do fim das simulações, o que mostra que retornam para o estado de equilíbrio antes dos seis segundos.

Em relação a aceleração, mostrada na figura 5.30, temos o valor máximo de aceleração de m_1 próximo a 15 m/s^2 . Para a aceleração de m_2 , o módulo máximo fica em 73 m/s^2 . O estado de equilíbrio é alcançado rapidamente após as excitações.

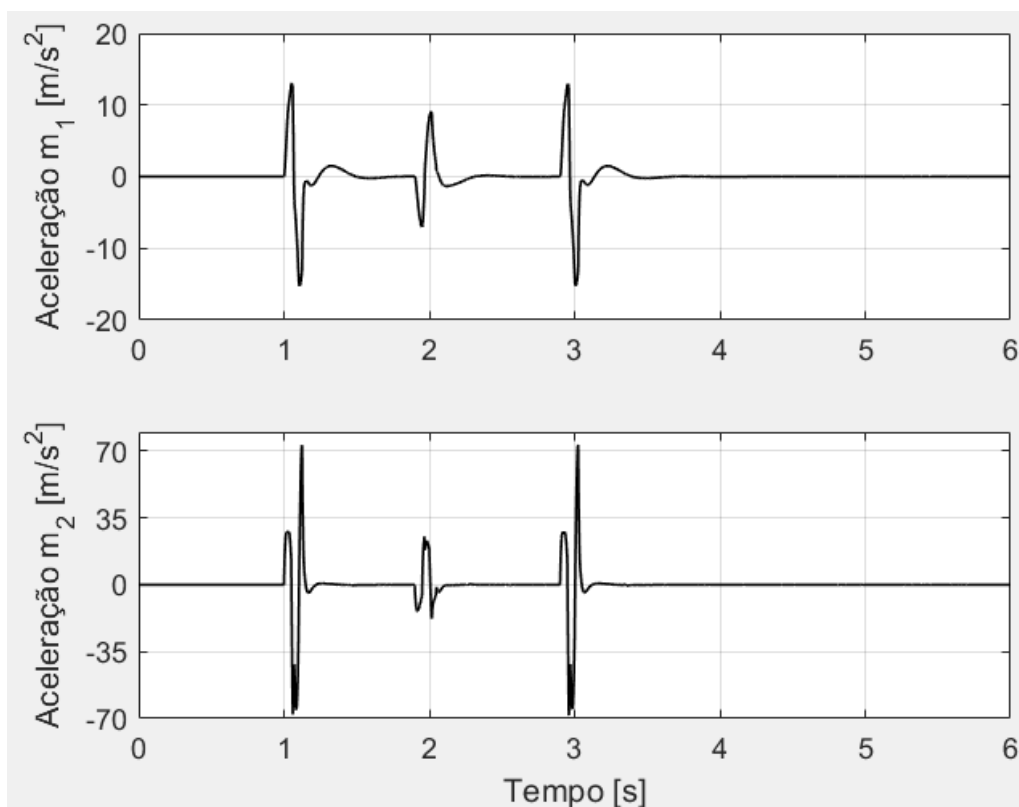


Figura 3.30 Resposta para as acelerações das massas para o sistema semiativo ótimo

Por fim, foi plotado também, o gráfico de força para identificar a força máxima feita pelo atuador com este tipo de controle. Analisando a figura 3.31, identificamos um valor máximo de 3260N. É observado que o amortecedor MR deixa de exercer força cerca de 1 segundo após a última excitação.

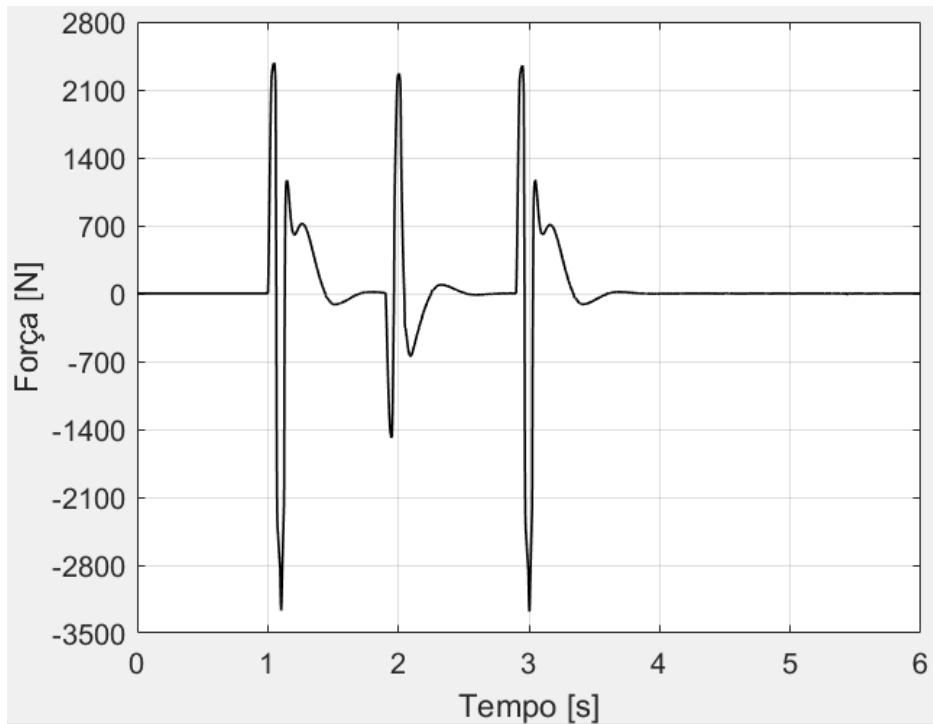


Figura 3.31 Força exercida pelo amortecedor MR com controlador semiativo ótimo

3.5 Controle Ativo

Foi realizado simulações de um controlador ativo genérico do tipo LQR, ou controlador linear quadrático. O controlador é representado pelo bloco de ganho na figura 3.32.

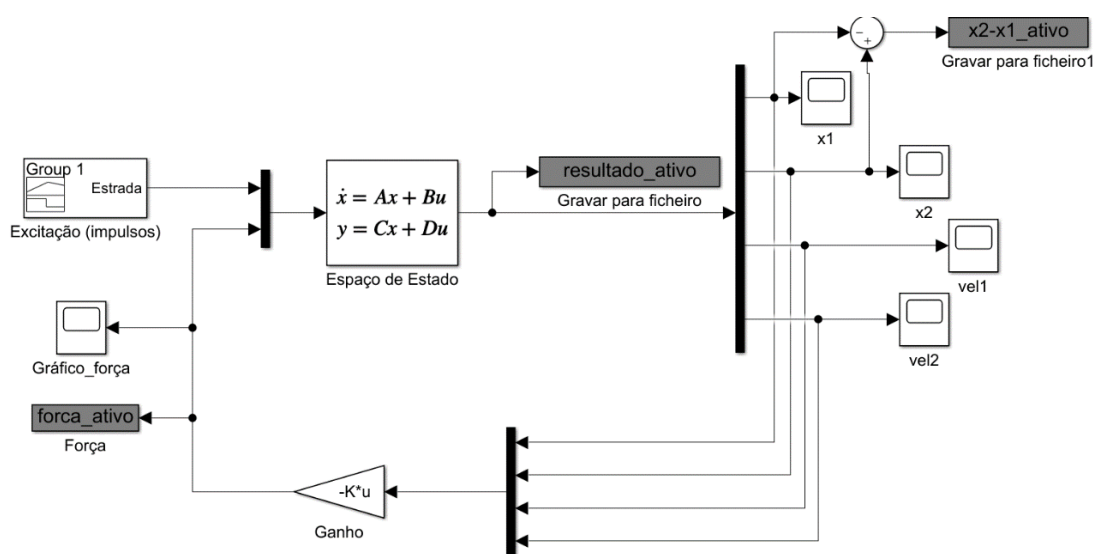


Figura 3.32 Diagrama de blocos do sistema com controlador ativo genérico

Seguindo o padrão, as respostas do sistema para os deslocamentos das massas m_1 e m_2 , representados por x_1 e x_2 , além do deslocamento relativo $x_2 - x_1$, estão apresentados na figura 3.33.

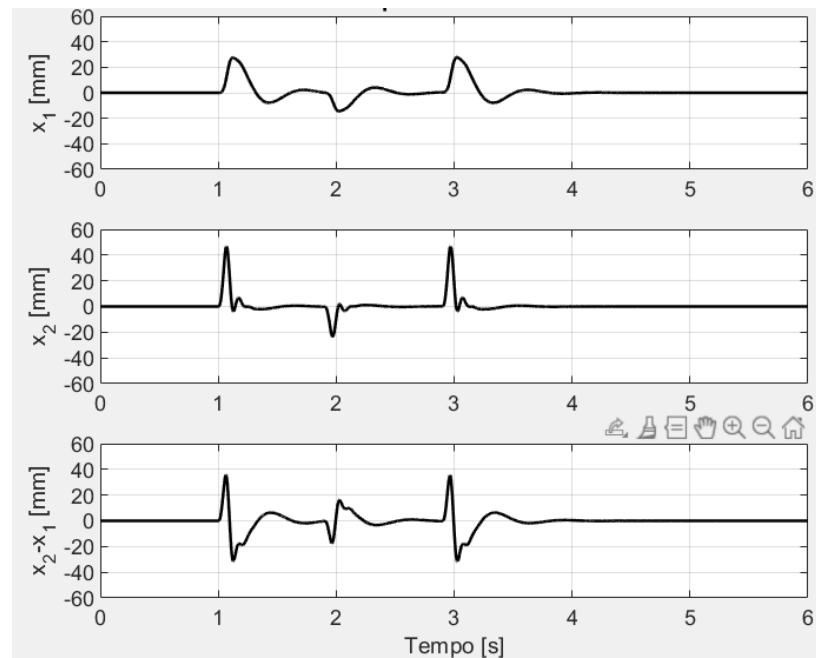


Figura 3.33 Resposta para os deslocamentos das massas e seu deslocamento relativo para controlador ativo

Os resultados mostraram um valor inferior ao valor obtido nas simulações para o controle passivo, o que já era de se esperar. O deslocamento máximo da massa suspensa, ficou próximo de 28mm, já a massa não suspensa, obteve deslocamento máximo de quase 46mm.

Outra observação importante que deve ser feita, é que ao analisar a figura 3.33, vemos que as massas retornam bem rapidamente ao seu estado de equilíbrio após a excitação. Comportamento o qual não ocorria para o controle passivo.

As acelerações das massas também foram plotadas para serem analisadas, estão exibidas na figura a seguir. Foram encontrados valores um pouco maior de 11m/s^2 para a massa m_1 e valores próximos a 85m/s^2 para a massa m_2 . Nota-se um padrão, visto que as acelerações de m_2 possuem valores bem superiores comparados as acelerações de m_1 , tanto para controle ativo, quanto para o controle passivo.

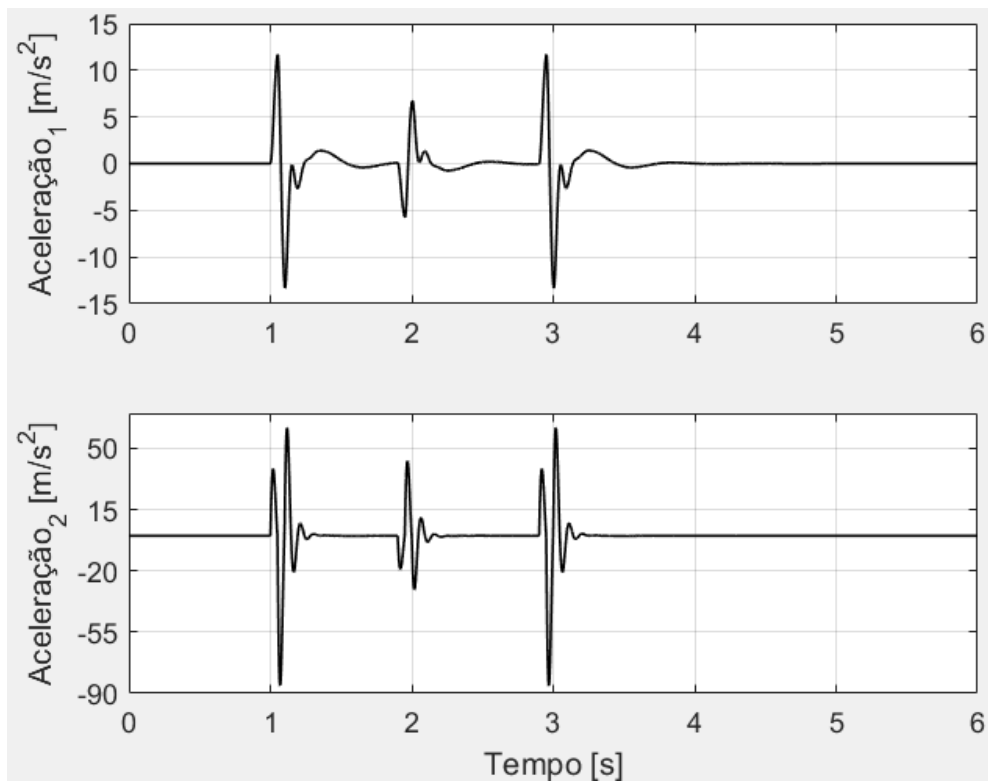


Figura 3.34 Resposta para a aceleração das massas para o sistema com controle ativo

A figura 3.25 mostra a força que o atuador faz ao longo do tempo. Nota-se um valor de pico de quase 2800 N no tempo de três segundos, onde temos os maiores valores de aceleração e deslocamento.

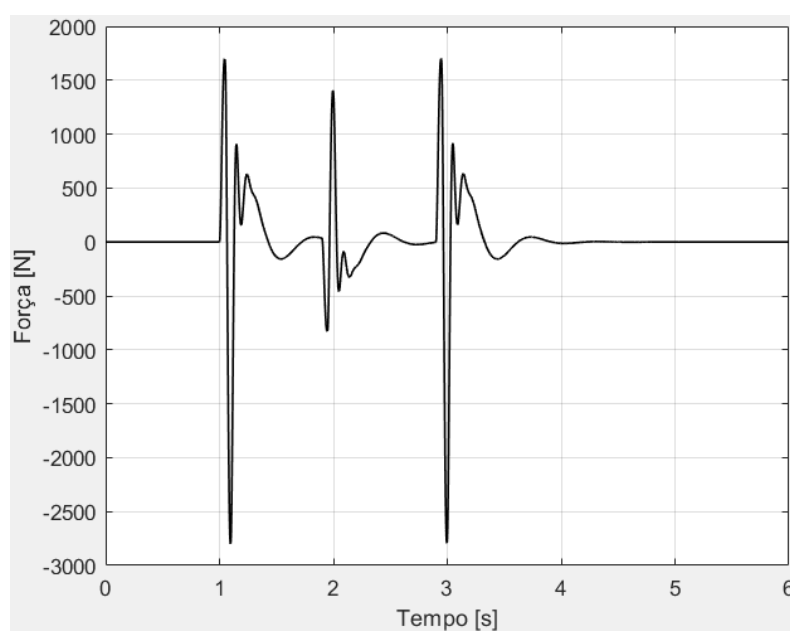


Figura 3.35 Força exercida pelo atuador no sistema de controle ativo

4. Análise dos Resultados

Primeiramente serão efetuadas comparações entre os tipos de controle semiativo difuso e semiativo ótimo. Posteriormente a comparação abrangerá todas as simulações apresentadas no capítulo 5, ou seja, controle passivo, ativo e ambos os semiativos.

Para realizar a comparação dos sistemas de controle semiativos, a figura 4.1 mostra o deslocamento das massas suspensa e não suspensa com controle difuso e controle ótimo, já a figura 4.2 exibe a aceleração destes modelos.

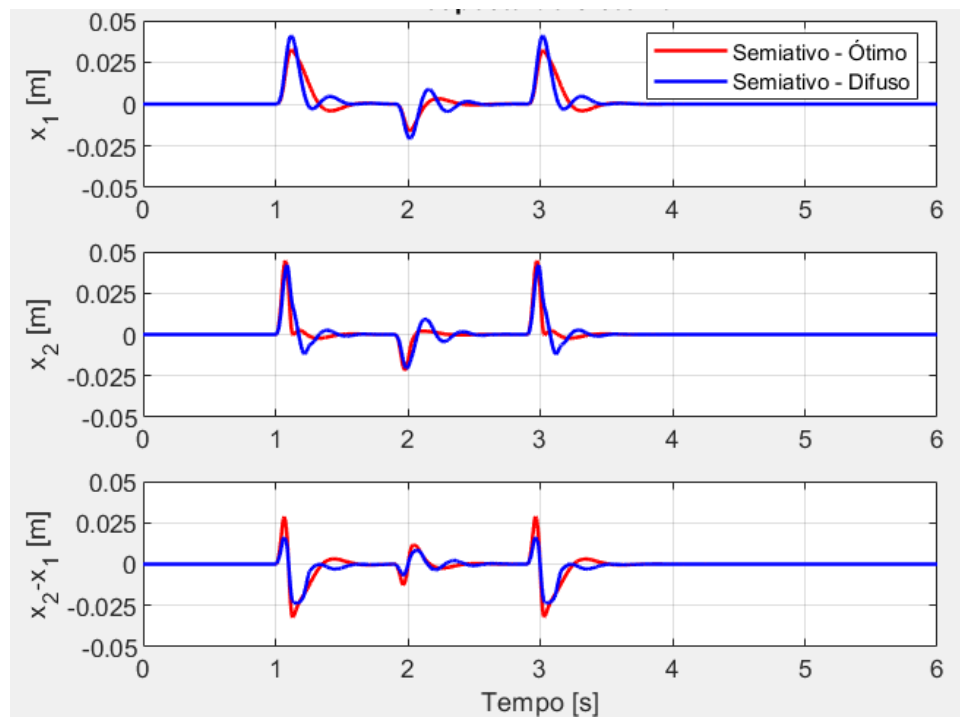


Figura 4.1 Comparativo dos deslocamentos dos sistemas de controle semiativo

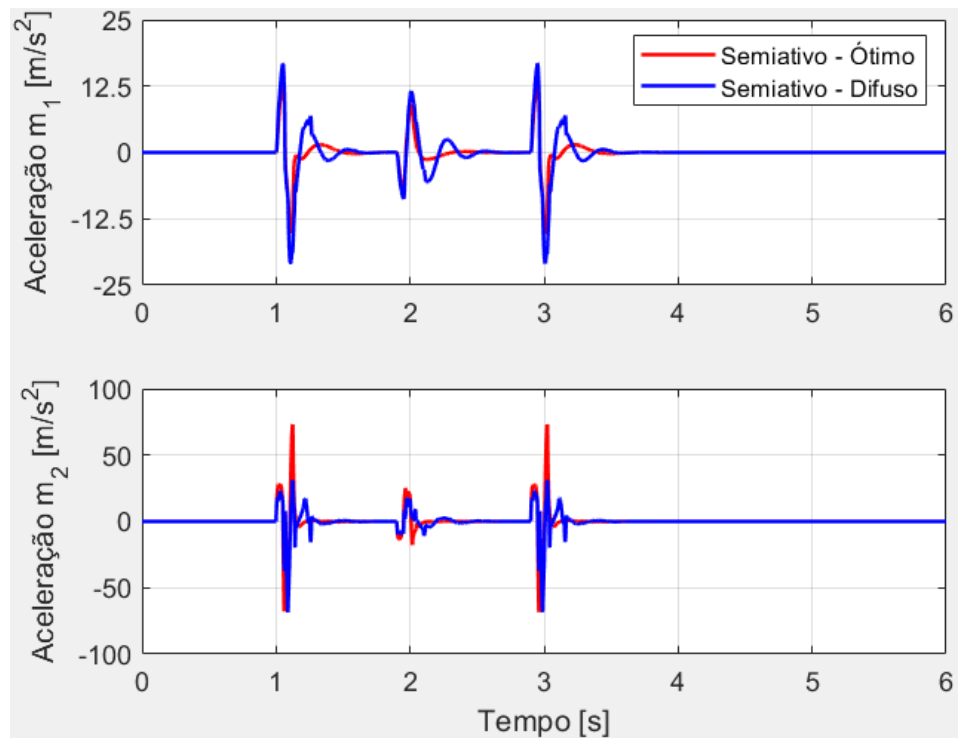


Figura 4.2 Comparativo das acelerações dos sistemas de controle semiativo

Observa-se um comportamento das curvas muito semelhante, assim como suas amplitudes. Para os deslocamentos, os máximos e mínimos são bem próximos uns dos outros, tanto para m_1 quanto para m_2 , sendo o deslocamento de m_1 um pouco superior para o controle difuso, para o deslocamento de m_2 , os valores são quase iguais.

Para a aceleração, temos uma mudança para m_2 , onde a aceleração do sistema de controle ótimo possui valores mais elevados do que o sistema de controle difuso. Em relação a aceleração de m_1 , observamos valores bem próximos, com pequena diferença nas curvas.

Os próximos resultados analisados serão dos quatro tipos de controle simulados neste trabalho. Continuará sendo comparado os deslocamentos das massas, bem como o deslocamento relativo entre elas, além das acelerações e força aplicada no amortecedor MR.

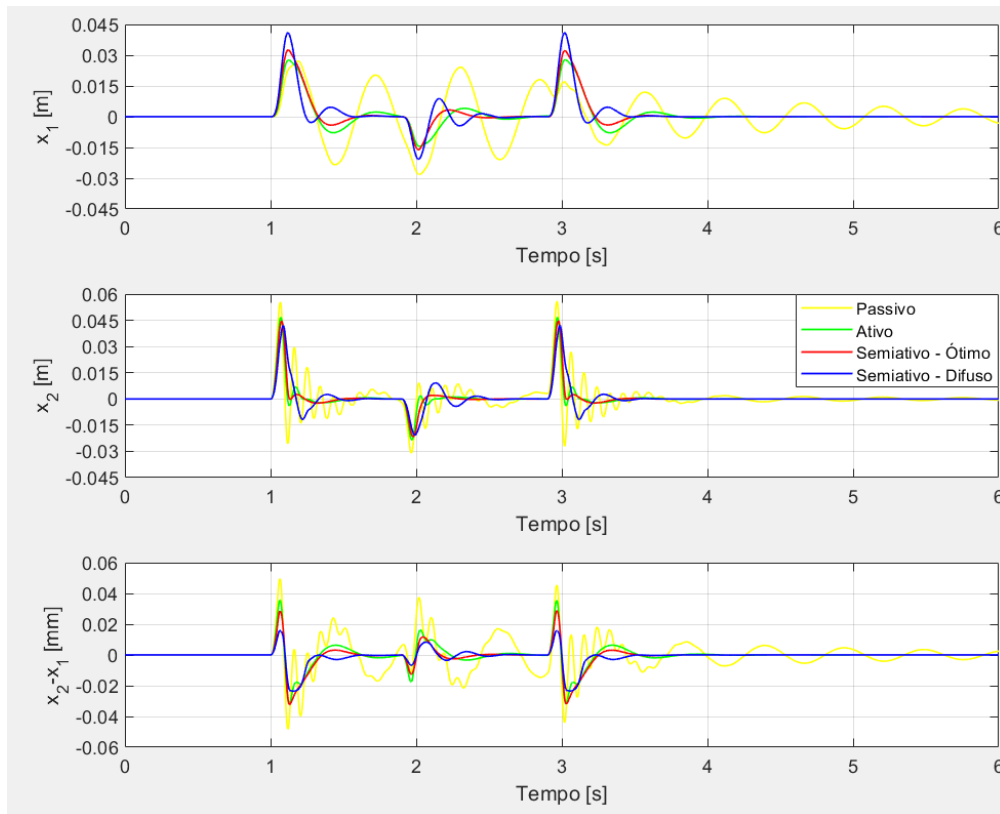


Figura 4.3 Comparativo dos deslocamentos das massas para todos os tipos de sistema de controle

figura 4.3 é visto um deslocamento maior da massa m_1 , mas, por maior que seja a amplitude de deslocamento, logo tende ao equilíbrio, comportamento que não é visto para o sistema de controle passivo, onde nota-se uma grande instabilidade, já que a curva em amarelo não estabilizou ao longo de todo o tempo de simulação. Para o deslocamento da massa m_2 , nota-se que os maiores valores e maior instabilidade estão presentes para o sistema de controle passivo, sendo que os outros três sistemas de controle possuem valores de pico próximos uns aos outros.

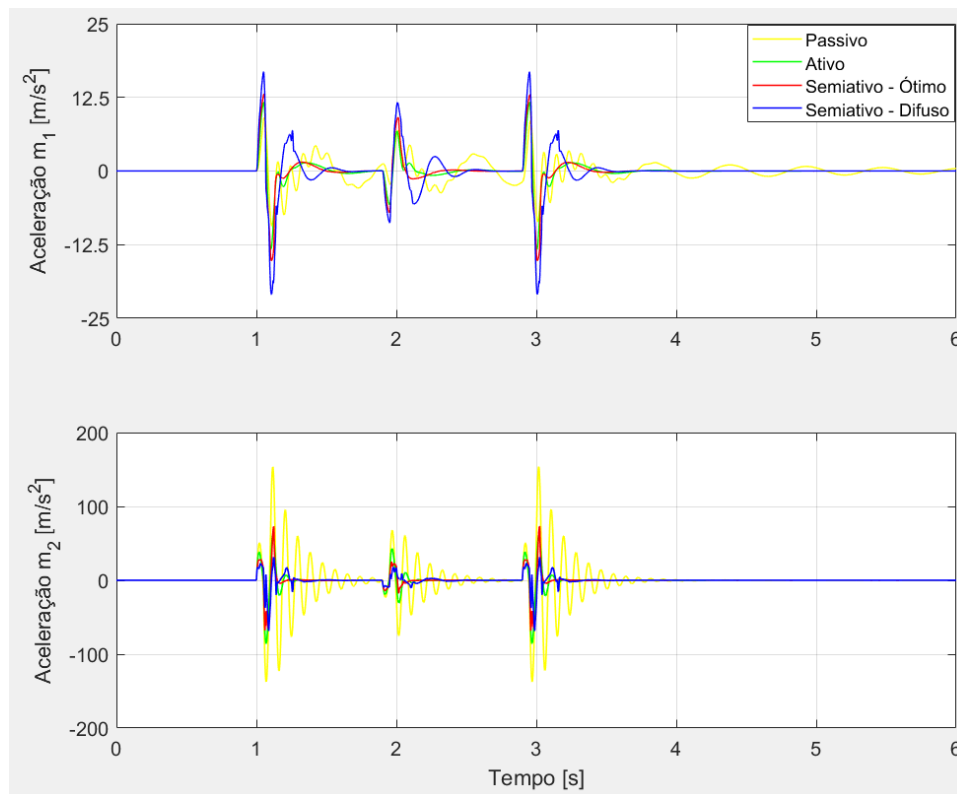


Figura 4.4 Comparativo da aceleração das massas para todos os tipos de sistema de controle

Além de maior deslocamento de m_1 , o sistema de controle semiativo com controlador difuso também possui maior aceleração. Em síntese, a aceleração vista na figura 4.4 reflete o comportamento do deslocamento. Vemos que para m_2 a aceleração do sistema de controle passivo é bem maior que as demais, com enorme instabilidade e tendendo ao equilíbrio posteriormente aos outros sistemas de controle, como esperado.

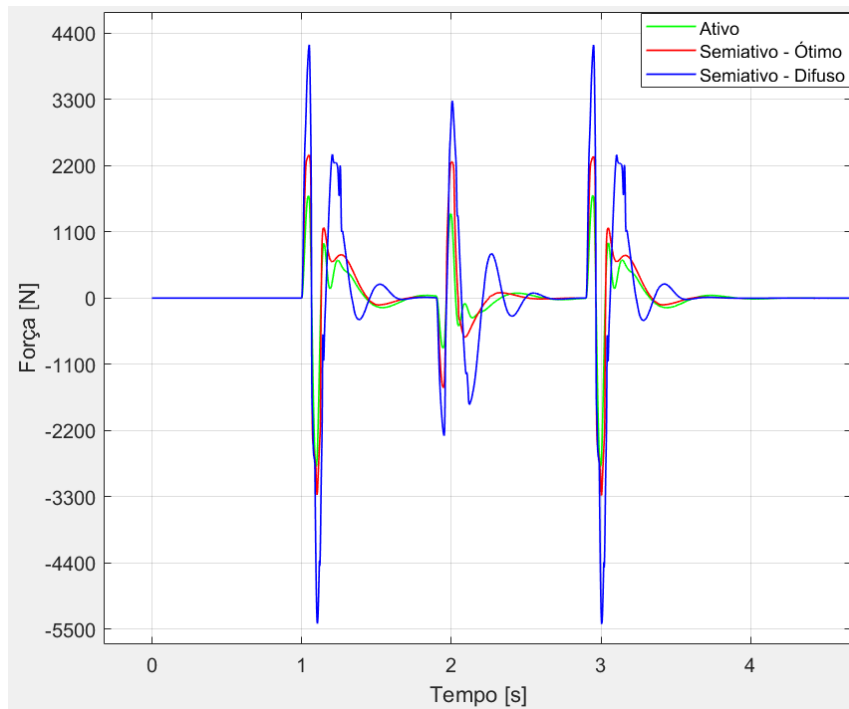


Figura 4.5 Comparativo entre as forças aplicadas ao amortecedor MR

O sistema de controle passivo não possui amortecedor MR, logo não aparece no comparativo entre as forças geradas. Como foi visto que o sistema de controle semiativo com controlador difuso tem maiores deslocamentos, esperava-se maior força gerada, o que de fato ocorre, como ficou evidenciado na figura 4.5. O sistema de controle semiativo ótimo possui resultados próximos ao ativo, que acaba sendo, em termos de desempenho, a melhor opção.

Além de desempenho, a suspensão também tem de garantir bom conforto aos passageiros, e, para realizar uma análise de forma mais objetiva do conforto do veículo, indica-se realizar uma análise através do Root Mean Square, ou RMS. O RMS verificará o valor eficaz para a aceleração que os ocupantes serão sujeitos. A análise é simples e direta, o valor RMS é inversamente proporcional ao conforto, ou seja, quanto menor o RMS, maior será a sensação de conforto dos passageiros.

Valores RMS para m_1		
Sistema de Controle	Deslocamento	Aceleração
<i>Passivo</i>	<i>0.0104</i>	<i>1,9518</i>
<i>Ativo</i>	<i>0.0064</i>	<i>1,9767</i>
<i>Semiativo Ótimo</i>	<i>0.0067</i>	<i>2,3123</i>
<i>Semiativo Difuso</i>	<i>0.0091</i>	<i>4,2012</i>
Valores RMS para m_2		
Sistema de Controle	Deslocamento	Aceleração
<i>Passivo</i>	<i>0.0081</i>	<i>26,4844</i>
<i>Ativo</i>	<i>0.0059</i>	<i>10,5929</i>
<i>Semiativo Ótimo</i>	<i>0.0059</i>	<i>9,3084</i>
<i>Semiativo Difuso</i>	<i>0.0079</i>	<i>7,6072</i>

Tabela 4-1 Valores RMS para deslocamento e aceleração das massas

De acordo com os comparativos realizados e com a tabela 4-1, dos sistemas de controle simulados, os melhores resultados são para o sistema de controle ativo já que possui menores valores RMS para deslocamento e aceleração de m_1 e bom resultado para valores RMS de m_2 . Vale ressaltar que os valores para o sistema de controle semiativo com controlador ótimo também foram satisfatórios, já que tem valores próximos aos obtidos com o sistema ativo.

5. Conclusões

Foi possível atingir todos os objetivos previstos para este trabalho. Verificou-se a grande dificuldade do controle de sistemas de suspensão semiativos, já que seu atuador e amortecedor com fluido MR possuem comportamento altamente não linear.

Foi observado que a variação da massa da roda do veículo não tem grande influência nos resultados do sistema, alterando pouco o seu comportamento. O mesmo não pode ser afirmado para as massas do veículo e coeficiente de rigidez da mola da suspensão, já que ambos exerceram grande influência no comportamento do sistema.

As diversas simulações realizadas possibilitaram perceber que de fato os sistemas de controle ativos e semiativos podem proporcionar melhor conforto se comparado ao sistema de controle passivo. Verificou-se também que em determinadas situações é possível um sistema de controle semiativo alcançar resultados semelhantes ao controle ativo.

Foram simulados dois sistemas semiativos diferentes, onde percebeu-se que o controlador ótimo apresentou melhores resultados, mas, por ter o sinal de controle em dois estágios e a necessidade de medir a força do amortecedor, pode não ser a solução mais interessante, visto que o controle difuso é de fácil implementação e possui sinal de controle contínuo.

Sistemas de controle ativos são caros e complexos, o que dificulta sua implementação em veículos convencionais, sendo assim, vimos que os sistemas semiativos aparecem como possibilidade, já que com o aperfeiçoamento da tecnologia, sistemas semiativos podem facilmente substituir os sistemas de controle passivo, visto que absorvem melhor as excitações da pista e as atenuam rapidamente.

Foi estabelecido conceitos fundamentais para o estudo e implementação de suspensões semiativas, além de ter sido apresentado métodos e modelos de controle de amortecedores

MR. Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se a utilização dos outros modelos para simulação de veículo (meio veículo ou veículo completo), além da avaliação experimental da estratégia de controle adotada nas simulações, pode também ser feita a avaliação de outros controladores difusos com diferentes construções e análise de outras formas de controle para fins de comparação.

Bibliografia

BARG, Eduardo Klaus. **Prototipo de um controlador de temperatura baseado em lógica fuzzy utilizando um microcontrolador**. 2002. 64 p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Ciências da Computação) - Universidade Regional de Blumenau, Blumenau, 2002.

CARNEIRO, Rúbia Borges. **Controle semi-activo de vibrações em estruturas utilizando amortecedor magnetorreológico**. 2009. 154 p. Tese (Doutorado em estruturas e construção civil) - Universidade de Brasília, Brasília, 2009.

DUTRA, Stefany Patricia. **Controle H-infinito de sistemas de suspensão ativa veicular**. 2016. 87 p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) - Universidade Federal de Santa Catarina. Centro Tecnológico de Joinville, Joinville, 2016.

DYKE, Shirley Jane; A.A.E, B.S. **Acceleration feedback control strategies for active and semi-active control systems: modeling, algorithm development, and experimental verification**. 1996. 274 p. Dissertation (Doctor of Civil Engineering) - University of Notre Dame, Notre Dame, 1996.

ECKERT, Paulo Roberto. **Estudo e desenvolvimento de um atuador linear para suspensão eletromagnética ativa**. 2012. 144 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

FEITOSA, Luiz Claudio Sales. **Controle por impacto de vibrações estruturais excitadas por carregamentos não-ideais**. 2006. 119 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) - Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2006.

GONÇALVES, Maria Aline. **Controle SDRE aplicado em suspensão veicular com amortecedor magneto-reológico**. 2017. 138 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - UTFPR, Ponta Grossa, 2017.

GUGLIELMINO, Emanuele *et al.* Semi-active suspension control: Improved vehicle ride and road friendliness. **Noise Control Engineering Journal**, London, ed. 57(2), p. 155, March-April 2009.

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 1. ed. Australia: Springer, 2009. 1015 p. ISBN 978-0-3877-4243-4.

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 2. ed. Australia: Springer, 2014. 1074 p. ISBN 978-1-4614-8543-8.

LI, T. H. S.; CHANG, S. J.; CHEN, Y. X. **Implementation of human-like driving skills by autonomous fuzzy behavior control on an FPGA-based car-like mobile robot**. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v. 50, n. 5, p. 867–880, 2003.

LIMA, Alexandre Silva. **Identificação experimental de um sistema magneto-reológico**. 2011. 120 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.

LOPES, Luis Gustavo Cavalcanti de Oliveira. **Controle a estrutura variável aplicado a um atuador hidráulico**. 1997. 109 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.

MRAD, Luis Felipe. **Modelo computacional half-car para estudos de resposta vibracional e do conforto de veículos de passeio considerando o banco e o motorista**. 2019. 193 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018.

OLIVEIRA, Kellie Fonseca. **Controlo semi-ativo da suspensão de um veículo automóvel**. 2015. 106 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) - Instituto Politécnico de Bragança, Bragança

PASCHOAL, Eduardo Fontes. **Controle semi-ativo de vibrações usando lógica nebulosa e fluido magnetoreológico**. 2011. 117 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2011.

PASCOAL, Arlindo dos Santos Machado. **Prototipagem e análise do conforto na condução de uma bicicleta equipada com um amortecedor Magneto-Reológico**. 2016. 131 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) - Instituto Politécnico de Bragança, Bragança, 2016.

SILVA, Rodrigo do Nascimento. **Projeto de um dispositivo para controle de amortecedores magneto-reológicos usando recursos da lógica nebulosa**. 2014. 128 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - UTFPR, Ponta Grossa, 2014.

SOUZA, André Ferraz. **Modelagem, simulação e análise de desempenho do controle fuzzy para uma suspensão veicular ativa**. 2017. 64 p. Dissertação (Bacharelado em Engenharia Eletrônica) - UTFPR, Ponta Grossa, 2017.

SPENCER, B. F.; DYKE, S. J.; SAIN, M. K.; CARLSON, J. D. Phenomenological Model for Magnetorheological Dampers. **Journal of Engineering Mechanics**, v. 123, n. 3, p. 230-238,1997.

STUTZ, Leonardo Tavares. **Síntese e análise de uma suspensão semi-ativa magneto reológica baseada na abordagem de controle com estrutura variável**. 2005. 181 p. Tese (Doutorado em ciências em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2005.

TANAKA, Marcelo Costa. **Controle inteligente de vibrações utilizando amortecedor magneto reológico**. 2017. 133 p. Tese (Doutorado em ciências em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2017.

TORRES, Tiago Rodrigues. **Controle preditivo aplicado a um modelo não linear de suspensão automotiva semiativa com amortecedor magneto-reológico**. 2016. 201 p. Dissertação (Mestrado em Mecatrônica) - Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2016.

TUSSET, Ângelo Marcelo. **Controle ótimo aplicado em modelo de suspensão veicular não-linear controlada através de amortecedor magneto-reológico**. 2008. 174 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Salvador, 2008.