

Controlo semi-ativo da suspensão de um veículo automóvel

Kellie Fonseca Oliveira

Relatório Final de Dissertação apresentado à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

para obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Industrial – Ramo da Engenharia Mecânica

Bragança
Outubro 2015

Controlo semi-ativo da suspensão de um veículo automóvel

Kellie Fonseca Oliveira

Relatório Final de Dissertação apresentado à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

para obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Industrial – Ramo da Engenharia Mecânica

Orientadores:

Manuel Teixeira Braz César
António Miguel Verdelho Paula

Bragança
Outubro 2015

Aos meus queridos pais e a minha irmã.

Agradecimentos

Este espaço destina-se a agradecer a todas as pessoas que permitiram, de uma forma ou de outra, a realização deste trabalho.

Aos meus orientadores, ao professor Miguel Paula, pela disponibilidade e ajuda e ao professor Manuel Braz César pela imensa ajuda que me prestou no decorrer do trabalho, pela dedicação infindável e pelo apoio nas situações necessárias.

Aos meus grandes amigos, Hugo Ramos, Jorge André, Inês Marques, Bárbara Meireles, Cecília Pires, Mariza Espadanedo, Cláudio Junior, por todo o apoio, incentivo e amizade que me deram nos momentos mais complicados.

Ao Bruno Rua, que tenho como um irmão e que sempre se mostrou disponível para me ajudar e que perdeu algum do seu tempo para tal.

À minha adorada irmã, Helena Oliveira, que mesmo longe sempre se manteve presente, sempre pronta a ajudar-me e a apoiar-me em tudo.

E claro, às pessoas mais importantes neste mundo, que sempre fizeram os possíveis e impossíveis para me ajudarem, que sempre tentaram compreender-me, mesmo no que lhes era mais difícil de entender e sem as quais não chegaria onde cheguei, os meus pais, Celestino Oliveira e Mirtes Oliveira.

A todos os meus amigos que embora não referidos, não foram esquecidos.

Obrigada a todos!

Resumo

Os sistemas passivos representam a solução convencional para o controlo de vibrações em suspensões de veículos. Embora este sistema seja uma tecnologia comprovadamente fiável e económica, os seus parâmetros não podem ser modificados em função das condições do piso. Os sistemas ativos permitem um controlo contínuo do movimento da suspensão exigindo, no entanto, um atuador complexo que normalmente consome uma elevada quantidade de energia. Os sistemas semi-ativos baseiam-se na modificação do amortecimento da suspensão e constituem uma tecnologia recente com elevado potencial no controlo de vibrações. Esta característica permite obter a adaptabilidade dos sistemas ativos mas com um menor consumo de energia, constituindo uma opção fiável, eficiente e económica para o controlo de vibrações em suspensões de veículos pelo qual têm vindo a ser objeto de uma forte investigação e desenvolvimento. O trabalho elaborado nesta dissertação pretende avaliar o desempenho e a eficiência de um sistema de suspensão com controlo semi-ativo utilizando um amortecedor magneto-reológico na redução da resposta de um veículo e o consequente aumento do conforto dos passageiros comparativamente a um sistema passivo. A análise é feita através de simulações numéricas em ambiente Matlab/Simulink considerando o modelo de suspensão de $\frac{1}{4}$ de veículo com dois graus de liberdade para um sistema passivo e um sistema semi-ativo com um controlador ótimo e um controlador difuso. Neste estudo foi imposta uma excitação do tipo impulsiva de forma a avaliar o desempenho de cada controlador. Os resultados das simulações mostraram que o sistema de suspensão semi-ativo permite obter uma maior redução da resposta comparativamente ao sistema de controlo passivo.

Palavras-chave: Amortecedor MR; Controlo semi-ativo de vibrações; Controlo Ótimo; Controlo Difuso.

Abstract

Passive systems represent the conventional solution for vibration control of vehicle suspensions. Although this system is a proven, reliable and economic technology, their parameters cannot be modified according with the road conditions. Active systems allow a continuous control of the suspension motion but require a complex and energy demanding actuator. Semi-active systems constitute a recent technology based on the modification of the suspension damping that has a high potential for vibration control applications. These systems present the adaptability of active systems but with lower energy consumption, which constitute a reliable, economic and efficient option for vibration control of vehicle suspension systems that has stimulated research and development in this field. This dissertation intends to assess the performance and efficiency of a semi-active controlled suspension system using a magneto-rheological damper in reducing the response of a vehicle suspension and consequently increase ride comfort and road handling compared with a passive control system. The analysis was carried out with a set of numerical simulations in Matlab/Simulink using a $\frac{1}{4}$ vehicle suspension model with two degrees of freedom for a passive system and a semi-active system based on an optimal controller and also a fuzzy controller. An impulsive excitation was imposed in order to evaluate the performance of each controller. The results of the numerical simulations revealed that the semi-active suspension system allows for a greater response reduction compared to passive control system.

Keywords: MR damper; Semi-active vibration control; Optimal control; Fuzzy control.

Índice

Índice de figuras	V
Índice de tabelas	IX
Lista de símbolos.....	XI
1. Introdução.....	1
1.1. Objetivos.....	3
1.2. Descrição da dissertação.....	3
2. Revisão bibliográfica.....	5
2.1. Sistemas de suspensão automóvel	5
2.2. Tipos de suspensão existentes	6
2.3. Sistemas de controlo passivo.....	9
2.4. Sistemas de controlo ativo.....	10
2.5. Sistemas de controlo semi-ativo	11
2.6. Sistema de suspensão semi-ativa.....	12
2.7. Fluido Magneto-reológico	13
2.7.1. Princípio de funcionamento	15
2.7.2. Modos de funcionamento	17
2.7.3. Composição.....	20
3. Amortecedores Magneto-reológicos	21
3.1. Funcionamento	21
3.2. Geometria	22
3.3. Aplicações	23
3.4. Modelos numéricos do amortecedor MR	29
3.4.1. Modelo de Bingham.....	29

3.4.2.	Modelo modificado de Bingham.....	30
3.4.3.	Modelo de Bouc-Wen	31
3.4.4.	Modelo de Bouc-Wen modificado	32
3.4.5.	Modelação numérica de um amortecedor MR	34
4.	Algoritmos de controlo para sistemas semi-ativos.....	39
4.1.	Skyhook	39
4.2.	Groundhook	41
4.3.	Clipped-optimal	42
4.4.	Controlo difuso	43
5.	Simulação numérica da suspensão de um veículo	51
5.1.	Modelos dinâmicos para sistemas de suspensão	51
5.1.1.	Modelo de um quarto de veículo.....	51
5.1.2.	Modelo de meio veículo	52
5.1.3.	Modelo de veículo completo	54
5.2.	Controlo Passivo.....	60
5.3.	Controlo ativo	64
5.4.	Controlo semi-ativo	66
5.4.1.	Controlo ótimo	66
5.4.2.	Controlo difuso.....	70
5.4.3.	Discussão dos resultados	78
6.	Conclusões	82
6.1.	Desenvolvimentos futuros	83
7.	Referências	85

Índice de figuras

Figura 2.1 – Suspensão Mac Pherson.....	7
Figura 2.2 – Braços articulados sobrepostos	7
Figura 2.3 – Suspensão Multilink	8
Figura 2.4 – Barras de ancoragem.....	8
Figura 2.5 – Configuração da suspensão de Dion	9
Figura 2.6 – Fluido MR no estado normal (esquerda) e submetido a um campo magnético (direita)	14
Figura 2.7 – Etapas do funcionamento do fluido MR	16
Figura 2.8 – Tensão de corte VS razão de deformação para fluidos MR com diferentes campos magnéticos	17
Figura 2.9 – Modo válvula	18
Figura 2.10 – Amortecedor construído em modo válvula.....	18
Figura 2.11 – Modo de corte ou direto	19
Figura 2.12 – Amortecedor construído em modo de corte.....	19
Figura 2.13 – Modo de esmagamento ou aperto	20
Figura 2.14 – Dispositivo construído com o modo de esmagamento	20
Figura 3.1 – Vista em corte e representação do princípio de funcionamento de um amortecedor MR (modo válvula)	21
Figura 3.2 – Geometria monotubo com funcionamento modo válvula (esquerda) e modo de corte (direita), adaptado de Sleiman, 2010.....	22
Figura 3.3 – Amortecedor MR de tubo duplo, adaptado de Sleiman, 2010.....	23
Figura 3.4 - Amortecedor MR de haste dupla (modo corte)	23
Figura 3.5 – Esquema de instalação de um amortecedor num assento de veículos pesados ...	24
Figura 3.6 – Suspensão convencional (esquerda) vs. suspensão ativa (direita).....	25
Figura 3.7 – Implementação do amortecedor MR num veículo (coluna do volante e no assento do condutor)	25
Figura 3.8 – Prótese de perna mecânica Magnetix TM da MOTHEC baseado em atuadores MR	26

Figura 3.9 – Representação de uma prótese semi-ativa MR	26
Figura 3.10 – Próteses semi-ativas MR em amputados trans-femoral	27
Figura 3.11 – Esquema de um edifício com atuadores MR para atenuar a vibração	27
Figura 3.12 – Museu Nacional Japonês e pormenor dos amortecedores MR instalados	28
Figura 3.13 – Ponte atirantada sobre o lago Dongting e pormenor de um atuador colocado nos tirantes	28
Figura 3.14 – Modelo de Bingham.....	29
Figura 3.15 – Comparação dos resultados experimentais e do modelo de Bingham para uma excitação sinusoidal de amplitude de 15mm e uma frequência de 2.5Hz, segundo Spencer, et al., 1997.....	30
Figura 3.16 – Modelo modificado de Bingham.	31
Figura 3.17 – Modelo de Bouc-Wen.....	32
Figura 3.18 – Modelo de Bouc-Wen Modificado.	33
Figura 3.19 – Diagrama de blocos que simula o amortecedor usado.....	36
Figura 3.20 – Diagrama de blocos do modelo Bouc-Wen modificado.....	36
Figura 3.21 – Comportamento da força, F , em função do tempo, do deslocamento e da velocidade do pistão para uma corrente, $I = 0A$	37
Figura 3.22 – Comportamento da força, F , em função do tempo, do deslocamento e da velocidade do pistão para uma corrente, $I = 0.5A$	37
Figura 3.23 – Comportamento da força, F , em função do tempo, do deslocamento e da velocidade do pistão para diversas correntes.	38
Figura 4.1 – Esquema de uma suspensão Skyhook.....	40
Figura 4.2 – Esquema de uma suspensão Groundhook.....	41
Figura 4.3 – Representação do algoritmo Clipped-Optimal.	43
Figura 4.4 – Funções de pertinência: (a) triangular, (b) trapezoidal e (c) gaussiana.	44
Figura 4.5 – Principais componentes de um SLD.....	45
Figura 4.6 – Processo de fuzificação da variável x_1 nos conjuntos $A1$ e $A2$	46
Figura 4.7 – Mecanismo de inferência utilizando o operador <i>mínimo</i> como conectivo \mathbf{E}	47
Figura 4.8 – Representação gráfica do desfuzificador de centro médio	48
Figura 4.9 – Representação gráfica da distribuição de centro de gravidade	49
Figura 5.1 – Modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo com 1 GDL.....	51
Figura 5.2 – Modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo com 2 GDL.....	52

Figura 5.3 – Modelo de meio veículo.	54
Figura 5.4 – Modelo de veículo completo.....	54
Figura 5.5 – Modelo de suspensão de ¼ de veículo.....	55
Figura 5.6 – Excitação para simular um piso de estrada irregular.	59
Figura 5.7 – Diagrama de blocos do sistema de controlo passivo.	60
Figura 5.8 – Resposta de x_1 e x_2 e deslocamento relativo no sistema de controlo passivo....	61
Figura 5.9 – Comportamento de x_1 e x_2 para diferentes m_1	61
Figura 5.10 – Comportamento de x_1 e x_2 para diferentes m_2	62
Figura 5.11 – Comportamento de x_1 e x_2 para diferentes k_1	63
Figura 5.12 – Aceleração de m_1 e m_2 , respetivamente, no sistema de controlo passivo.	63
Figura 5.13 – Diagrama de blocos do sistema de controlo ativo.	64
Figura 5.14 – Resposta de x_1 e x_2 e deslocamento relativo no sistema de controlo ativo.....	65
Figura 5.15 – Aceleração de m_1 e m_2 respetivamente no sistema de controlo ativo.	65
Figura 5.16 – Força exercida pelo atuador no sistema de controlo ativo.....	66
Figura 5.17 – Diagrama de blocos para o sistema de controlo SA – Ótimo.....	68
Figura 5.18 – Corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR no controlo SA – Ótimo.....	68
Figura 5.19 – Resposta de x_1 e x_2 e deslocamento relativo no sistema de controlo SA - Ótimo.....	69
Figura 5.20 – Aceleração de m_1 e m_2 respetivamente no sistema de controlo SA - Ótimo....	69
Figura 5.21 – Força exercida pelo amortecedor MR no sistema de controlo SA – Ótimo.	70
Figura 5.22 – Universo de variação do deslocamento, x_1	71
Figura 5.23 – Universo de variação da velocidade \dot{x}_1	71
Figura 5.24 – Universo de variação da corrente, I	72
Figura 5.25 – Representação gráfica do controlador difuso.....	73
Figura 5.26 – Diagrama de blocos do sistema de controlo SA – Difuso.	74
Figura 5.27 – Corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR no controlo SA – Difuso.	74
Figura 5.28 – Resposta de m_1 e m_2 respetivamente no sistema de controlo SA - Difuso.....	75
Figura 5.29 – Aceleração de m_1 e m_2 respetivamente no sistema de controlo SA - Difuso. ..	75
Figura 5.30 – Força exercida pelo amortecedor MR no sistema de controlo SA – Difuso.....	76
Figura 5.31 – Comparação da resposta de x_1 e x_2 e do deslocamento relativo com o sistema de controlo SA – ótimo e SA – difuso.	77
Figura 5.32 – Comparação da aceleração de m_1 e m_2 dos sistemas de controlo SA – ótimo e do SA – difuso.....	77

Figura 5.33 – Comparação da resposta de x_1 e x_2 e do deslocamento relativo de todos os sistemas de controlo simulados.	78
Figura 5.34 – Comparação da aceleração de m_1 e m_2 em todos os sistemas de controlo simulados.....	79
Figura 5.35 – Comparação da força exercida pelo atuador e amortecedor MR nos sistemas de controlo simulados.	80

Índice de tabelas

Tabela 2.1 – Carros com suspensão semi-ativa e amortecedores magneto-reológicos.....	13
Tabela 2.2 – Características dos fluidos MR e ER.....	15
Tabela 3.1 – Variação paramétrica – Ensaio experimental do amortecedor MR.....	34
Tabela 3.2 – Parâmetros do amortecedor MR utilizado.....	35
Tabela 5.1 – Regras do sistema de inferência	72
Tabela 5.2 – Valores RMS de x_1 e \dot{x}_1	80

Lista de símbolos

A e B	Matrizes de estado do sistema
c	Coefficiente de amortecimento
c_{sky}	Coefficiente de amortecimento Skyhook
ER	Eletro-reológico
f_0	Força residual da presença de acumulador
F	Força gerada pelo amortecedor MR
f_c	Força de atrito de Coulomb
F_d	Força desejada pela lei de controlo
F_s	Força da suspensão
F_{sky}	Força de controlo Skyhook
F_t	Força do pneu
I	Corrente eléctrica
$I_{m\acute{a}x}$	Corrente eléctrica de saturação no amortecedor MR
k	Coefficiente de rigidez elástica
K	Vetor de ganho ótimo
m_1	Massa amortecida
m_2	Massa não amortecida
MR	Magneto-reológico
NA	Negativo alto
NB	Negativo baixo
NM	Negativo médio
P	Solução da equação reduzida de Riccati
PA	Positivo alto
PB	Positivo baixo
PM	Positivo médio
Q	Matriz diagonal semi-positiva utilizada no controlo ótimo
R	Matriz positiva que avalia o esforço de controlo
RMS	Root Mean Square
SA	Semi-ativo

$sgn()$	Função sinal
SLD	Sistema de lógica difusa
w	Excitação de entrada que simula o piso de estrada
x	Deslocamento
x_1	Deslocamento da massa amortecida
x_2	Deslocamento da massa não amortecida
Z	Zero
ν	Viscosidade
τ	Tensão de corte
α	Coefficiente de rigidez
β, γ, n	Constantes do amortecedor MR
\ddot{x}	Aceleração
\dot{x}	Velocidade
$\dot{\gamma}$	Razão de deformação
ξ_{sky}	Taxa de amortecimento ideal Skyhook

1. Introdução

Em diversas aplicações da engenharia é frequente a necessidade de controlar e/ou atenuar as vibrações de diferentes sistemas mecânicos de forma a minimizar o seu efeito no desempenho dos sistemas bem como melhorar o conforto dos operários e utilizadores dos mesmos. As soluções existentes para efetuar esse controlo são diversas, contudo, nem todas conseguem abranger a diversidade de perturbações dos diferentes sistemas mecânicos.

O automóvel constitui um dos sistemas mecânicos em que é essencial o controlo de vibrações transmitidas pelo piso, muitas vezes irregular, das estradas aos passageiros dos veículos.

Assim, existem três grandes grupos de sistemas de controlo para atenuar os efeitos causados por vibrações indesejadas, são eles os sistemas de controlo passivo, ativo e semi-ativo.

Os sistemas de controlo passivo são os sistemas mais simples e económicos uma vez que não necessitam de uma fonte de energia externa, atuando diretamente com as propriedades físicas (massa, rigidez e amortecimento) dos sistemas. Contudo, os sistemas de controlo passivo só conseguem atuar numa banda de frequências muito restrita, o que limita a sua utilização quando a gama de frequência de vibração do sistema que se pretende controlar se encontra fora dessa banda. Para contornar tal limitação foram propostos os sistemas de controlo ativo. Os sistemas de controlo ativo permitem o controlo de vibrações de diversas frequências através da utilização de atuadores, sensores e sistemas de controlo (controles). A utilização destes componentes pode requerer uma elevada quantidade de energia, o que geralmente obriga a presença de uma fonte de energia externa, que pode nem sempre estar disponível (corte de energia, por exemplo), e que acarreta elevados custos de energia.

Se por um lado existem os sistemas passivos que permitem a sua utilização sem custos de energia, mas com uma restrição nas bandas de frequência em que podem se utilizados, por outro temos os sistemas ativos que funcionam em todas as frequências, mas que se tornam muito dispendioso devido à necessidade de uma fonte externa de energia. Surge então a

necessidade de um sistema que que funcionem nas diversas frequências e sem a necessidade de uma fonte externa permanente de grande capacidade.

A solução para este problema é encontrada nos sistemas de controlo semi-ativo. Os sistemas de controlo semi-ativo combinam características dos dois sistemas referidos anteriormente. Tal como os sistemas de controlo passivo, a força de controlo é gerada através da dissipação da energia do sistema, contudo, a intensidade da força pode ser controlada através de corrente elétrica com baixa potência e baixos níveis de tensão. Assim, o sistema é capaz de atuar numa maior gama de frequências do que os sistemas de controlo passivo e com um custo de funcionamento muito inferior os sistemas de controlo ativo. É de referir também que possuem maior fiabilidade, uma vez que na falta de energia, o sistema comporta-se como um sistema passivo.

Devido à simplicidade e baixo custo dos sistemas passivos são estes os tradicionalmente utilizados nos sistemas de suspensão automóvel. Só recentemente é que se tem introduzido os sistemas semi-ativos para o controlo e atenuação das vibrações sofridas pelos automóveis. Contudo, os seus custos ainda são muito elevados em relação aos sistemas tradicionais e a sua utilização tem sido limitada a carros de luxo.

Em destaque encontram-se os sistemas de suspensão com controlo semi-ativo à base de fluidos magneto-reológicos. Isto é, o amortecedor tradicional é substituído por um amortecedor MR em que as propriedades reológicas são alteradas em função do campo magnético a que é submetido.

1.1. Objetivos

- Estudo da tecnologia de fluidos MR aplicada a sistemas de suspensão automóvel;
- Analisar o comportamento de um amortecedor MR;
- Obter um modelo numérico do comportamento do amortecedor MR;
- Desenvolver um modelo simplificado da suspensão de um veículo automóvel;
- Projetar um controlador ótimo e um controlador difuso;
- Comparar o desempenho dos controladores relativamente a configurações passivas.

1.2. Descrição da dissertação

Nesta secção será feita uma breve descrição da dissertação. Esta está dividida em 8 capítulos distribuídos da seguinte forma:

Capítulo 1: é feita uma pequena introdução sobre os pontos fundamentais do tema abordado e são apresentados os objetivos e motivações para a elaboração do trabalho.

Capítulo 2: é apresentado uma revisão bibliográfica que começa por abordar os sistemas de suspensão e os tipos de controlo existentes. Neste capítulo são também abordados os fluidos magneto-reológicos (MR).

Capítulo 3: são abordados os amortecedores MR. É apresentado o seu modo de funcionamento, bem como algumas aplicações. São também abordados os modelos numéricos que descrevem o comportamento dinâmico dos amortecedores MR.

Capítulo 4: são apresentados os modelos dinâmicos para a análise do comportamento dinâmico de um veículo.

Capítulo 5: são apresentados e descritos os algoritmos de controlo existentes para os sistemas semi-ativos.

Capítulo 6: são apresentadas as simulações numéricas que visam comprovar a eficiência dos controladores abordados para a atenuação das vibrações de um sistema de suspensão de $\frac{1}{4}$ de veículo.

Capítulo 7: são apresentados e comparados os resultados obtidos de todos os controladores simulados.

Capítulo 8: são apresentadas as conclusões sobre os resultados obtidos da elaboração e desenvolvimento do trabalho e são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

2. Revisão bibliográfica

2.1. Sistemas de suspensão automóvel

Os sistemas de suspensão datam de quando o único meio de transporte era o de tração animal, bem antes do surgimento do primeiro automóvel. Inicialmente, os veículos de tração animal não possuíam qualquer tipo de suspensão o que permitia a passagem de todas as vibrações e choques do contacto das rodas com o solo para os passageiros e para a carga transportada. Tornou-se então necessário a introdução de um sistema que permitisse atenuar essa transmissão. O sistema começou por ser, basicamente, uma mola, e, só mais tarde foi adicionado um elemento amortecedor (Merling, 2007).

Por volta dos anos 30, os automóveis eram equipados com um sistema de suspensão com baixo amortecimento, o que permitia um excelente conforto para os passageiros mas não possuía estabilidade suficiente para uma condução em segurança. Com a evolução dos automóveis e conseqüente surgimento de veículos mais rápidos e potentes surgiu a necessidade de criar sistemas de suspensão que tivessem em conta também a estabilidade e a segurança, e não apenas o conforto dos passageiros (Crivellaro, 2008).

Assim, atualmente, um sistema de suspensão automóvel deve capaz de:

- Isolar os passageiros e a carga de vibrações e choques, permitindo assim o conforto dos passageiros e a segurança da carga transportada, através da absorção dos choques e do amortecimento das vibrações causadas pelas irregularidades das pistas;
- Garantir a estabilidade e o controlo do veículo, conservando a posição longitudinal e transversal paralela ao plano em que se desloca, assim como manter todos os pneus em contacto com a superfície da pista.

Apesar dos sistemas de suspensão terem que ser capazes de desempenhar as funções anteriores, é de referir que cada sistema de suspensão automóvel é projetado de acordo com o tipo de operação a que se destina o veículo. Um automóvel desportivo necessita ter um

sistema de suspensão que permita um melhor controlo do veículo, garantindo uma boa aderência à pista e permitindo um bom desempenho em manobras bruscas, não havendo tanta preocupação com o conforto, ao contrário dos veículos de transporte de pessoas que optam por um maior conforto, o que diminui o desempenho do mesmo em situações de manobras bruscas (Crivellaro, 2008). A inadaptabilidade destes sistemas face ao tipo de condução ou perfil do pavimento deve-se ao facto dos veículos convencionais usarem um sistema de controlo passivo, que são os mais simples e baratos, mas que não permitem modificar o seu modo de operação de forma a permitir os diferentes tipos de condução.

Este problema pode ser contornado com a utilização de sistemas de controlo ativo ou sistemas de controlo semi-ativo (Paschoal, 2011) (Laganaro & Colón, s.d.).

2.2. Tipos de suspensão existentes

São diversos os tipos de suspensão existentes atualmente. O sistema de suspensão de um automóvel é diferenciado quanto à sua localização no eixo dianteiro ou traseiro do automóvel. Independentemente dessa localização são divididos em dois tipos: sistema de suspensão independente e sistema de suspensão de eixo rígido. Contudo, no eixo dianteiro é mais usado o sistema independente e no eixo traseiro o sistema de eixo rígido (Lima, 2014) (Sleiman, 2010).

Nos sistemas de suspensão independente não existe qualquer ligação entre as rodas do mesmo eixo e encontram-se neste grupo os seguintes tipos de suspensão:

- **Mac Pherson**, é o tipo de suspensão mais frequentemente utilizado nos automóveis devido a sua simplicidade e baixo custo. É constituído por um sistema mola-amortecedor e um triângulo inferior. O amortecedor utilizado é do tipo hidráulico telescópico. A parte superior do amortecedor é fixa diretamente à carroçaria e a inferior é fixa diretamente na manga de eixo. A maior desvantagem deste sistema é a necessidade de grande espaço vertical devido à altura do sistemas mola-amortecedor (Freitas, 2006). A sua representação pode ser observada na Figura 2.1;

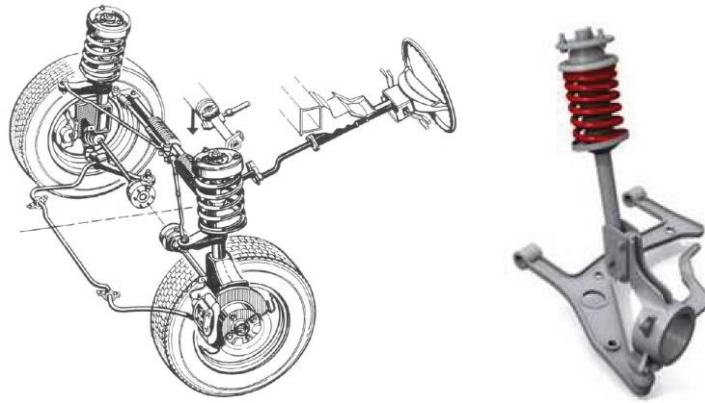


Figura 2.1 – Suspensão Mac Pherson
(Freitas, 2006) (Sleiman, 2010).

- **Braços articulados sobrepostos**, Figura 2.2, é o tipo de suspensão mais utilizado em veículos desportivos e de alta gama. Este tipo de suspensão permite um melhor controlo das vibrações elastocinemáticas (define as alterações de posição das rodas, causadas pelas forças e momentos entre as rodas e a estrada, ou pelo movimento longitudinal da roda. Estas alterações devem-se à elasticidade dos componentes que constituem a suspensão), facilitando a configuração da suspensão. (Lima, 2014);



Figura 2.2 – Braços articulados sobrepostos
(Sleiman, 2010).

- **Multilink**, Figura 2.3, é o tipo de suspensão mais recente e é incorporada sobretudo em carros de luxo, devido à sua complexidade e ao elevado custo. É composto por dois triângulos, contudo a parte superior é constituída por múltiplas partes articuladas que permitem o ajuste das características da suspensão. É de referir que neste tipo de suspensão, contrariamente aos anteriores, o amortecedor e a mola formam duas peças distintas.

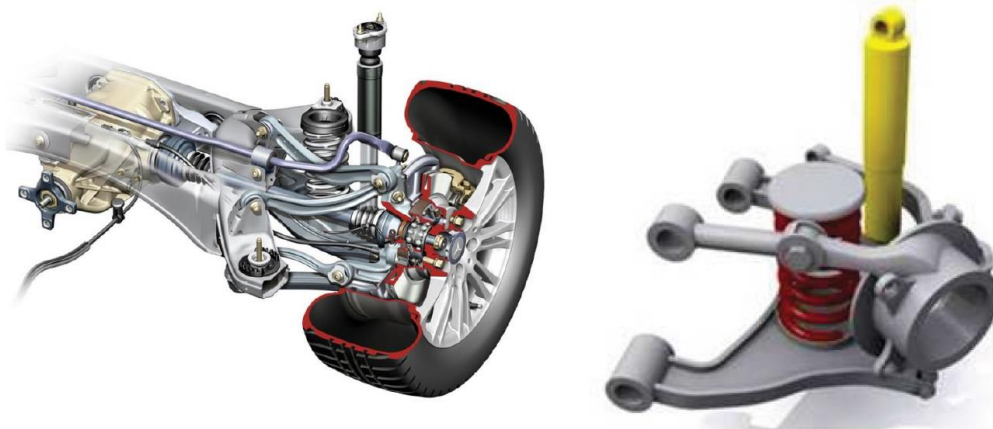


Figura 2.3 – Suspensão Multilink
(Lima, 2014) (Sleiman, 2010).

Nos sistemas de eixo rígido são abordados dois tipos de suspensão: barras de ancoragem e eixo de Dion. O sistema de eixo rígido foi o primeiro a ser desenvolvido, começou por ser usado em carruagens e utilizado até aos dias de hoje em veículos comerciais. Possuem elevada simplicidade de construção, robustez e baixo custo de construção. Neste grupo é possível encontrar os seguintes tipos de sistemas de suspensão:

- **Barras de ancoragem**, Figura 2.4, é um tipo de suspensão muito utilizado em veículos que possuem tração à frente já que é uma solução simples, barata e robusta. Neste tipo, as rodas são unidas por uma barra que permite alguma flexibilidade. Uma barra rígida, chamada barra Panhard, faz a ligação entre uma extremidade do eixo e a carroçaria que serve para manter a carroçaria lateralmente por cima do eixo e limitar então os movimentos horizontais;

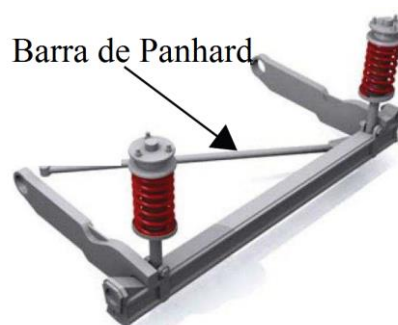


Figura 2.4 – Barras de ancoragem
(Sleiman, 2010).

- **Eixo (ponte) de Dion**, a vantagem deste tipo de suspensão é que permite reduzir ao mínimo o peso das massas não suspensas, o que lhe confere a simplicidade de um eixo rígido. Um exemplo deste tipo de suspensão é a do eixo constituído por uma simples travessa de secção tubular ligada à carroçaria por pontes, para poder reagir às cargas longitudinais e por um sistema de hastes rígidas para as cargas transversais (CERPA - Desenvolvimento Curricular, 2000). A Figura 2.5 apresenta a configuração para este tipo de suspensão.

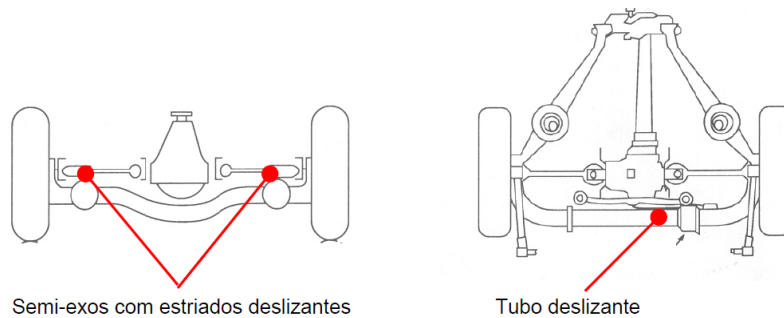


Figura 2.5 – Configuração da suspensão de Dion (Freitas, 2006).

2.3. Sistemas de controlo passivo

Os sistemas de controlo passivo são dos mais antigos, simples e económicos que existem no mercado. O seu funcionamento consiste na alteração de algumas características do sistema, tais como a massa, a rigidez e o amortecimento, de forma a minimizar as vibrações sofridas. Estas alterações podem ser feitas no sistema pela adição de dispositivos, sendo eles, amortecedores, molas e massas (Aquino, 2011). Os dispositivos de controlo passivo atuam no sistema aplicando forças que são a resposta ou reação aos deslocamentos, velocidades ou acelerações impostos pela vibração do sistema, sem que seja necessário a utilização de qualquer fonte de energia externa. O facto de não necessitarem de energia externa para o seu funcionamento torna-os sistemas fiáveis, já que em momentos de falha de energia o seu funcionamento não fica comprometido.

Contudo, apesar destas vantagens, estes sistemas apresentam a desvantagem do seu modo de funcionamento ser extremamente limitado, funcionando apenas numa gama de frequências de excitação muito reduzida, não permitindo a sua adaptação a diferentes condições de operação, o que impede a modificação do seu comportamento em tempo real.

Os dispositivos de controlo passivo são os mais usados no sistema da suspensão automóvel, uma vez que permitem uma boa relação entre o custo e a satisfação de conforto e segurança dos condutores e passageiros dos veículos. Os principais elementos passivos utilizados no sistema de suspensão são os amortecedores e as molas (Lima, 2011).

Para se obter um bom sistema de suspensão passivo é de extrema importância ter em conta diversos parâmetros tais como a configuração geométrica dos componentes da suspensão, a seleção dos materiais utilizados, a regulação das válvulas dos amortecedores e as dimensões dos diversos componentes. Estes parâmetros, juntamente com alguns fatores como a rigidez, relação altura/largura ou diâmetro do pneu, ou o curso da suspensão, permitem determinar a resposta da suspensão à excitação que é imposta (Picado, 1998).

Geralmente, os amortecedores dos sistemas de suspensão passivo apresentam diferentes coeficientes de amortecimento para situações de compressão e extensão. Se se integra um coeficiente de amortecimento baixo na compressão do amortecedor, obtém-se um menor efeito sobre o corpo do veículo quando a roda sofrer um movimento brusco para cima. Já quando se integra um coeficiente de amortecimento elevado na extensão do amortecedor, será o movimento da descida da roda a sofrer maior resistência do amortecedor o que leva a uma maior dissipação de energia. Os efeitos na carroçaria são menores já que a massa do corpo do veículo é muito superior à massa das rodas (Crivellaro, 2008).

2.4. Sistemas de controlo ativo

Os sistemas de controlo ativo permitem a dissipação de energia, tal como os sistemas de controlo passivo, e possuem ainda a capacidade de injetar energia no sistema que controlam. A energia injetada é obtida através de uma fonte de energia externa de forma a fornecer a energia necessária ao funcionamento dos dispositivos de controlo ativo, que podem ser atuadores eletromecânicos, eletrohidráulicos ou electropneumáticos. Os atuadores exercem forças de controlo sobre o sistema de forma a reduzir os níveis de vibração desse sistema. Estes dispositivos apenas funcionam com a utilização de sensores que captam sinais de deslocamento, velocidade ou aceleração do sistema, processando-os através de sistemas eletrónicos de modo a comandar os atuadores para corrigir e compensar erros antecipadamente (Lima, 2011) (Feitosa, 2006) (Aquino, 2011).

Apesar dos sistemas de controlo ativo apresentarem um melhor desempenho do que os sistemas de controlo passivo, atuando numa maior gama de frequências de excitação e permitindo um controlo através da injeção de energia, os sistemas de controlo ativo requerem leis de controlo, sensores e atuadores, sendo que estes últimos necessitam de grandes quantidades de energia para funcionarem. A necessidade de energia externa torna os sistemas de controlo ativo vulneráveis à falha de energia. São também sistemas complexos e de elevado custo, tanto de manutenção como de implementação (Crivellaro, 2008) (Neto, 2008).

2.5. Sistemas de controlo semi-ativo

Os sistemas de controlo semi-ativo são uma solução intermédia em relação aos dois sistemas apresentados anteriormente e, por isso têm sido alvo de muitos estudos e investigação com vista ao seu desenvolvimento. O controlo semi-ativo combina a adaptabilidade dos dispositivos ativos com a fiabilidade e simplicidade dos sistemas de controlo passivo.

Os dispositivos de controlo semi-ativo agem de forma passiva no sistema em que atuam, através da dissipação da energia do sistema, contudo, as suas propriedades podem ser modificadas de forma ativa através de um sinal de controlo.

As propriedades do sistema podem ser alteradas em tempo real, tal como nos sistemas ativos, contudo, não são capazes de desestabilizar o sistema em que atuam, permitindo apenas absorver a energia provocada pelo mesmo ao reagir a vibração, sem nunca haver injeção de energia no sistema. Assim, ao contrário dos sistemas de controlo ativo, que requerem um alto consumo de energia e que podem deixar de funcionar no caso de haver uma falha na fonte de alimentação, os sistemas de controlo semi-ativo apresentam uma alta fiabilidade ao funcionarem com baixa necessidade de energia (podem ser alimentados com baterias), sendo capazes de funcionarem como sistemas passivos no caso de inexistência total de energia (Lima, 2011).

Atualmente os sistemas de controlo semi-ativo já começam a ser usados nos automóveis para controlo das vibrações e absorção de impactos causados pelas irregularidades das estradas. Contudo, a utilização de controlo semi-ativo de sistemas de suspensões ainda é muito limitada

a carros de luxo, veículos fora de série e carros de competição devido aos seus elevados custos comparativamente aos sistemas tradicionais (passivos) (Crivellaro, 2008).

Existem principalmente quatro tipos de dispositivos semi-ativos: dispositivos de rigidez variável, amortecedores de atrito variável, amortecedores viscosos de orifício variável e amortecedores de viscosidade variável (Chaves, 2010).

2.6. Sistema de suspensão semi-ativa

Desde o surgimento dos sistemas de suspensão semi-ativa, no início dos anos 70, que o desenvolvimento e investigação sobre este tipo de suspensão se têm intensificado. Estes sistemas são em tudo iguais aos passivos ou seja, apenas dissipam energia, produzindo no entanto uma força, controlada em tempo real, que se opõe à velocidade entre a carroçaria e a roda, tal como os sistemas de controlo ativo (Sleiman, 2010).

A suspensão semi-ativa tem maior fiabilidade do que a ativa uma vez que é um sistema mais robusto e mais simples, com menos componentes. Este sistema permite a adaptação, de forma ótima, do amortecimento ao longo do tempo para excitações que podem variar de forma lenta ou rápida. Esta mudança de características ao longo do tempo resulta da lei de controlo. Esta tem como ideias chave a modificação, em tempo real, das características dos dispositivos de dissipação de energia e o baixo consumo de energia para a ocorrência da modificação de características (Picado, 1998). O amortecimento variável em suspensões semi-ativas apresenta a vantagem de ter baixo tempo de reação, na ordem das dezenas de milissegundos, requerendo um consumo de aproximadamente 20 Watts de potência, facilmente suportado pela bateria do veículo e com pouco impacto no consumo de combustível (Crivellaro, 2008) (Sleiman, 2010).

Devido aos atuadores apenas exercerem forças dissipativas, estes apresentam descontinuidades no sinal de força no momento de gerarem esforços para reduzir a transmissão de vibração para a carroçaria e no momento de produzirem força ativa (a favor do movimento) os atuadores permanecem inativos de forma a não gerarem forças no sentido contrário ao movimento. Estas descontinuidades apresentam desconforto para os usuários dos veículos, uma vez que se manifestam como pequenos solavancos (Crivellaro, 2008).

Existem diversos tipos de suspensões semi-ativas: a suspensão semi-ativa hidropneumática em que o amortecedor clássico é substituído por uma esfera que contém óleo mineral e azoto que forma o elemento elástico e a suspensão com amortecedor hidráulico com orifício variável em que o controlo é efetuado através do alargamento ou estreitamento do diâmetro do orifício, de forma a controlar a passagem do óleo (Almeida, 2002), (Moura, 2003).

Em destaque encontram-se as suspensões semi-ativas à base de fluidos magneto-reológicos, em que o amortecedor clássico é substituído por um amortecedor que utiliza um fluido cujo comportamento reológico é variável em função de um campo magnético (magneto-reológico). Na tabela 2.1 são apresentados alguns automóveis com sistema de suspensão semi-ativa e amortecedores magneto-reológicos (Corrêa, 2011).

Tabela 2.1 – Carros com suspensão semi-ativa e amortecedores magneto-reológicos (Corrêa, 2011).

Ano	Marca	Modelo
1987	Mitsubishi	Galant “Dynamic ECS”
1989	Citroën	XM
1992	Citroën	VSX
1993	Cadillac	Diversos
2001	Citroën	C5
2002	Cadillac	Seville STS
2003	Chevrolet	Corvette
2005	Citroën	C6
2008	Audi	TT

2.7. Fluido Magneto-reológico

O fluido magneto-reológico (MR) foi descoberto e desenvolvido na década de 40, mais precisamente em 1948 por Jacob Rabinow que era então inventor no US National Bureau of standards, atualmente Institute of standars and Technologies (Costa, 2008).

Na altura da descoberta dos fluidos MR não lhes foi dada grande importância, só passados cerca de 40 anos, entre 1980 e 1990, é que estes fluidos começaram a ser alvos de intensa investigação, existindo um elevado número de trabalhos publicados nesses anos. Até então, as atenções eram sobretudo voltadas para os fluidos electro-reológicos (ER) devido à dificuldade de obter misturas homogêneas e com boa estabilidade para os fluidos MR (Tusset, 2008) (Moura, 2003).

Os fluidos MR são caracterizados por serem capazes de alterar as suas propriedades reológicas quando submetidos a um campo magnético, sendo que os fluidos ER são capazes de alterar essas mesmas propriedades quando submetidos a um campo elétrico (Paschoal, 2011). Na Figura 2.6 pode ser observado o comportamento de um fluido MR submetido a um campo magnético.

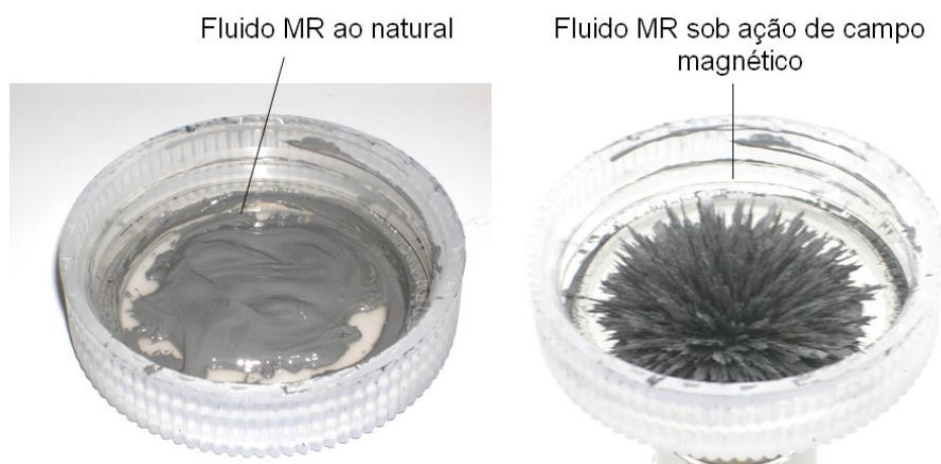


Figura 2.6 – Fluido MR no estado normal (esquerda) e submetido a um campo magnético (direita) (Crivellaro, 2008).

As mudanças das propriedades nos fluidos MR são apresentadas sob a forma de resistência ao escoamento do fluido, de resposta rápida (5 milésimos de segundo), simples e silenciosa, e de variação diretamente proporcional a intensidade do campo magnético aplicado (Bombard, 2005).

Estes fluidos apresentam elevada resistência, baixa viscosidade e mantêm estabilidade num elevado intervalo de temperatura (ente -40 a 150°C) sem variações significativas nas suas propriedades. Possuem um comportamento plástico similar ao fluido ER, mas, ao contrário deste, o fluido MR possui uma tensão de escoamento muito superior. Podem também, devido à sua elevada resistência, ser utilizados em dispositivos menores do que aqueles em que são

usados os fluidos ER, mas com um desempenho similar. Outra vantagem em relação aos fluidos ER é que os fluidos MR não são afetados pela presença de impurezas químicas (Carneiro, 2009) (Lima, 2011).

A Tabela 2.2 apresenta, de forma resumida, as características dos fluidos MR e ER.

Tabela 2.2 – Características dos fluidos MR e ER (Kotinda & Júnior, 2003).

Propriedade	MR	ER
Tensão máx. de corte	50 – 100 [kPa]	2 – 5 [kPa]
Campo máximo	~250 [kA/m] (limitado pela saturação)	~4 [kA/m] (limitado pela falha do dispositivo)
Viscosidade	0.1 – 10 [Pa.s]	0.1 – 10 [Pa.s]
Faixa de temperatura de operação	-40 a 150 [°C] (limitado pelo fluido base)	10 a 90 [°C] (Iônico, DC) -25 a 125 [°C] (não iônico, AC)
Estabilidade	Inalterado pela maioria de impurezas	Não tolera
Tempo de resposta	< milissegundos	< milissegundos
Densidade	3 – 4 [g/cm ³]	1 – 2 [g/cm ³]
Densidade máx. de energia	0.1 [J/cm ³]	0.001 [J/cm ³]
Fonte de potência	2 – 25 [V] @ 1 – 2 [A] 2 – 50 [W]	2 – 25 [V] @ 1 – 10 [A] 2 – 50 [W]

2.7.1. Princípio de funcionamento

Quando um fluido eletromagnético é submetido a um campo magnético, as suas partículas, que se encontram inicialmente dispersas e em total desordem, começam a alinhar-se paralelamente ao fluxo magnético, formando colunas. A formação destas colunas vai alterar, reversivelmente, as propriedades do fluido, e fazer variar a sua viscosidade. O fluido passa do estado líquido para um estado semi-sólido (Santos, 2011) (Sleiman, 2010).

A formação destas colunas é apresentada na Figura 2.7, na qual se apresenta as diversas etapas associadas ao processo de magnetização do fluido (Sleiman, 2010).

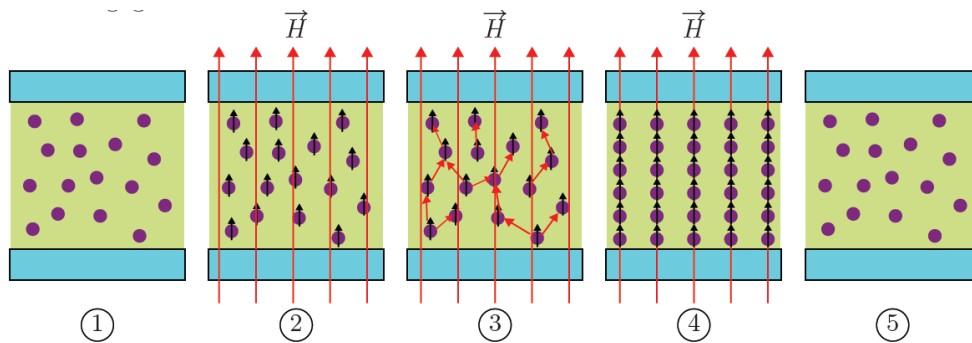


Figura 2.7 – Etapas do funcionamento do fluido MR (Sleiman, 2010).

Inicialmente (1), na ausência de um campo magnético, as partículas encontram-se todas dispersas e em desordem. De seguida é aplicado um campo magnético (2) que provoca a magnetização das partículas que se dispõem paralelamente às linhas do campo magnético e com a mesma direção. As partículas que já se encontram magnetizadas (3) comportam-se como dipolos magnéticos, submetidos a forças de interação magnética. Formam-se colunas (4) alinhadas com as linhas de campo magnético. Quando é retirado o campo magnético (5) as partículas retornam ao estado inicial.

Dependendo da intensidade do campo magnético e das tensões de corte, os fluidos MR podem apresentar diferentes comportamentos (elástico e visco-plástico) (Costa, 2008). Quando os fluidos não são submetidos a campos magnéticos, eles apresentam um comportamento Newtoniano (tensão de corte é proporcional ao produto da viscosidade e da deformação). Ao submeter o fluido a um campo magnético este altera o seu comportamento sendo que a tensão de corte é proporcional ao produto da viscosidade e da razão de deformação mais a tensão de escoamento, o que pode ser representado pelo modelo de Bingham (Neto, 2008).

Os modelos Newtoniano e de Bingham podem ser representados pelas seguintes equações:

Modelo Newtoniano:

$$\tau = \nu \dot{\gamma} \quad (2.1)$$

Modelo Bingham:

$$\tau = \tau_y(H) + v\dot{\gamma} \quad (2.2)$$

onde,

H – força do campo magnético

τ – tensão de corte

v – viscosidade

$\dot{\gamma}$ – razão de deformação

τ_y – tensão de escoamento

A Figura 2.8 apresenta tensão de escoamento dos fluidos MR em função do campo magnético (Neto, 2008).

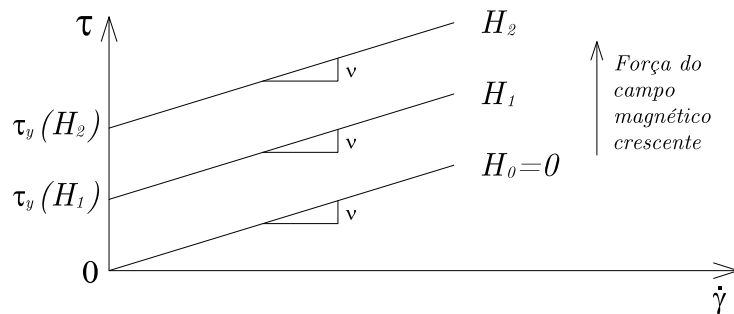


Figura 2.8 – Tensão de corte VS razão de deformação para fluidos MR com diferentes campos magnéticos (Neto, 2008).

Como é possível observar na Figura 2.8, quanto maior for o campo magnético, maior é o limite da tensão de escoamento possível de alcançar.

2.7.2. Modos de funcionamento

Existem três modos de funcionamento do fluido magneto reológico, são eles:

Modo válvula

Este é o modo mais comum de funcionamento do fluido MR. O fluido MR é confinado entre duas placas magnéticas fixas paralelamente que funcionam como válvulas. O fluido entre as

placas sofre uma diferença de pressão para fluir entre as placas e, quando submetido a um campo magnético, as correntes formam uma barreira ao fluxo do fluido. O modo válvula é geralmente aplicado em embraiagens, travões e amortecedores. É também aplicado em suspensões nos veículos automóveis (Costa, 2008) (Lima, 2011). Na Figura 2.9 está representado, esquematicamente, o funcionamento em modo válvula e na Figura 2.10 é apresentado um dispositivo de amortecimento (amortecedor) construído com este modo.

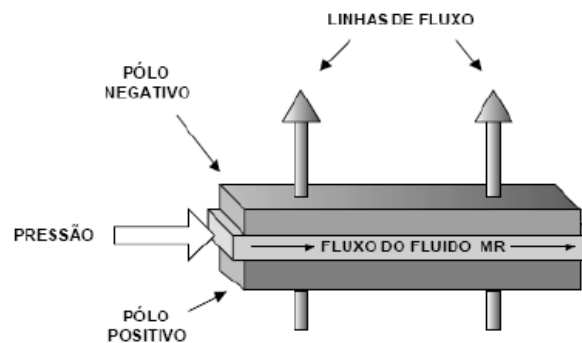


Figura 2.9 – Modo válvula
(Lima, 2011).

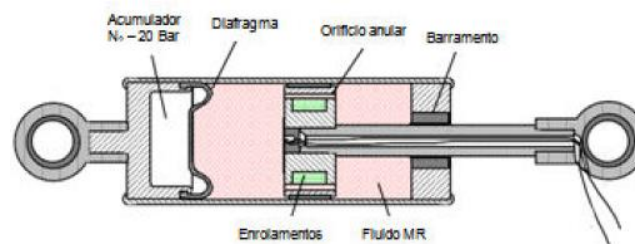


Figura 2.10 – Amortecedor construído em modo válvula
(Costa, 2008).

Modo de corte ou direto

Tal como no modo de válvula, o fluido encontra-se entre duas placas posicionadas paralelamente, contudo, neste modo, uma das placas é deslocada em relação à outra (mantém-se paralelas e à mesma distância) criando uma tensão de corte entre a placa e o fluido. O modo de corte é geralmente usado em amortecedores MR desenhados para suportar níveis de força máximos de 200 kN. Na Figura 2.11 é possível observar o funcionamento do modo de corte e na Figura 2.12 observa-se um dispositivo amortecedor construído em modo de corte.

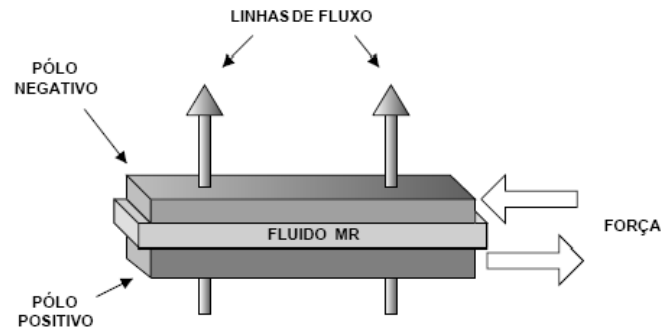


Figura 2.11 – Modo de corte ou direto (Lima, 2011).

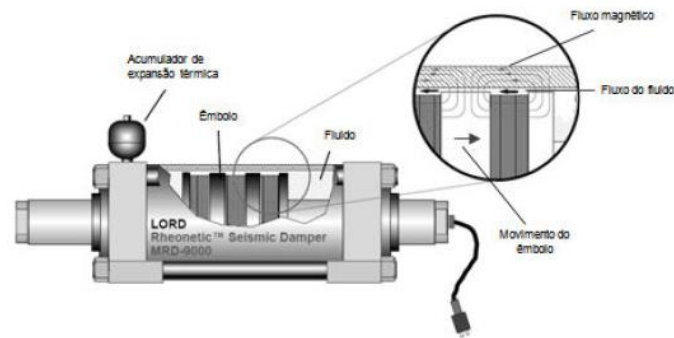


Figura 2.12 – Amortecedor construído em modo de corte (Costa, 2008).

Modo esmagamento ou aperto

Neste modo o fluido MR encontra-se entre duas placas que são responsáveis pela compressão de uma fina camada do fluido MR, que, quando exposto a um campo magnético, as partículas do fluido vão formar uma estrutura de corrente paralela às linhas do campo magnético. Com o aumento da intensidade do campo magnético, a resistência ao desvio da estrutura formada também aumenta, aumentando a resistência ao movimento das placas. O modo de esmagamento é geralmente usado em aplicações industriais para controlo de vibrações de pequena intensidade. Na Figura 2.13 é possível observar a forma de funcionamento do modo esmagamento ou aperto e na Figura 2.14 é apresentado um amortecedor construído com o modo esmagamento.

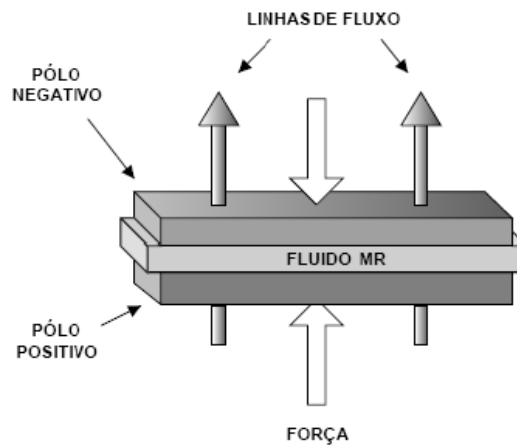


Figura 2.13 – Modo de esmagamento ou aperto (Lima, 2011).

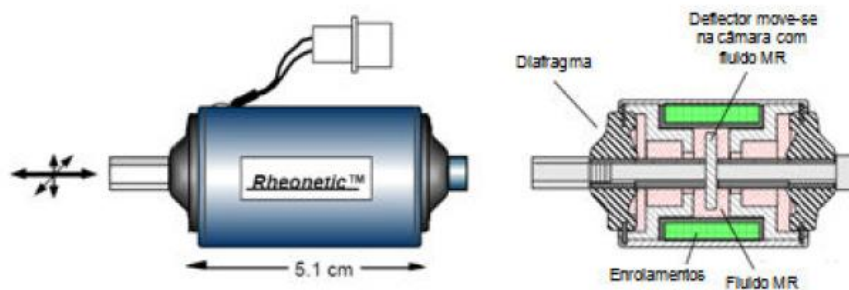


Figura 2.14 – Dispositivo construído com o modo de esmagamento (Costa, 2008).

2.7.3. Composição

Apesar da composição dos fluidos magneto-reológicos ser muito variável, de modo geral, são constituídos por (Crivellaro, 2008) (Bombard, 2005):

- Partículas magnéticas ou pó magnético (geralmente ferromagnético). Em geral, o tamanho das partículas do pó encontra-se entre 1 e 8 μm . Existem também partículas entre 20 e 50 μm , contudo a sedimentação destas é muito rápida.
- Líquido não volátil e quimicamente compatível com partículas magnéticas. Geralmente óleos com viscosidade inferior a 200 mPa a temperatura de 20 °C;
- Aditivo estabilizante de forma a evitar agregações das partículas;
- Aditivo tixotrópico que retarda a sedimentação do pó magnético. Pode ser sílica pirogénica hidrófila ou hidrofóbica, poli-vinil-pirrolidona, argilas modificadas, etc.

3. Amortecedores Magneto-reológicos

3.1. Funcionamento

O fluido magneto-reológico é sobretudo usado em amortecedores devido à sua capacidade de alterar, de forma reversível, a sua viscosidade.

Os amortecedores MR são semelhantes aos amortecedores tradicionais, com a diferença de possuírem uma bobina, introduzida no pistão, a qual vai gerar o campo magnético. Devido ao movimento do pistão, o fluido MR flui, de uma câmara para outra, através de uma válvula. O aparecimento de um campo magnético, perpendicular à válvula do amortecedor, cria uma região de ativação fazendo com que as partículas fiquem alinhadas ao longo do fluxo do campo magnético. O alinhamento das partículas cria uma resistência à passagem do fluido que aumenta com o aumento da intensidade do campo magnético, o que se traduz pela força do amortecedor (Lima, 2011) (Sleiman, 2010).

A Figura 3.1 representa um amortecedor MR e a representação do seu funcionamento (Sleiman, 2010).

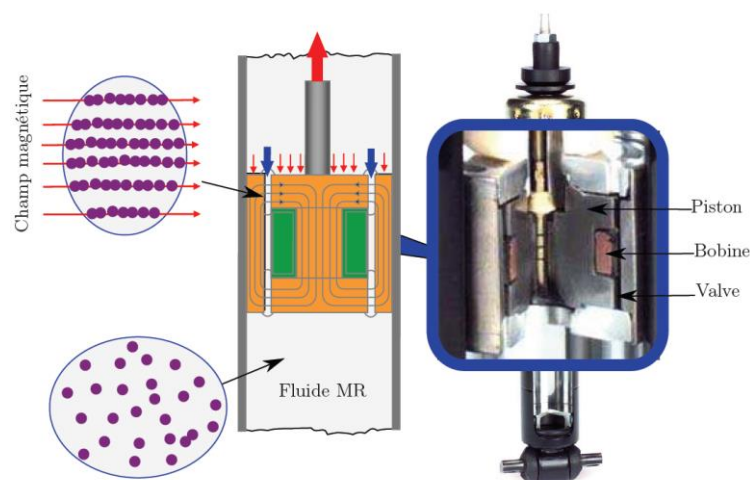


Figura 3.1 – Vista em corte e representação do princípio de funcionamento de um amortecedor MR (modo válvula) (Sleiman, 2010).

Apesar da força dos amortecedores MR ser gerada de forma passiva e apenas serem capazes de dissipar a energia do sistema, a intensidade da força pode ser controlada em tempo real. Isso acontece quando se submete o fluido MR a um campo magnético controlado (Lima, 2011).

3.2. Geometria

Existem três tipos de geometrias para os amortecedores magneto-reológicos.

O primeiro e mais utilizado é o amortecedor MR do tipo monotubo. É constituído apenas por um tubo que contém o fluido, um pistão e a respetiva haste e ainda um dispositivo de acumulação. O dispositivo de acumulação é um reservatório que contém um gás, habitualmente o azoto, sob pressão de aproximadamente 20 bar e possui uma membrana que o mantém fechado e que serve de barreira entre o fluido MR e o gás comprimido. O acumulador permite a adaptação às mudanças de volume devido ao movimento da haste do pistão e superar os fenómenos de cavitação durante o funcionamento a altas velocidades, uma vez que, ao contrário do gás, o fluido MR não é compressível. Esta geometria está representada na Figura 3.2.

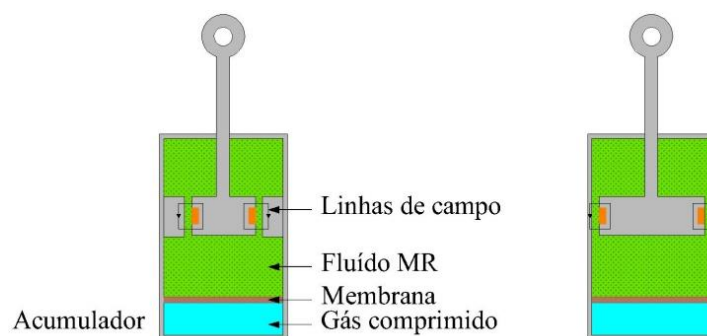


Figura 3.2 – Geometria monotubo com funcionamento modo válvula (esquerda) e modo de corte (direita), adaptado de Sleiman, 2010.

O segundo tipo de geometria é o amortecedor de tubo duplo. Este amortecedor é constituído por dois tubos coaxiais, sendo que a zona limitada pelo tubo interior e pelo tubo exterior define o reservatório exterior. Os dois reservatórios são separados por uma válvula. Assim que o amortecedor funciona em compressão, o fluido MR passa do reservatório interior para o exterior e vice-versa. É possível observar esta geometria na Figura 3.3.

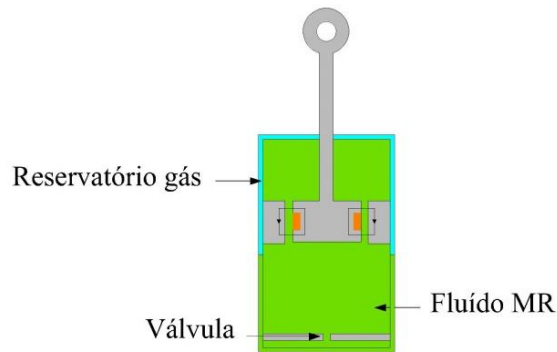


Figura 3.3 – Amortecedor MR de tubo duplo, adaptado de Sleiman, 2010.

O terceiro é um amortecedor haste dupla. Com este tipo de geometria já não existe o problema da variação de volume na câmara interior no momento em que a haste se move, uma vez que o volume ocupado pela entrada da primeira haste é compensado pela saída da segunda haste. Portanto não existe a necessidade de nenhum dispositivo de compensação de volume. Esta geometria é apresentada na Figura 3.4.

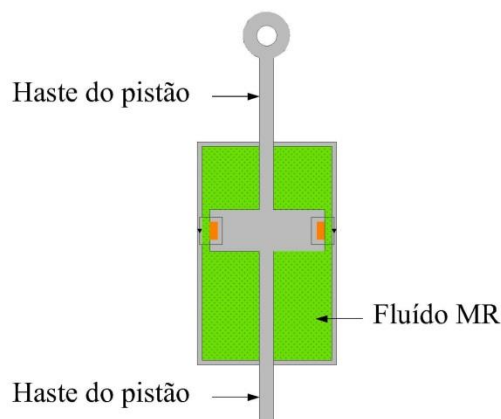


Figura 3.4 - Amortecedor MR de haste dupla (modo corte) (Sleiman, 2010).

3.3. Aplicações

Devido ao funcionamento altamente fiável, a sua capacidade de adaptação e baixo custo de implementação e funcionamento, as aplicações para amortecedores MR são das mais diversas. Estes amortecedores estão disponíveis comercialmente e são utilizados em diversas áreas, incluindo aplicações para a engenharia mecânica, indústria automóvel, civil, médica entre outros (Carneiro, 2009).

No sector da indústria automóvel, existem suspensões semi-ativas, com amortecedores MR, utilizadas em assentos para veículos agrícolas e veículos pesados.

Por exemplo, o amortecedor RD-1005-3 é um amortecedor MR utilizado no sistema de suspensão de assentos chamado *Motion Master semi-active damping system*, representado na Figura 3.5. O amortecedor possui uma força de amortecimento de 1500 N para velocidades superiores a 200 mm/s para uma corrente de 1 A. Quando a corrente é retirada o amortecedor apresenta uma força de amortecimento inferior a 700 N para a mesma velocidade (Sleiman, 2010).

O sistema de controlo do amortecedor é composto por um controlador com sonda integrada, por um interruptor e por um microprocessador. Quando a estrada tem poucas irregularidades, o amortecedor funciona em modo passivo, não sendo acionando o campo magnético. No momento em encontra uma estrada que tenha irregularidades significativas (pré-definidas), o algoritmo deteta a posição relativa do assento e da sua mudança ao longo do tempo e produz um comando com corrente apropriada de forma a estabilizar o assento.

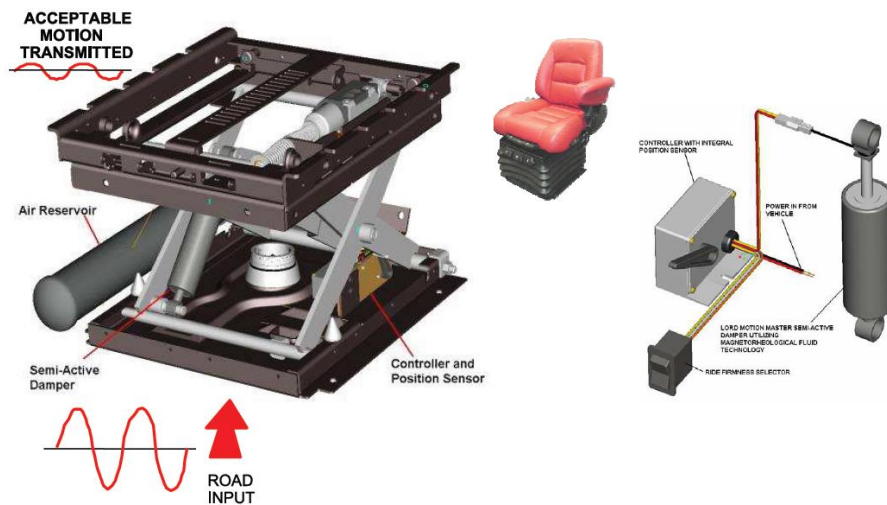


Figura 3.5 – Esquema de instalação de um amortecedor num assento de veículos pesados (Sleiman, 2010).

Ainda no sector automóvel, os amortecedores magneto reológicos são usados nos sistemas de suspensão automóvel.

A suspensão adapta-se ao estilo de condução e ao estado da estrada, podendo ser aumentada para manter o movimento do corpo ou podendo ser reduzida para preservar o conforto quando

o estado da estrada é degradado (Louam, 2013). Este comportamento é semelhante ao da suspensão ativa (Figura 3.6).



Figura 3.6 – Suspensão convencional (esquerda) vs. suspensão ativa (direita) (Bombard, 2005).

Tem havido também o desenvolvimento de estudos no âmbito das possibilidades oferecidas pelos amortecedores MR em termos de dissipação de energia e rapidez de resposta para permitir o surgimento de sistemas “inteligentes” de proteção de passageiros em caso de acidentes automóveis. A ideia consiste em integrar amortecedores MR em diversos elementos mais “críticos” na transferência de energia mecânica, como os para-choques, coluna de direção, assentos e cintos de segurança, etc.). O sistema funciona através de um controlador que ajusta em tempo real as forças de amortecimento à partir da medição do choque, mas também a partir de outros parâmetros, tais como o peso, o tamanho e a posição do passageiro (Sleiman, 2010). Um exemplo é ilustrado na Figura 3.7.

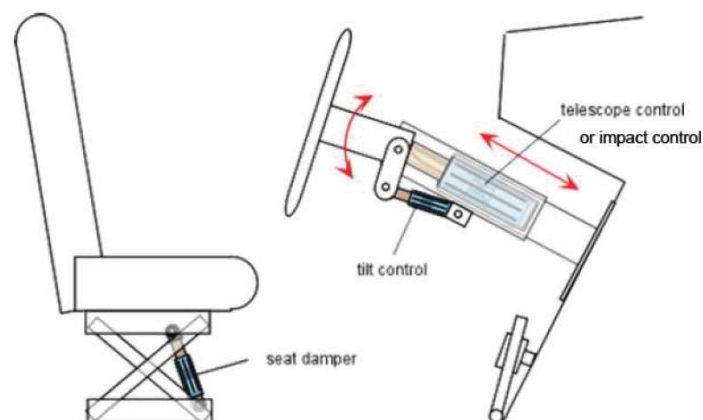


Figura 3.7 – Implementação do amortecedor MR num veículo (coluna do volante e no assento do condutor) (Sleiman, 2010).

Nas áreas da medicina e da fisioterapia os atuadores MR têm sido muito utilizados, tanto na construção de próteses inteligentes como na construção de aparelhos para reabilitação/atividade física.

A construção de próteses de pernas, com um amortecedor MR ao nível da articulação do joelho permite ao utilizador uma melhor estabilidade e equilíbrio. Devido a rapidez do tempo de resposta dos fluidos MR, o utilizador pode movimentar-se com um tempo de reação semelhante ao tempo de reação neuronal humano (Sleiman, 2010).

As Figuras 3.8 – 3.10 apresentam exemplos de próteses semi-ativas MR (Crivellaro, 2008) (Lima, 2011).

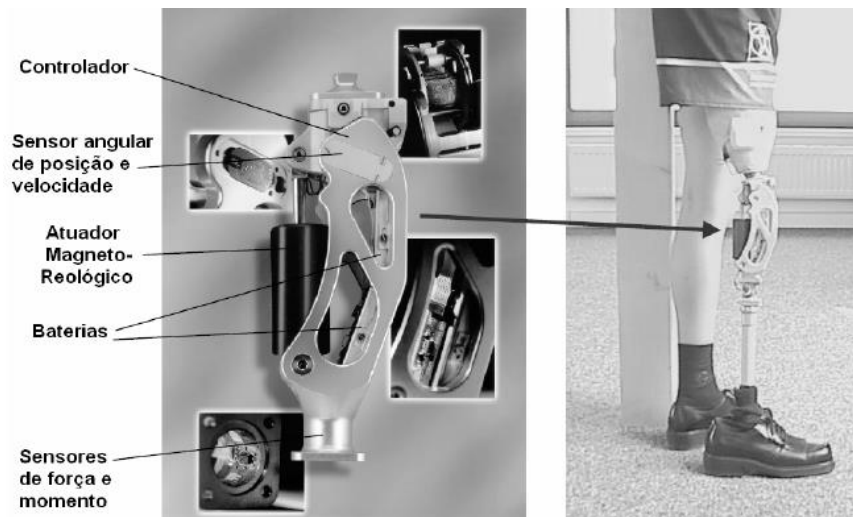


Figura 3.8 – Prótese de perna mecânica Magnetix™ da MOTHEC baseado em atuadores MR (Crivellaro, 2008).

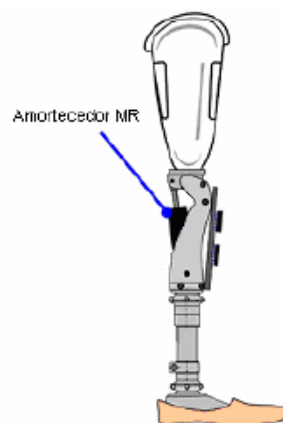


Figura 3.9 – Representação de uma prótese semi-ativa MR (Lima, 2011).



Figura 3.10 – Próteses semi-ativas MR em amputados trans-femoral (Crivellaro, 2008).

No que diz respeito à área de engenharia civil, há já alguns anos que se estuda a utilização de amortecedores MR na construção de edifícios e pontes para atenuação das vibrações de sismos e a ação do vento. Neste contexto, a Engenharia Civil tem sido a área que mais beneficiou com a tecnologia MR (Sleiman, 2010).

Na Figura 3.11 é possível observar um esquema de um edifício em que são colocados atuadores MR em cada andar, de forma a gerar forças com uma intensidade de até 200 kN (~20ton) entre as lajes dos andares adjacentes, de forma a minimizar vibrações geradas por sismos (Crivellaro, 2008) (Louam, 2013).

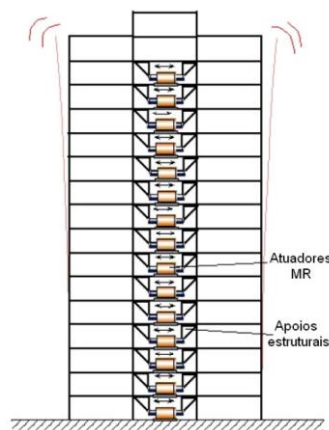


Figura 3.11 – Esquema de um edifício com atuadores MR para atenuar a vibração (Crivellaro, 2008).

Foi no Japão, em 2001, que ocorreu a primeira aplicação de amortecedores MR num edifício em escala real. Foram instalados dois amortecedores MR que geram forças de 300 kN (30 ton). O edifício é o novo Museu Nacional Japonês de Ciência Emergente e Inovação, situado

em Tóquio, apresentado na Figura 3.12 juntamente com os amortecedores MR instalados (Crivellaro, 2008) (Paschoal, 2011) (Louam, 2013).



Figura 3.12 – Museu Nacional Japonês e pormenor dos amortecedores MR instalados (Paschoal, 2011).

Outro exemplo de aplicação de amortecedores MR e controlo semi-ativo é apresentado na Figura 3.13. A ponte atirantada, com um comprimento total de 800m, construída sobre o lago Dongting, na província de Hunan, China. A abertura da ponte ocorreu no final do ano 2000 e, desde então a ponte apresentava problemas de vibrações graves nos seus cabos devido a ação de ventos de baixa velocidade e chuvas moderadas o que poderia ter originado situações de risco elevado de colapso dos cabos. De forma a minimizar o efeito das vibrações foi adotado um sistema de atenuação de vibração com atuadores MR (Bombard, 2005) (Crivellaro, 2008).



Figura 3.13 – Ponte atirantada sobre o lago Dongting e pormenor de um atuador colocado nos tirantes (Crivellaro, 2008).

3.4. Modelos numéricos do amortecedor MR

Em seguida são apresentados modelos paramétricos para simular o comportamento dos amortecedores MR e desenvolver algoritmos de controlo eficientes de forma a tirar o melhor partido destes dispositivos (Crivellaro, 2008).

Os modelos paramétricos são modelos cujos parâmetros podem ser alterados de forma a aproximar os resultados numéricos dos resultados experimentais. São essencialmente construídos a partir da combinação de amortecedores e molas (Lima, 2011) (Paschoal, 2011). São diversos os modelos existentes, contudo apenas serão referidos os mais comuns.

3.4.1. Modelo de Bingham

Um dos modelos mais simples que descreve o comportamento do amortecedor MR é o modelo visco plástico baseado na aplicação do modelo reológico de Bingham.

Na Figura 3.14 que se segue está ilustrado o modelo de Bingham que, como pode ser observado, é constituído por um elemento de atrito de Coulomb colocado em paralelo com um amortecedor viscoso ideal (Paschoal, 2011).

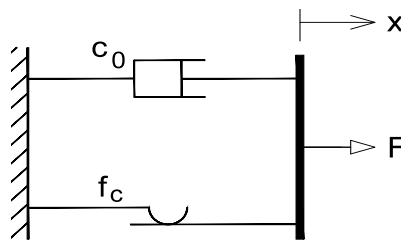


Figura 3.14 – Modelo de Bingham.

A força total, neste modelo, para velocidade do pistão, \dot{x} , diferente de zero, é dada pela seguinte equação:

$$F = c_0 \dot{x} + f_c(H) \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (3.1)$$

Onde x é a coordenada espacial do deslocamento do amortecedor, \dot{x} é a sua velocidade, c_0 é a constante de amortecimento viscoso, $\operatorname{sgn}()$ é a função sinal e f_c é a força de atrito de

Coulomb. Esta força depende da intensidade do campo magnético (H), logo varia em função da corrente de controlo (Sleiman, 2010) (Tusset, 2008).

Quando o amortecedor tem um acumulador, acrescenta-se uma força, f_0 , à expressão da força total. O termo f_0 é a força média, não nula, devido ao acumulador (Lima, 2011) (Sleiman, 2010).

Este modelo representa o comportamento força-deslocamento do amortecedor MR, contudo, devido à sua simplicidade, ele não representa corretamente o funcionamento do amortecedor em velocidades mais baixas. Este modelo não tem em conta a presença de histerese nas fases em que ocorre a mudança de sentido da velocidade do pistão (Crivellaro, 2008) (Sleiman, 2010). Na Figura 3.15 está representada a resposta obtida com este modelo.

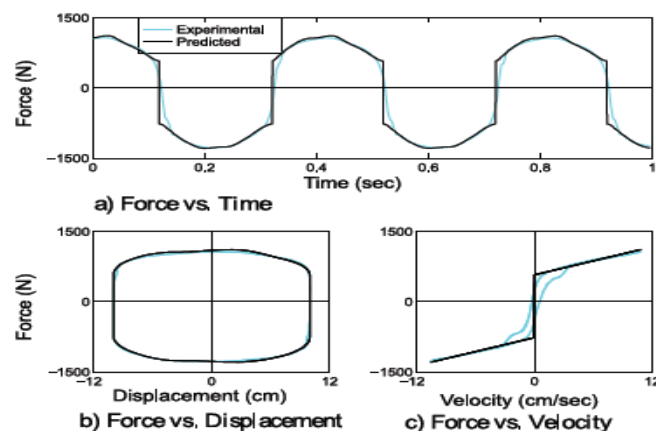


Figura 3.15 – Comparação dos resultados experimentais e do modelo de Bingham para uma excitação sinusoidal de amplitude de 15mm e uma frequência de 2.5Hz, segundo Spencer, et al., 1997.

3.4.2. Modelo modificado de Bingham

Este modelo foi apresentado por Gamota e Filiski em 1991, e é uma extensão do modelo de Bingham. A extensão é obtida a partir da adição, em série, de um modelo viscoelástico-plástico com o modelo de Bingham, apresentado anteriormente. Este modelo é apresentado na Figura 3.16.

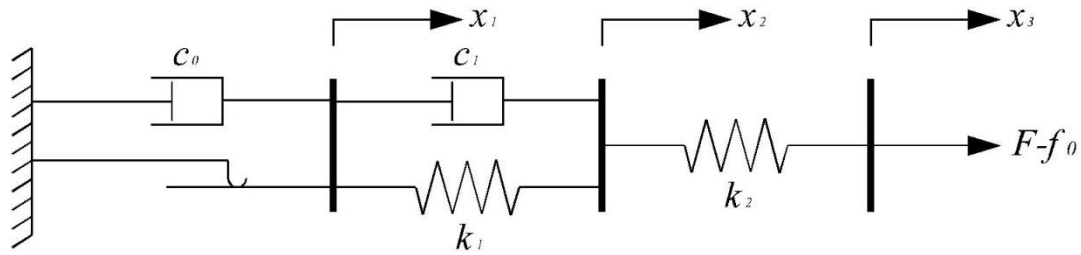


Figura 3.16 – Modelo modificado de Bingham.

O comportamento deste modelo é governado pelas seguintes equações:

$$\left. \begin{aligned} F &= k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + f_0 \\ f_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}_1) + c_0\dot{x}_1 + f_0 \\ k_2(x_3 - x_2) + f_0 \end{aligned} \right\}, |F| > f_c \quad (3.2)$$

$$\left. \begin{aligned} F &= k_1(x_2 - x_1) + c_1\dot{x}_2 + f_0 \\ k_2(x_3 - x_2) + f_0 \end{aligned} \right\}, |F| \leq f_c \quad (3.3)$$

onde c_0 representa o coeficiente de amortecimento viscoso associado ao modelo de Bingham, k_1 , k_2 e c_1 são parâmetros associados ao modelo sólido linear, x_3 , corresponde ao deslocamento real do amortecedor.

A diminuição do coeficiente de amortecimento c_1 pode produzir um comportamento semelhante ao observado experimentalmente de força-velocidade quando a velocidade se aproxima de zero, contudo os intervalos de tempo necessários para simular o sistema devem ser muito pequenos (Tusset, 2008).

A desvantagem apresentada por este modelo é no caso das simulações numéricas, em que se torna necessário utilizar um passo de integração na ordem dos 10^{-6} segundos, o que pode gerar instabilidade devido a erro numérico (Tusset, 2008).

3.4.3. Modelo de Bouc-Wen

Um modelo que tem sido usado para suprimir as falhas dos modelos baseados na lei reológica de Bingham é o modelo de Bouc-Wen, que pode ser observado na Figura 3.17. Este modelo

permite a modelação do fenómeno de histerese e, sendo bastante flexível, permite exibir uma ampla variedade de comportamentos histeréticos.

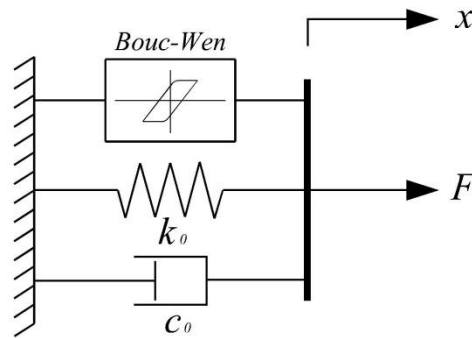


Figura 3.17 – Modelo de Bouc-Wen.

A força do sistema é obtida pela equação (3.4).

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (3.4)$$

sendo z uma variável evolutiva responsável pelo comportamento histerético, obtida pela equação (3.5).

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| |z|^{n-1} z - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (3.5)$$

Os parâmetros α, γ, β, n e A são parâmetros característicos do modelo de Bouc-Wen que podem ser controlados de forma a ajustar a linearidade e a suavidade na inversão da velocidade (pré-carga e pós-carga). Nas equações (3.4) e (3.5), c_0 representa o coeficiente de amortecimento viscoso, k_0 representa a rigidez elástica e x é a variável dependente (deslocamento do pistão).

3.4.4. Modelo de Bouc-Wen modificado

O modelo de Bouc-Wen, Figura 3.18, é usado para melhorar a relação entre a força e a velocidade. De modo a conseguir o comportamento não linear que existe entre a força e a velocidade, é colocado um amortecedor, c_1 , em série com o modelo de Bouc-Wen. É também adicionada uma mola, k_1 , de forma a contabilizar a ação do acumulador (Lima, 2011).

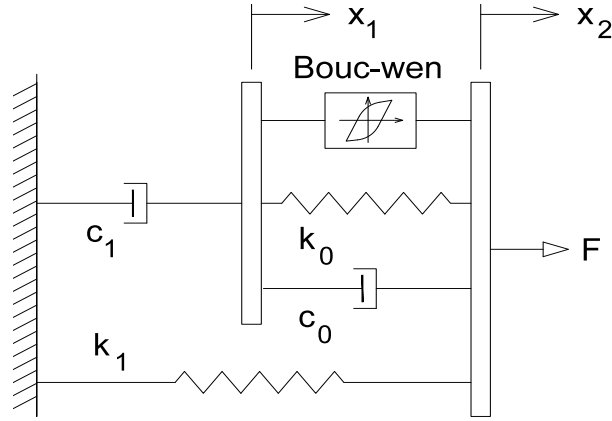


Figura 3.18 – Modelo de Bouc-Wen Modificado.

A força do amortecedor, F , é obtida a partir da equação (3.6).

$$F = c_1 \dot{x}_1 + k_1(x_2 - x_0) \quad (3.6)$$

A velocidade, \dot{x}_1 , é dada pela equação (3.7).

$$\dot{x}_1 = \frac{1}{(c_0 + c_1)} [\alpha z + c_0 \dot{x}_2 + k_0(z - x_1)] \quad (3.7)$$

A variável de estado, z , é obtida através da equação (3.8).

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}_2 - \dot{x}_1| |z|^{n-1} z - \beta (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) |z|^n + A (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (3.8)$$

Neste modelo, k_0 regula a rigidez da curva histerética para velocidades altas, c_0 define o amortecimento para velocidades altas, c_1 é o amortecimento utilizado para produzir a distorção observada na zona de velocidades baixas (efeito “roll-off”), k_1 está relacionado com a rigidez do acumulador e x_0 representa o deslocamento inicial da mola definida por k_1 .

Geralmente, α , c_0 e c_1 são dependentes da corrente e podem ser descritos através de:

$$\alpha(i) = \alpha_a + \alpha_b i \quad (3.9)$$

$$c_0(i) = c_{0a} + c_{0b} i \quad (3.10)$$

$$c_1(i) = c_{1a} + c_{1b} i \quad (3.11)$$

$$\frac{di}{dt} = -\eta(i - v) \quad 3.12$$

A variável i é a resultante de um filtro, de primeira ordem, que representa o atraso da corrente do circuito em relação à corrente de entrada v (Crivellaro, 2008).

Embora o modelo modificado de Bouc-Wen apresente uma elevada complexidade devido ao elevado número de parâmetros envolvidos na sua formulação, este modelo permite representar com grande precisão o comportamento histerético não-linear do amortecedor MR em todas as zonas de funcionamento do dispositivo, incluindo as regiões onde a aceleração e a velocidade possuem sinais opostos e as velocidades têm valores reduzidos.

3.4.5. Modelação numérica de um amortecedor MR

Nesta secção apresenta-se o modelo numérico utilizado nas simulações que serão apresentadas posteriormente nesta dissertação. Será utilizado o modelo de Bouc-Wen modificado uma vez que constitui a modelo mais preciso para simular o comportamento não linear de amortecedores magneto-reológicos.

Os parâmetros do modelo foram obtidos através de ensaios experimentais realizados no laboratório de ensaios tecnológicos da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP). Estes ensaios utilizam uma excitação sinusoidal com variação paramétrica dos valores da amplitude e frequência do sinal excitação e ainda da corrente de controlo do amortecedor.

Tabela 3.1 – Variação paramétrica – Ensaio experimental do amortecedor MR.

Parâmetros	Valores
Frequências (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)

- 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;

Foram ainda realizados ensaios para caracterização da capacidade de dissipação de energia do amortecedor MR.

De acordo com a formulação numérica do modelo de Bouc-Wen modificado é necessário a identificação de nove parâmetros para ajustar o modelo numérico aos resultados experimentais. Assim, a força gerada pelo amortecedor MR é definida por sete parâmetros de Bouc-Wen (A , β , γ , n , c_0 , k_0 e α) e dois novos parâmetros c_1 e k_1 relativos aos novos componentes mecânicos. Para além dos nove parâmetros (A , β , γ , n , c_0 , c_1 , k_0 , k_1 e α) pode ser considerado um décimo parâmetro, o deslocamento inicial x_0 . Assim, o vetor parâmetro é definido por:

$$\boldsymbol{\theta} = [A, \beta, \gamma, n, c_0, c_1, k_0, k_1, \alpha, x_0] \quad (3.13)$$

Depois de realizar o processo de otimização obtiveram-se os parâmetros que constam na Tabela 3.2. O processo de otimização foi realizado com o Matlab através da utilização da rotina “fminsearch”.

Tabela 3.2 – Parâmetros do amortecedor MR utilizado.

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 dependente da corrente	$\alpha(I) = -826.67I^3 + 905.14I^2 + 412.52I + 38.24$ [N] $c_0(I) = -11.73I^3 + 10.51I^2 + 11.02I + 0.59$ [N.s/mm] $c_1(I) = -54.40I^3 + 57.03I^2 + 64.57I + 4.73$ [N.s/mm]					

Foi construído um modelo em Simulink através do qual é possível fazer uma previsão do comportamento dinâmico do amortecedor MR sujeito a diversas condições de funcionamento. Na Figura 3.19 está representado o modelo modificado de Bouc-Wen e na Figura 3.20 a simulação numérica com excitação sinusoidal.

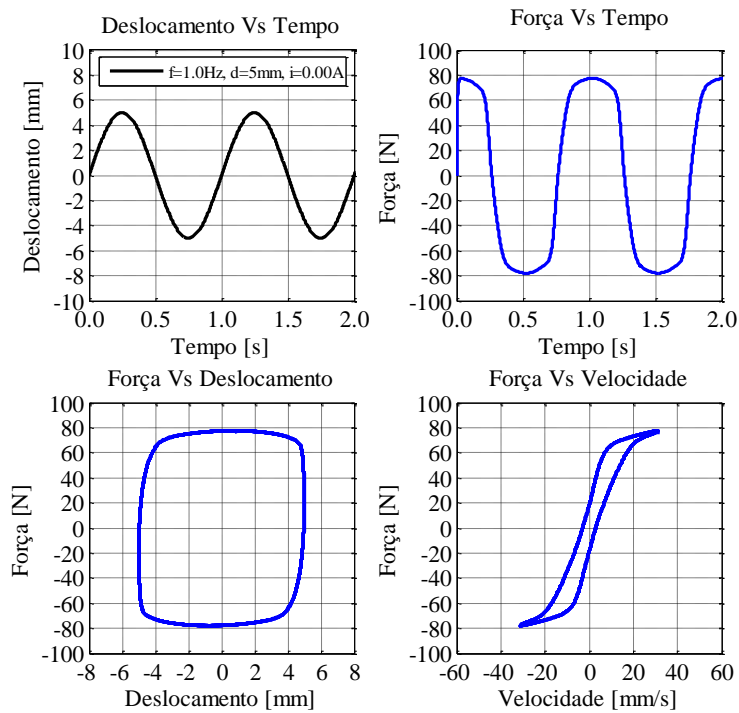


Figura 3.21 – Comportamento da força, F , em função do tempo, do deslocamento e da velocidade do pistão para uma corrente, $I = 0\text{A}$.

Na segunda simulação, foram mantidos tanto o deslocamento como a frequência e a corrente foi alterada para 0.5A . A Figura 3.22 apresenta os gráficos obtidos para os novos parâmetros da simulação.

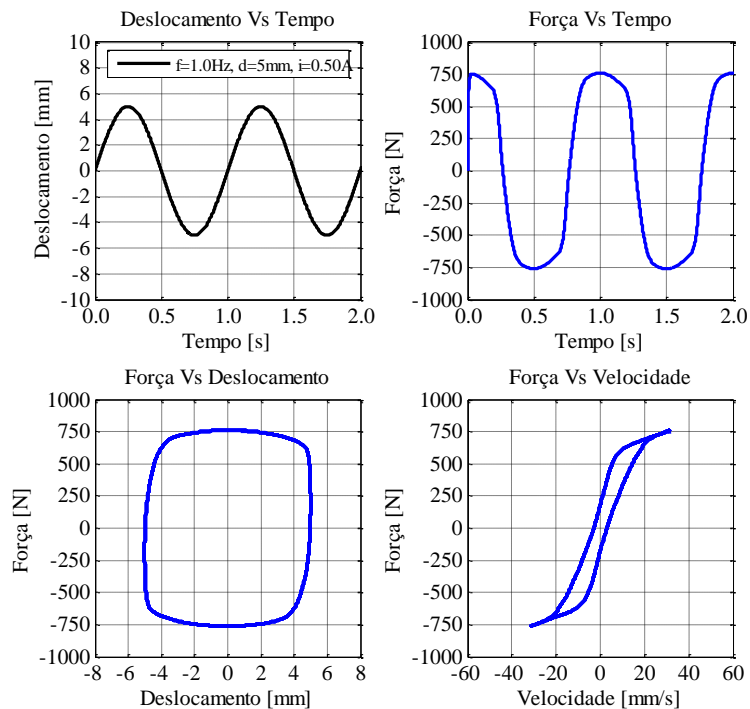


Figura 3.22 – Comportamento da força, F , em função do tempo, do deslocamento e da velocidade do pistão para uma corrente, $I = 0.5\text{A}$.

Na última simulação o amortecedor foi submetido a um deslocamento de 10mm, uma frequência de 1Hz, com diferentes correntes: 0A, 0.1A, 0.3A, 0.4A e 0,5A.

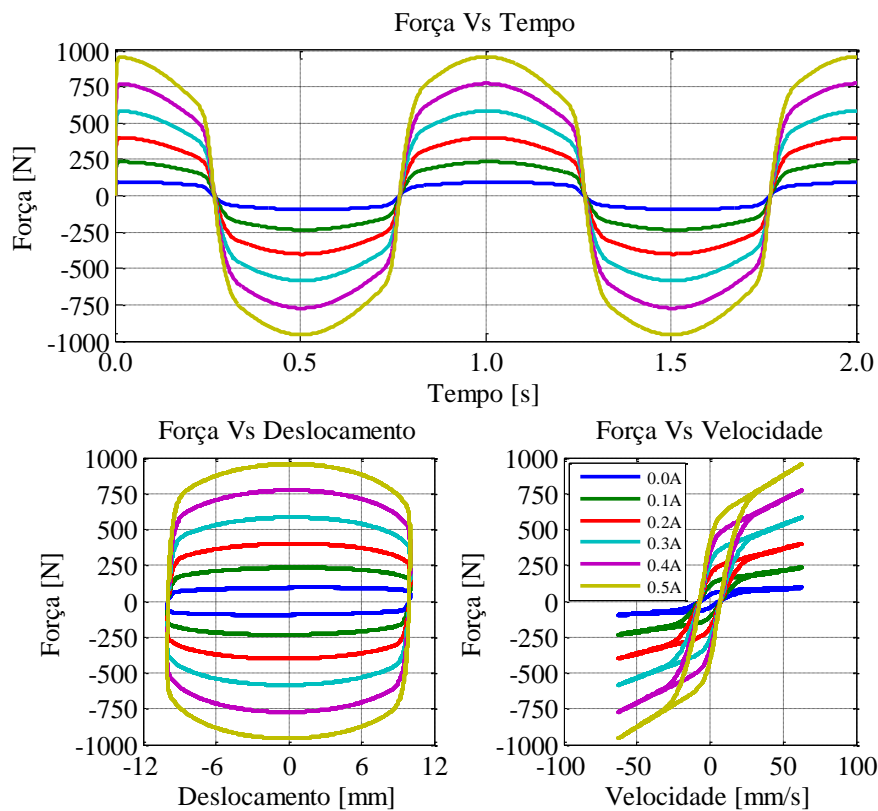


Figura 3.23 – Comportamento da força, F , em função do tempo, do deslocamento e da velocidade do pistão para diversas correntes.

Através da observação dos gráficos da Figura 3.23 é possível verificar a influência da corrente na força gerada pelo amortecedor, para o mesmo deslocamento. Quanto maior é a corrente aplicada, maior é a força gerada pelo amortecedor MR. Também é possível observar o comportamento não-linear do amortecedor devido à presença de histereses.

4. Algoritmos de controlo para sistemas semi-ativos

O principal objetivo do controlo semi-ativo, como já foi referido anteriormente, é conseguir alterar em tempo real as características da suspensão utilizando o mínimo de energia. A escolha de um algoritmo de controlo em função da excitação e da resposta do chassi permite o ajuste desejado, em tempo real, dos parâmetros mecânicos de dissipação para o controlo semi-ativo.

Nas suspensões em que se utiliza fluidos MR, este controlo é conseguido através da alteração da viscosidade do fluido MR do amortecedor.

Apesar de já terem sido criados diversos algoritmos de controlo para suspensões semi-ativas, são poucos os que são aplicados aos sistemas de suspensão MR devido a serem sistemas relativamente recentes.

Para o projeto de algoritmos de controlo é preciso ter em conta a redução da amplitude da aceleração vertical da massa suspensa, a limitação da amplitude do deslocamento relativo entre a massa suspensa e a não-suspensa e a limitação da amplitude relativa de vibração entre a massa não-suspensa e o ponto de contacto entre o pneu e o solo (Crivellaro, 2008).

Em seguida são apresentados alguns desses algoritmos.

4.1. Skyhook

O controlo skyhook é projetado de forma a reduzir as vibrações do chassi e assim garantir o conforto dos passageiros (Tusset, 2008).

Na configuração do controlo Skyhook, é retirado o amortecedor que se encontra entre a roda e a carroçaria e é colocado um outro amortecedor entre a carroçaria (m) e o sky, esquema representado na Figura 4.1.

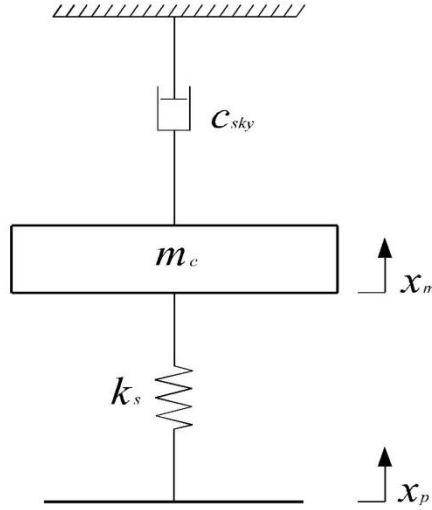


Figura 4.1 – Esquema de uma suspensão Skyhook.

Neste caso, as equações do movimento e da função de transferência são dadas por:

$$m\ddot{x}_m + c_{sky}\dot{x}_m + k(x_m - x_p) = 0 \quad (4.1)$$

$$H(\omega) = \frac{\sqrt{\omega_0^4 + 4\xi_{sky}^2\omega_0^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\xi_{sky}^2\omega_0^2\omega^2}} \quad (4.2)$$

Em que ξ_{sky} é a taxa de amortecimento ideal Skyhook e $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$.

Para se determinar o coeficiente de amortecimento, assume-se que a massa m se desloca para cima com uma velocidade \dot{x}_m positiva. Sendo que a força aplicada pelo amortecedor Skyhook, F_{sky} , na massa m é dirigida para baixo:

$$F_{sky} = -c_{sky}\dot{x}_m \quad (4.3)$$

Onde F_{sky} é a força de controlo Skyhook.

Se a roda e a massa estão distanciadas, então o amortecedor semi-ativo está em tensão. Assim, a força semi-ativa F aplicada sobre a massa m é na direção negativa, dirigida para baixo é dada pela equação (4.4).

$$F = -c(\dot{x}_m - \dot{x}_p) \quad (4.4)$$

Se \dot{x}_m e $(\dot{x}_m - \dot{x}_r)$ forem positivas, o coeficiente de amortecimento, c é calculado por:

$$c = c_{sky} \frac{\dot{x}_m}{(\dot{x}_m - \dot{x}_p)} \quad (4.5)$$

No caso de se considerar que a roda e a massa se afastam, mas a massa m se desloca para baixo com uma velocidade negativa, a força de amortecimento é aplicada para cima.

4.2. Groundhook

O controlo Groundhook é desenvolvido para amortecer a vibração do pneu de forma a garantir a estabilidade do veículo. Este controlo é semelhante ao visto anteriormente, o controlo skyhook, contudo, neste controlo a massa que tem que ser amortecida está ligada ao chão e não ao céu, como apresentado na Figura 4.2. A lei de controlo é obtida através do sinal do produto da velocidade absoluta da massa a amortecer e a velocidade relativa entre os dois sólidos (massa e pneu).

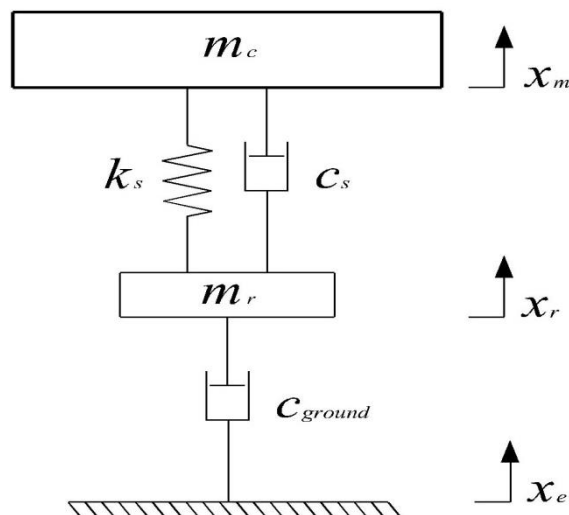


Figura 4.2 – Esquema de uma suspensão Groundhook.

É considerada como velocidade absoluta, a velocidade do pneu, assim, a diferença entre a velocidade absoluta do pneu e da massa m é a velocidade relativa.

Assim, a lei de controlo Groundhook pode ser apresentada da seguinte forma:

$$se \begin{cases} \dot{x}_r(\dot{x}_r - \dot{x}_m) > 0 & \text{então} & F = F_{max} \\ \dot{x}_r(\dot{x}_r - \dot{x}_m) < 0 & \text{então} & F = F_{min} \end{cases} \quad (4.6)$$

4.3. Clipped-optimal

O algoritmo de controlo Clipped-optimal é apresentado na literatura como o mais eficiente para usar com amortecedores de fluido controlável. Neste caso, apenas a corrente aplicada ao amortecedor MR pode ser controlada diretamente e não a força gerada pelo amortecedor (Carneiro, 2009). Esta corrente é determinada considerando a passividade do amortecedor MR. O controlo é projetado mediante a determinação da força desejada que o amortecedor MR deverá gerar para uma determinada aplicação. Assim, quando o amortecedor gerar uma força igual a força desejada, a corrente aplicada mantém-se constante. Se a força gerada pelo amortecedor for menor do que a desejada, a corrente aplicada é aumentada de forma a aumentar a força gerada pelo amortecedor até à força desejada. Quando a força gerada é superior à força desejada, a corrente aplicada é nula. Neste caso, o controlador é projetado como se se tratasse de um sistema passivo, limitando o sinal do amortecedor MR.

A limitação do sinal de força é traduzida pela seguinte lei:

$$I = I_{max}H[(F_d - F)F] \quad (4.7)$$

Em que $H[]$ representa a função Heaviside, usada para representar descontinuidades, F_d é a força desejada pela lei de controlo e F é a força gerada pelo amortecedor.

É de referir que a corrente, I , na equação (5.7), é descontínua no tempo, variando entre $I = 0$ e $I = I_{max}$. A corrente máxima, I_{max} , é geralmente a corrente de saturação do campo magnético gerado pelo amortecedor MR (Paschoal, 2011).

O algoritmo Clipped-optimal é representado pela Figura 4.3.

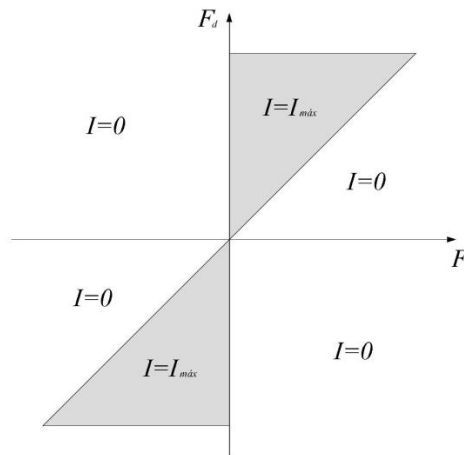


Figura 4.3 – Representação do algoritmo Clipped-Optimal.

Como é possível observar no gráfico da Figura 4.3, que representa I em função de F_d e F que é dada por:

$$I = \begin{cases} I_{max}, & F_d > F \\ 0, & F_d \leq F \end{cases}, \text{ se } \text{sgn}(F_d) = \text{sgn}(F) \quad (4.8)$$

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

4.4. Controle difuso

Foi em 1965 que Lotfi Zadeh (professor na Universidade da Califórnia em Berkeley) desenvolveu a lógica difusa com o intuito de tratar e manipular dados imprecisos e de vaga informação (Sandri & Correa, 1999). A lógica difusa é sobretudo usada em casos em que os modelos matemáticos não são capazes de descrever, de forma precisa, o processo em estudo. Assim, a sua utilização permite a redução da complexidade de implementação de projeto, e a manipulação de informações aproximadas, tornando-se eficiente na resolução de problemas complexos ou não lineares que não tinham solução pelos processos clássicos.

Controladores difusos

Os controladores difusos são controlados que têm em conta um conjunto de regras difusas do tipo “Se (condição)... Então (Conclusão)” que permitem o tratamento de conhecimentos

incompletos, incertos ou conflituosos das diversas faixas de valores que as variáveis de estado de um problema podem assumir.

Enquanto nos controladores convencionais são usados algoritmos de controlo descritos analiticamente por equações algébricas ou diferenciais, através de um modelo matemático, no controlo difuso são usadas regras lógicas no algoritmo de controlo, com base em regras naturais, intuitivas e próprias do senso comum, de forma a aproximar o comportamento do controlador ao comportamento humano (Paschoal, 2011) (Sandri & Correa, 1999). Esta característica permite ao controlador difuso integrar, ao invés de ignorar, as não-linearidades presentes nos sistemas.

O controlo difuso envolve cinco etapas de “construção”:

1- Definição das variáveis de entrada e saída.

As variáveis são escolhidas de acordo com a lei de controlo utilizada.

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

Os intervalos são escolhidos de acordo com o projetista e em relação ao comportamento da planta a ser controlada.

3- Definição do conjunto de funções de pertença.

As funções são rotuladas para conseguirem mapear as variáveis de entrada e saída no universo de $[0, 1]$ de maneira a traduzir de forma verbal a operação de controlo do sistema físico. Existem diversas formas de representação, de entre as quais: triangular, trapezoidal e gaussiana. A Figura 5.4 representa as três formas de representação referidas.

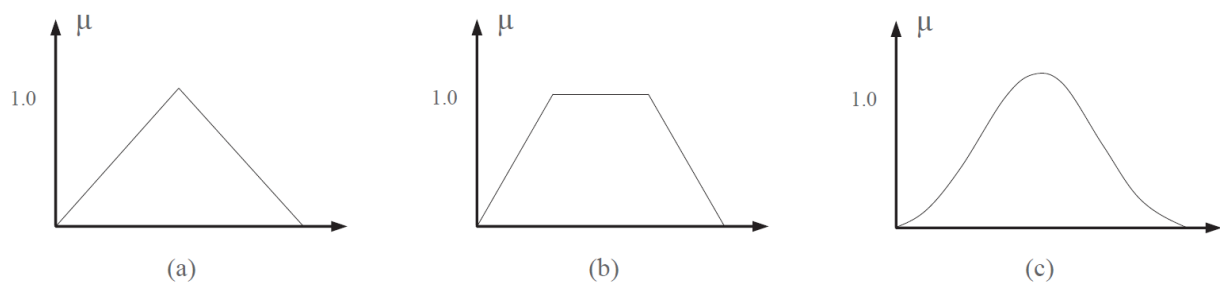


Figura 4.4 – Funções de pertença: (a) triangular, (b) trapezoidal e (c) gaussiana.

4- Definição da base de conhecimento

É uma base de dados (armazena definições sobre discretização e normalização dos universos de discurso e as definições das funções de pertinência dos termos difusos) e uma base de regras (envolvem declarações do tipo “Se... Então”) que caracterizam a estratégia de controle e as suas metas.

A base de regras representa de forma estruturada a política de controle, através de um conjunto de regras tipo:

Se (condição)... **Então** (conclusão)

Por exemplo:

$$R^l : \text{Se } x_1 \text{ é } A_1^l \text{ e Se } x_2 \text{ é } A_2^l \text{ e ... e } x_n \text{ é } A_n^l \text{ então } u \text{ é } B^l \quad (4.9)$$

Onde A_i^l ($i = 1, \dots, n$) e B^l são conjuntos difusos, $x = (x_1, \dots, x_n)^T$ são variáveis linguísticas de entrada, u é uma variável linguística de saída e R^l indica uma regra de controle.

É chamada de antecedente da regra à condição (**se**) e de consequente de regra à conclusão (**então**). As condições são relacionadas pelos conectivos de logica dados pelo operador de conjunção (**e**) e pelo operador de disjunção (**ou**).

5- Sistema de Inferência difusa

Nesta etapa é feita a “tradução” matemática da linguagem simbólica construída anteriormente. Para tal, esta etapa divide-se em três subetapas: fuzificação, mecanismo de inferência e desfuzificação. Essas etapas encontram-se representadas de forma esquemática na Figura 4.5.

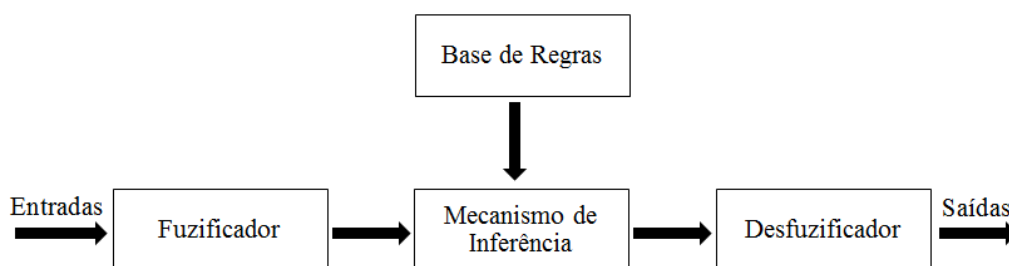


Figura 4.5 – Principais componentes de um SLD.

Fuzificador

A fuzificação tem como resultado o mapeamento de dados ordinários em conjuntos difusos. Os valores numéricos das variáveis de entrada são transformados em graus de pertença (μ) em relação a um determinado conjunto difuso (Paschoal, 2011).

Na Figura 4.6, é possível observar a transformação do valor da variável x_1 em dois graus de pertença μ_1 e μ_2 relativos aos conjuntos difusos A_1 e A_2 .

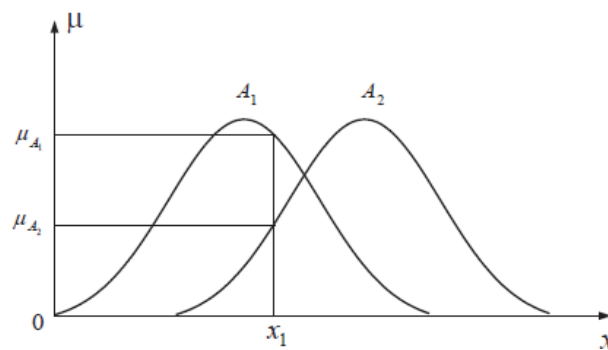


Figura 4.6 – Processo de fuzificação da variável x_1 nos conjuntos A_1 e A_2 (Paschoal, 2011).

Mecanismo de inferência

As duas abordagens existentes para o projeto do mecanismo de inferência de um controlador difuso são a inferência baseada na composição das regras e a inferência individual de cada regra. Contudo, a segunda é a mais frequentemente utilizada e também a que será usada no presente trabalho.

Nesta etapa é definida a forma de interpretação das regras difusas. Apesar de na lógica difusa as regras serem interpretadas por implicações difusas ou operações lógicas entre variáveis linguísticas, é frequente os controladores difusos utilizarem conjunções em vez de implicações. São diversos os tipos de controladores difusos, como os modelos clássicos: modelo de Mamdani e o de Larsen e os modelos de interpolação: modelo de Takagi-Sugeno e o de Tsukamoto. Contudo, apenas importa para o presente trabalho o modelo de Mamdani uma vez que o esforço computacional é menor.

É através de conectivos **E/OU** que são concretizadas as implicações do modelo Mamdani.

Assim, utilizando a teoria clássica de conjuntos, para duas variáveis linguísticas A e B, as operações compostas “A E B” e “A OU B” são definidas, respectivamente, em função de seus graus de pertinência, por (Paschoal, 2011):

$$"A \text{ E } B" \leftrightarrow \mu_A \text{ E } \mu_B \equiv \min(\mu_A, \mu_B) \quad (4.10)$$

$$"A \text{ OU } B" \leftrightarrow \mu_A \text{ OU } \mu_B \equiv \max(\mu_A, \mu_B) \quad (4.11)$$

O conjunto difuso de saída é então obtido através da união de todos os conjuntos difusos de saída que resulta de cada inferência individual. Para se obter uma função pertinência para o conjunto difuso de saída é usado o operador máximo para efetuar a união.

Como exemplo, a Figura 4.7 ilustra o mecanismo de inferência de um controlador difuso utilizando duas regras e duas variáveis de entrada. Neste exemplo, as regras são interpretadas pela conjunção *implicação mínimo* (estabelecido por Mamdani) e a união das regras é realizada pelo operador *máximo*.

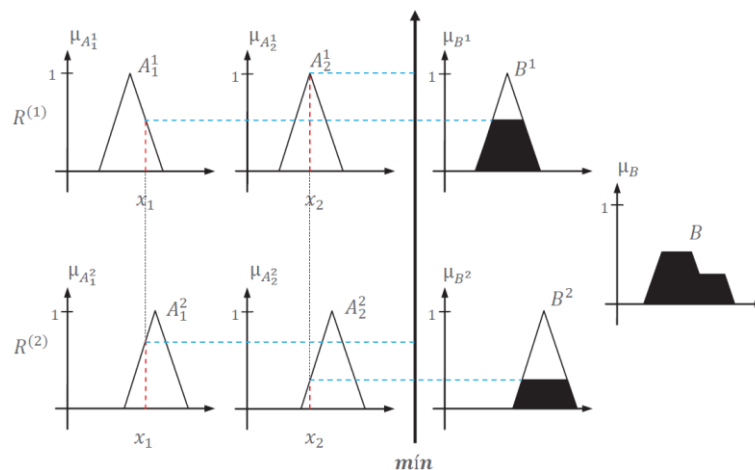


Figura 4.7 – Mecanismo de inferência utilizando o operador *mínimo* como conectivo **E** (Paschoal, 2011).

Desfuzificador

O desfuzificador efetua a operação contrária do fuzificador, efetuando a transposição do conjunto difuso de saída, obtidos na operação de inferência, num valor ordinário (Igrejas, 2008).

As principais estratégias de desfuzificação são: desfuzificador de máximo, desfuzificador de centro médio e desfuzificador de centro de gravidade.

- Desfuzificador de máximo

Neste desfuzificador é selecionado o y' como o valor de y em V , no qual a função de pertinência, $\mu_{B'}(y)$ atinge o valor máximo, definindo o conjunto:

$$h(B') = \left\{ y' \in V \mid \mu_{B'}(y') = \sup_{y \in V} \mu_{B'}(y) \right\} \quad (4.12)$$

o valor de y' pode ser escolhido arbitrariamente em $h(B')$ como o menor dos máximos, o valor médio dos máximos ou o maior dos máximos. $h(B')$ representa o conjunto de todos os pontos em V em que $\mu_{B'}(y)$ atinge o valor máximo.

- Desfuzificador médio

É baseado no conceito de que um conjunto difuso B' é resultado de uma união ou interseção de M conjuntos. Como tal, o valor de y' é obtido através de uma média pesada dos centros dos M conjuntos, em que o peso atribuído é igual à sua altura. Assim, sendo \bar{y}^l o centro do conjunto difuso B^l e W^l o seu peso, com $l = 1, 2, \dots, M$, y' é dado por:

$$y' = \frac{\sum_{l=1}^M \bar{y}^l W^l}{\sum_{l=1}^M W^l} \quad (4.13)$$

A operação dada pela equação (4.13) é representada graficamente na Figura 4.8, para $M=2$.

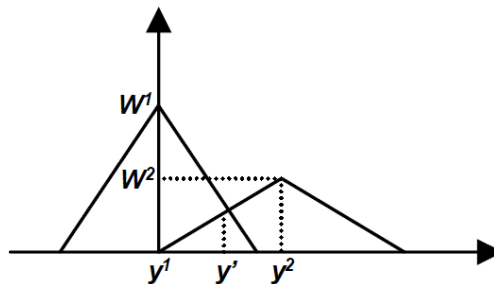


Figura 4.8 – Representação gráfica do desfuzificador de centro médio (Igrejas, 2008).

- Desfuzificador de centro de gravidade

Através da aplicação deste desfuzificador obtém-se o centróide ou centro de gravidade do conjunto difuso B' . Assim, y' é obtido pelo centro da área coberta pela função pertença B' , ou seja:

$$y' = \frac{\int_V y \mu_{B'}(y) dy}{\int_V \mu_{B'}(y) dy} \quad (4.14)$$

A operação apresentada pela equação (4.14) é representada graficamente na Figura 4.9.

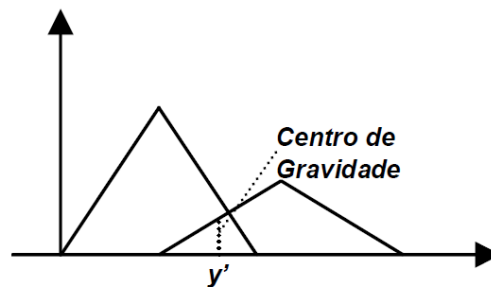


Figura 4.9 – Representação gráfica da distribuição de centro de gravidade (Igrejas, 2008).

5. Simulação numérica da suspensão de um veículo

5.1. Modelos dinâmicos para sistemas de suspensão

5.1.1. Modelo de um quarto de veículo

O modelo mais simples é o sistema de um quarto de veículo com apenas um grau de liberdade. Neste modelo, a massa suspensa é ligada ao piso apenas através da suspensão. Este modelo adequa-se no caso do único interesse ser o conforto dos passageiros. A Figura 5.1 representa o esquema correspondente a este modelo.

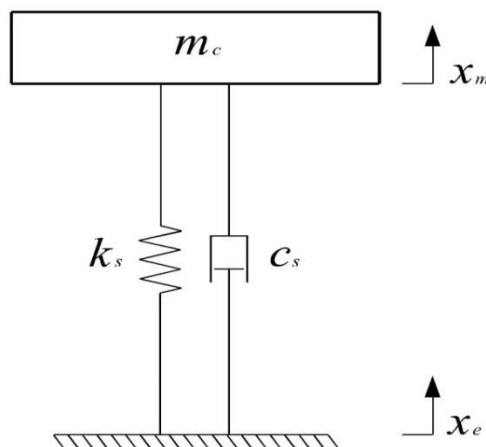


Figura 5.1 – Modelo de ¼ de veículo com 1 GDL.

O modelo de um quarto de veículo com dois graus de liberdade é o mais frequentemente utilizado nos estudos para analisar as suspensões. Isto deve-se a facto de ser um modelo simples e que permite entender o comportamento vertical do conjunto carroçaria-roda-pneu qualquer que seja a tecnologia de suspensão em análise (Laganaro & Colón, s.d.).

Como se pode ver na Figura 5.2, este modelo é constituído por uma massa suspensa (um quarto da massa da carroçaria) sobre uma massa não suspensa (roda) que assenta sobre a estrada através do pneu. A suspensão em si é representada por uma mola (k_s) em paralelo com um amortecedor (c_s). Também a roda é representada desta forma, por um conjunto de mola-amortecedor, contudo, os valores da rigidez e do coeficiente de amortecimento são bem mais elevados do que os da suspensão.

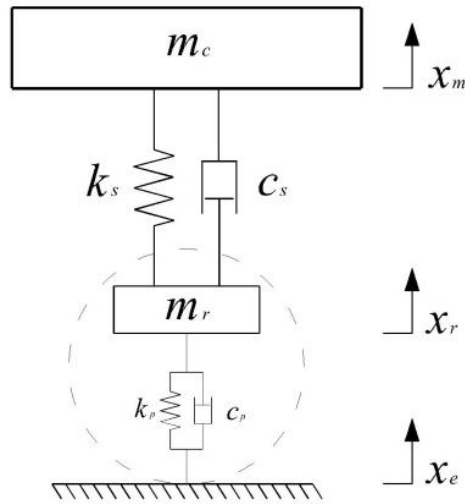


Figura 5.2 – Modelo de 1/4 de veículo com 2 GDL.

O modelo de um quarto de veículo pode ser descrito pelas seguintes equações:

$$m_c \ddot{x}_c = K(x_r - x_c) + c_s \dot{x}_c \quad (5.1)$$

$$m_r \ddot{x}_r = K(x_c - x_r) - F_s + K_r(x_e - x_r) + c_r \dot{x}_r \quad (5.2)$$

Para o caso do modelo de um quarto de carro simplificado (com um grau de liberdade) a equação utilizada é a equação (5.1).

Em que:

m_c é a massa da carroçaria;

m_r é a massa da roda;

c_p é o coeficiente de amortecimento do amortecedor;

k_s é a rigidez da mola da suspensão;

k_p é a rigidez equivalente do pneu;

c_p é o coeficiente de amortecimento equivalente do pneu.

5.1.2. Modelo de meio veículo

Este modelo é utilizado para ter em conta, além dos movimentos verticais, os movimentos de rotação da carroçaria e do eixo do veículo (Gao, et al., 2007).

Considerando o modelo de um veículo, apresentado na Figura 5.3, sujeito a uma excitação irregular devido à superfície da estrada, as equações de movimento do corpo do veículo e das rodas da frente/traseira são dadas por (Gao, et al., 2007):

$$m_c \ddot{x}_c + c_{s1}(\dot{x}_{c1} - \dot{x}_{r1}) + c_{s2}(\dot{x}_{c2} - \dot{x}_{r2}) + k_{s1}(x_{c1} - x_{r1}) + k_{s2}(x_{c2} - x_{r2}) = 0 \quad (5.3)$$

$$I_c \ddot{\theta}_c + l_1(c_{s1}(\dot{x}_{c1} - \dot{x}_{r1}) + k_{s1}(x_{c1} - x_{r1})) - l_2(c_{s2}(\dot{x}_{c2} - \dot{x}_{r2}) + k_{s2}(x_{c2} - x_{r2})) = 0 \quad (5.4)$$

$$m_{r1} \ddot{x}_{r1} - c_{s1}(\dot{x}_{c1} - \dot{x}_{u1}) - k_{s1}(x_{c1} - x_{r1}) + k_{r1}(x_{r1} - x_{e1}) = 0 \quad (5.5)$$

$$m_{r2} \ddot{x}_{r2} - c_{s2}(\dot{x}_{c2} - \dot{x}_{r2}) - k_{s2}(x_{c2} - x_{r2}) + k_{r2}(x_{r2} - x_{e2}) = 0 \quad (5.6)$$

sendo as constantes dadas por:

$$x_c = (l_2 x_{c1} + l_1 x_{c2})/l \quad (5.7)$$

$$\theta_c = (x_{c1} - x_{c2})/l \quad (5.8)$$

onde,

m_c é a massa da carroçaria;

I_c é o momento de inércia da carroçaria;

m_{r1} , m_{r2} são as massas das rodas dianteiras/traseiras, respetivamente;

c_{s1} , c_{s2} são os coeficientes de amortecimento do amortecedor dianteiro/traseiro, respetivamente;

k_{s1} , k_{s2} são a rigidez da mola da suspensão dianteira/traseira, respetivamente;

k_{p1} , k_{p2} são a rigidez dos pneus dianteiros/traseiros, respetivamente;

x_c é o deslocamento vertical do centro de gravidade da carroçaria;

θ_c é o ângulo de rotação do centro de gravidade da carroçaria;

x_{r1} , x_{r2} são os deslocamentos verticais das rodas dianteiras/traseiras, respetivamente;

x_{c1} , x_{c2} são os deslocamentos verticais da carroçaria;

x_{e1} , x_{e2} são a excitação irregular da superfície da estrada;

l_1 , l_2 , são as distâncias entre a suspensão dianteira/traseira, respetivamente, com referência no centro de gravidade da carroçaria, e $l_1 + l_2 = l$.

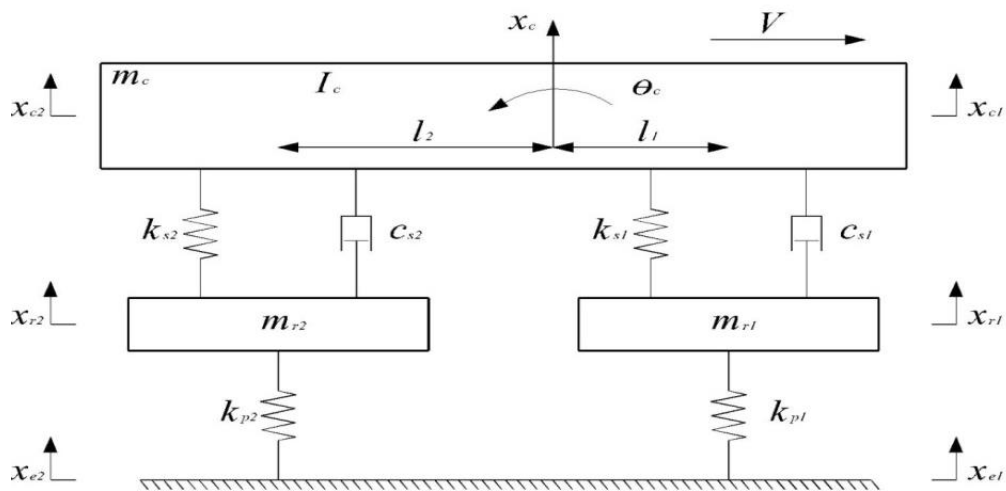


Figura 5.3 – Modelo de meio veículo.

5.1.3. Modelo de veículo completo

O modelo de veículo completo foi desenvolvido de forma a permitir um estudo mais completo e próximo da realidade sobre o comportamento do conjunto de suspensões do carro nos diversos tipos de interações das rodas com o solo. Para simplificar a análise deste modelo, tem-se em conta apenas as deformações verticais das suspensões (Sleiman, 2010).

Na Figura 5.4 está representado o modelo simplificado com 7 graus de liberdade. Neste modelo, apenas são considerados os movimentos verticais, e de rotação uma vez que estes representam o movimento de suspensão.

Este sistema pode ser mais complexo se se tiver em conta, para além do referido anteriormente, 3 deslocamentos e 3 rotações possíveis para cada elemento. É ainda possível acrescentar a este modelo, a suspensão do motor e a suspensão dos bancos dos passageiros (Laganaro & Colón, s.d.).

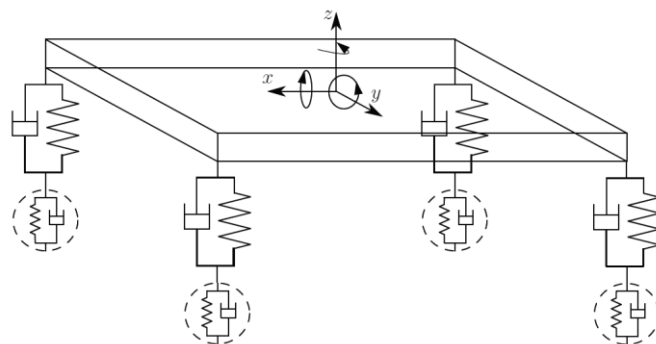


Figura 5.4 – Modelo de veículo completo (Sleiman, 2010).

Para efetuar a simulação numérica de um veículo, considerou-se o modelo de um sistema de suspensão de ¼ de veículo, com dois graus de liberdade (Figura 6.1). Neste modelo não é considerado o coeficiente de amortecimento do pneu uma vez que este valor é muito pequeno quando comparado com o valor do coeficiente de amortecimento do sistema de suspensão.

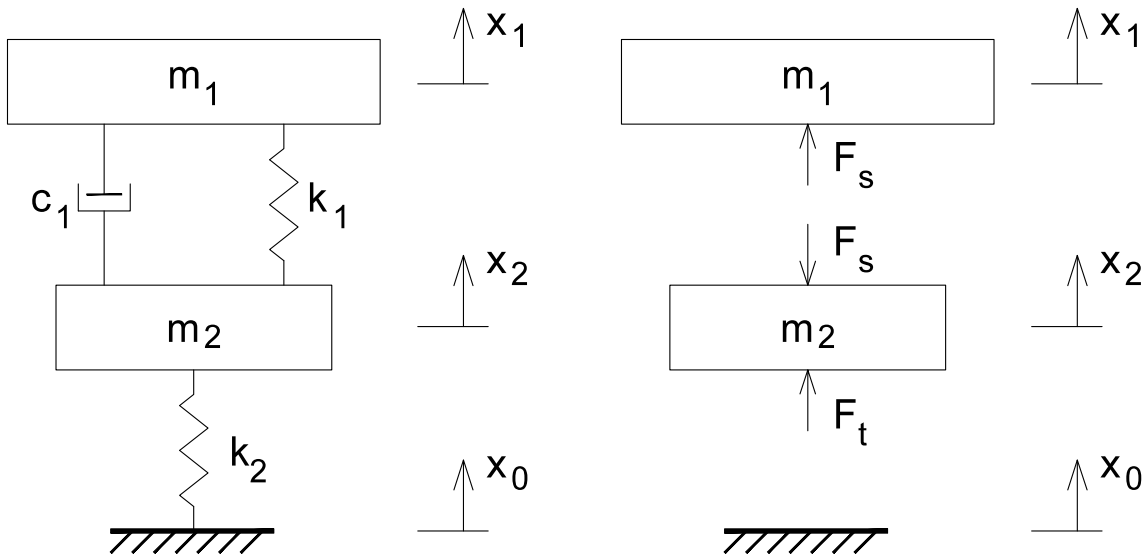


Figura 5.5 – Modelo de suspensão de ¼ de veículo.

As equações do movimento do corpo do quarto de veículo e da roda são apresentadas por:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_s \quad (5.9)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_t - F_s \quad (5.10)$$

Em que F_s e F_t representam as forças da suspensão e do pneu, respetivamente. As forças podem ser obtidas, de acordo com a Figura 5.5, pelas equações (5.11) e (5.12).

$$F_s = k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (5.11)$$

$$F_t = k_2(x_0 - x_2) \quad (5.12)$$

Onde m_1 e m_2 são respetivamente a massa do ¼ de veiculo e a massa da roda (kg), x_1 e x_2 são os deslocamentos do corpo do veiculo e da roda (m), k_1 e k_2 são a rigidez do sistema e do pneu, respetivamente (N/m), c_1 representa o coeficiente de amortecimento (N.s/m) e x_0 é a excitação de entrada que representa a superfície da estrada (m).

Substituindo as equações (5.11) e (5.12) nas equações (5.10) e (5.9), obtemos:

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [-k_1(x_2 - x_1) + c_1(x_2 - x_1)] \quad (5.13)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [k_2(x_0 - x_2) - k_1(x_2 - x_1) - c_1(x_2 - x_1)] \quad (5.14)$$

As equações podem ser apresentadas em espaço de estado na forma matricial através de:

$$\dot{X} = AX + Bx_0 \quad (5.15)$$

Onde,

$$X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} \quad (5.16)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{(k_1 + k_2)}{m_2} & \frac{k_1}{m_2} & -\frac{c_1}{m_2} & \frac{c_1}{m_2} \\ \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

$$B = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_2}{m_2} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.18)$$

Para analisar o comportamento do sistema de suspensão do veículo foram usados os seguintes parâmetros:

$$m_1 = 350 \text{ kg};$$

$$m_2 = 40 \text{ kg};$$

$$k_1 = 50000 \text{ N/m};$$

$$k_2 = 190000 \text{ N/m};$$

$$c_1 = 500 \text{ N.s/m}.$$

Com base nestes parâmetros podem-se calcular frequências naturais do sistema através de:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.19)$$

$$\begin{bmatrix} 350 & 0 \\ 0 & 40 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 50000 & -50000 \\ -50000 & 240000 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.20)$$

$$\det(k - \omega^2 M) = 0 \quad (5.21)$$

As matrizes de massa e de rigidez são dadas por:

$$M = \begin{bmatrix} 350 & 0 \\ 0 & 40 \end{bmatrix} \quad (5.22)$$

$$K = \begin{bmatrix} 50000 & -50000 \\ -50000 & 240000 \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

Logo,

$$\det \left(\begin{bmatrix} 50000 & -50000 \\ -50000 & 240000 \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} 350 & 0 \\ 0 & 40 \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (5.24)$$

$$\det \left(\begin{bmatrix} 50000 - \omega^2 350 & -50000 \\ -50000 & 240000 - \omega^2 40 \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (5.25)$$

$$[(50000 - 350\omega^2)(240000 - 40\omega^2) - [(50000 + 50000)]] = 0 \quad (5.26)$$

E a equação característica do sistema será:

$$14000\omega^4 - 86000000\omega^2 - 9500000000 = 0 \quad (5.27)$$

Resolvendo a equação anterior obtêm-se as frequências naturais:

$$\omega_1 = 10.608 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = 77.655 \text{ rad/s}$$

Dado que

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (5.28)$$

Assim,

$$f_1 = 1.688 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 12.359 \text{ Hz}$$

Os modos de vibração do sistema são determinados através da equação 5.29.

$$[K - \omega^2 M]v_1 = 0 \quad (5.29)$$

O primeiro modo será dado por:

$$\begin{bmatrix} 50000 & -50000 \\ -50000 & 240000 \end{bmatrix} - 10.608^2 \begin{bmatrix} 350 & 0 \\ 0 & 40 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{21} \\ v_{22} \end{bmatrix} = 0 \quad (5.30)$$

$$\begin{bmatrix} 10625v_{11} & -50000v_{12} \\ -50000v_{11} & 235500v_{12} \end{bmatrix} = 0 \quad (5.31)$$

$$v_2 = \begin{bmatrix} 4.706 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

E o segundo modo é dado por:

$$\begin{bmatrix} 50000 & -50000 \\ -50000 & 240000 \end{bmatrix} - 77.655^2 \begin{bmatrix} 350 & 0 \\ 0 & 40 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{11} \\ v_{12} \end{bmatrix} = 0 \quad (5.33)$$

$$\begin{bmatrix} -2060604.659v_{11} & -50000v_{12} \\ -50000v_{11} & -1211.961v_{12} \end{bmatrix} = 0 \quad (5.34)$$

$$v_1 = \begin{bmatrix} -0.0242 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5.35)$$

Nas diversas simulações foi usada uma excitação de entrada, $w(t)$, de forma a simular o piso de uma estrada. A excitação possui 3 impulsos, sendo o primeiro impulso no sentido positivo igual a 0.05m no intervalo: $1.0 \leq t \leq 1.1$ s. O segundo impulso ocorre no intervalo $1.9 \leq t \leq 2.0$ s, no sentido negativo e igual a 0.025m. Por fim, o último impulso ocorre no intervalo $2.9 \leq t \leq 3.0$ s, no sentido positivo e com valor igual a 0.05m, como é apresentado na Figura 5.6. O tempo de simulação utilizado é de 6 segundo, de modo a ser possível observar a estabilização do sistema.

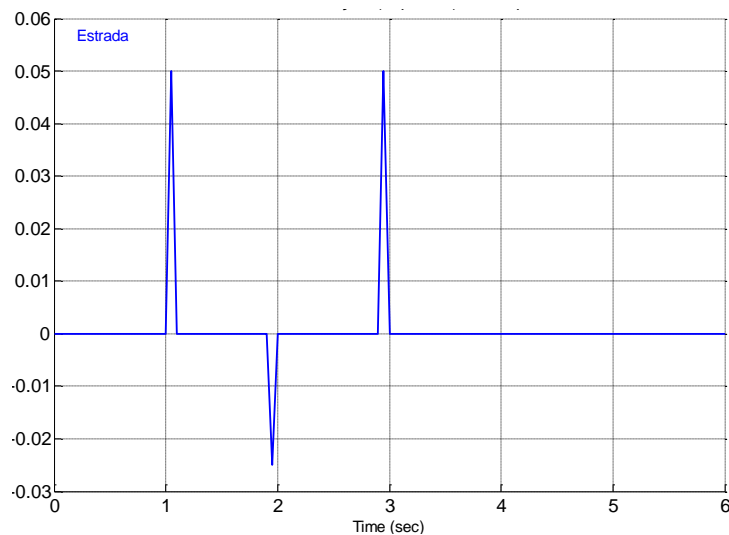


Figura 5.6 – Excitação para simular um piso de estrada irregular.

5.2. Controlo Passivo

Inicialmente é simulado, através do Simulink, um sistema de suspensão passivo (sem o uso de um amortecedor MR), de modo a verificar a resposta do sistema para posteriormente comparar com a resposta do sistema utilizando uma suspensão semi-ativa com amortecedor MR.

Na Figura 5.7 é apresentado o diagrama de blocos do Simulink utilizado para simular a suspensão passiva.

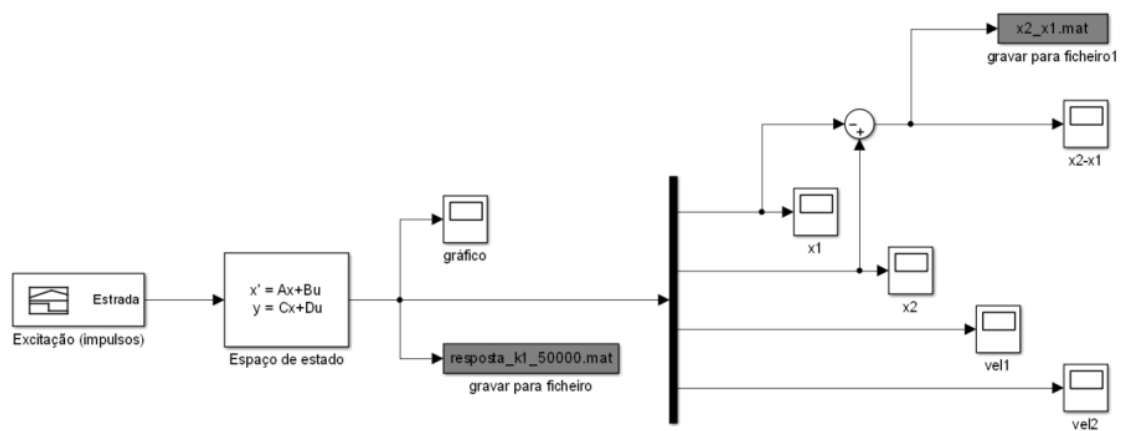


Figura 5.7 – Diagrama de blocos do sistema de controlo passivo.

Na primeira simulação foram obtidas as respostas do sistema para os parâmetros iniciais apresentados anteriormente. Nas seguintes simulações foram variados os parâmetros m_1 , m_2 e k_1 para verificar a influência que estes parâmetros têm na resposta do sistema.

A Figura 5.8 apresenta as respostas transitórias de x_1 e x_2 , que representam o deslocamento de m_1 e m_2 , respetivamente, bem como a amplitude de deslocamento relativo, $x_1 - x_2$.

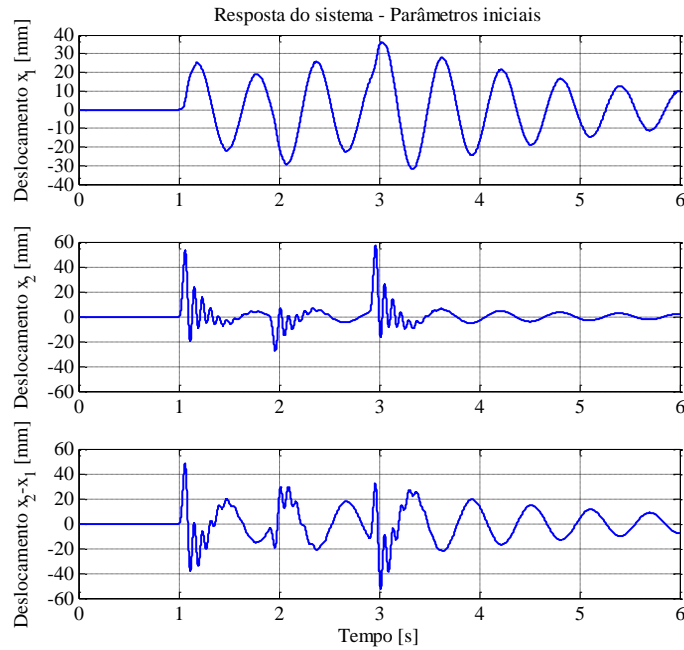


Figura 5.8 – Resposta de x_1 e x_2 e deslocamento relativo no sistema de controlo passivo.

Com base nos resultados apresentados é possível verificar que as oscilações de m_1 têm amplitudes inferiores (máximo de 36,19 mm) às de m_2 (máximo de 57,16 mm) no momento dos impulsos que simulam a estrada, sendo que as suas oscilações também são mais suaves. Contudo, as oscilações não atenuam tão rápido como as de m_2 . No espaço de tempo simulado, nenhuma das massas chega a estabilizar (movimento nulo).

Na Figura 5.9 está representada a resposta transitória de x_1 e x_2 quando se faz variar m_1 .

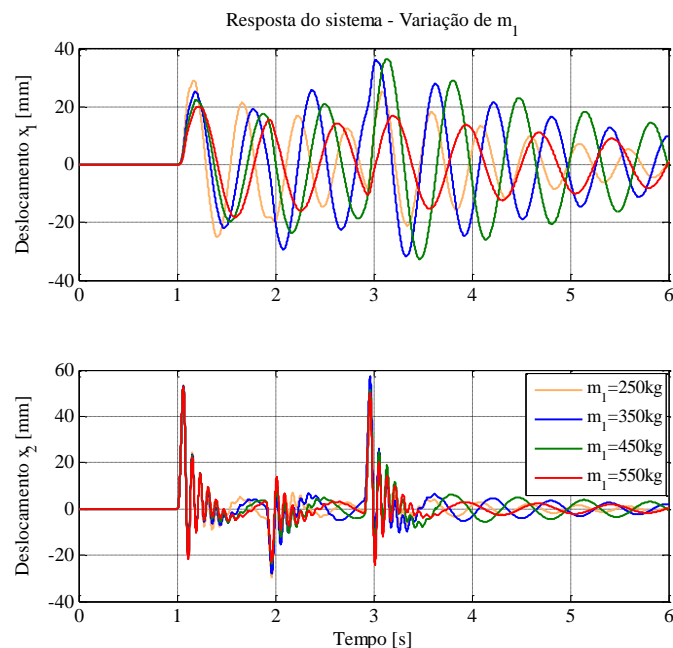


Figura 5.9 – Comportamento de x_1 e x_2 para diferentes m_1 .

Através da análise dos gráficos apresentados na Figura 5.9 é possível verificar que a variação de m_1 tem uma influência significativa na resposta x_1 e x_2 , sobretudo na resposta de x_1 .

Na Figura 5.10 apresenta-se a resposta transitória de x_1 e x_2 para diferentes m_2 .

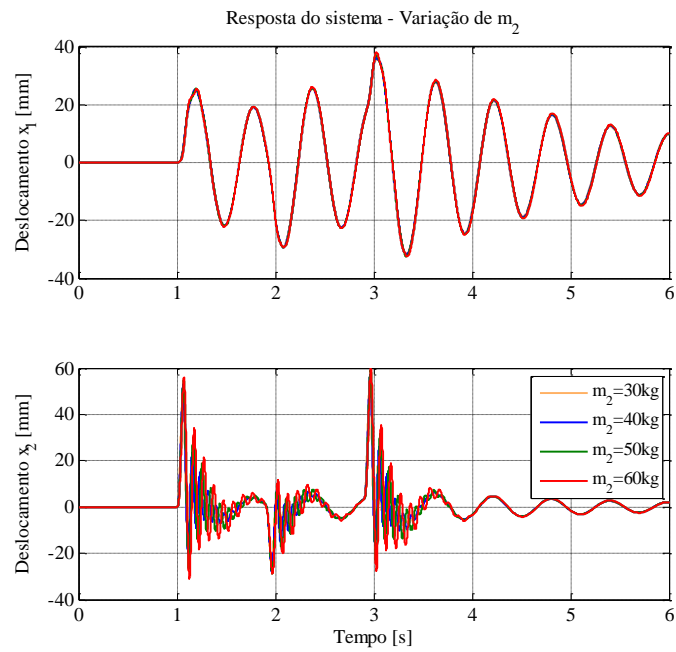


Figura 5.10 – Comportamento de x_1 e x_2 para diferentes m_2 .

Na Figura 5.10 é possível observar que a variação de m_2 não tem praticamente nenhuma influência na resposta de x_1 e x_2 , sendo que a amplitude do deslocamento é praticamente o mesmo ao longo do tempo para os diferentes m_2 .

Na Figura 5.11 está apresentada a resposta do sistema quando se faz variar k_1 .

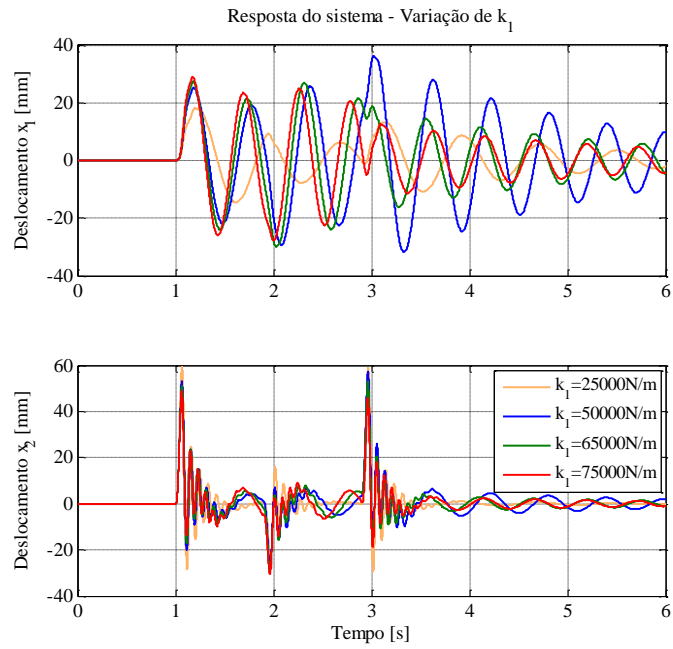


Figura 5.11 – Comportamento de x_1 e x_2 para diferentes k_1 .

Analisando os gráficos da Figura 5.11, é possível notar que a variação do valor de k_1 tem grande influência na resposta do sistema. À medida que se aumenta k_1 , verifica-se uma variação significativa de x_1 devido à alteração das características dinâmicas do sistema.

Na Figura 5.12 é apresentada a aceleração de m_1 e m_2 , para os parâmetros iniciais.

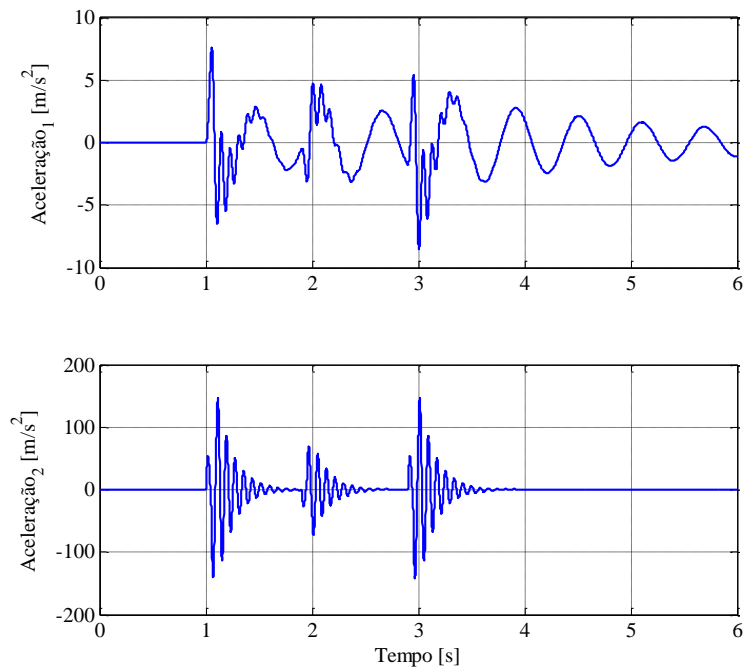


Figura 5.12 – Aceleração de m_1 e m_2 , respetivamente, no sistema de controlo passivo.

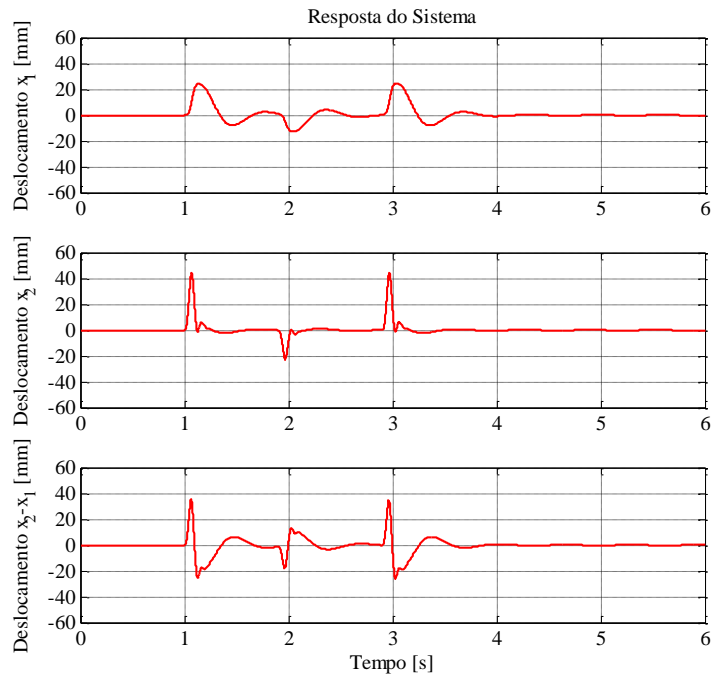


Figura 5.14 – Resposta de x_1 e x_2 e deslocamento relativo no sistema de controlo ativo.

Com base nos resultados obtidos verifica-se que, também no controlo ativo as amplitudes das oscilações de m_1 são inferiores (máximo de 24,62 mm) às de m_2 (máximo de 44,45 mm). No controlo ativo, ao contrário do que se passa no controlo passivo, praticamente só existe deslocamento de m_1 e m_2 nos instantes dos impulsos que simulam a estrada. No fim da simulação, as massas encontram-se praticamente estabilizadas (deslocamento nulo).

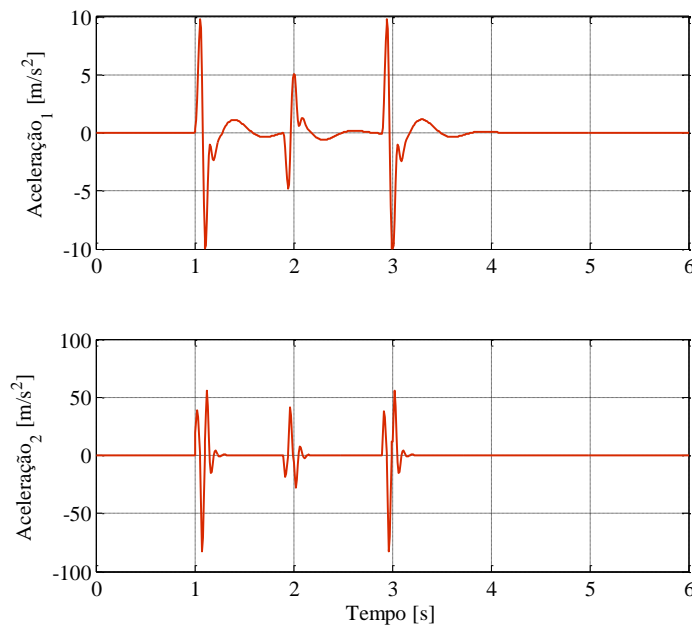


Figura 5.15 – Aceleração de m_1 e m_2 respetivamente no sistema de controlo ativo.

Na Figura 5.15 são apresentadas as acelerações para m_1 e m_2 , onde se verifica que a aceleração de m_1 (máximo de 9.97 m/s^2) é muito inferior à aceleração de m_2 (máximo de 82.6 m/s^2).

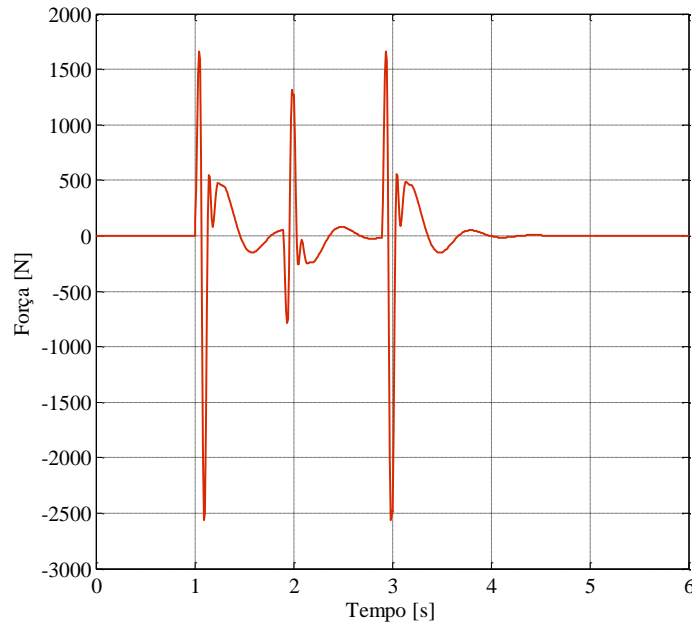


Figura 5.16 – Força exercida pelo atuador no sistema de controlo ativo.

5.4. Controlo semi-ativo

5.4.1. Controlo ótimo

O controlo ótimo procura garantir a minimização de uma função quadrática, descrita pela equação:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + F^t R F) dt \quad (5.36)$$

Em que Q é uma matriz diagonal semi-positiva que avalia o estado x e R é uma matriz positiva que avalia o esforço de controlo F .

O ganho do controle é obtido através de:

$$K = R^{-1}B_2^T P \quad (5.37)$$

em que P é a solução da equação reduzida de Riccati:

$$A^T P + PA - PB_2 R^{-1} B_2^T P + Q = 0 \quad (5.38)$$

Se o par (A, B_2) do sistema for controlável é garantida a existência e singularidade da solução da equação (6.13).

A resolução do problema de controle ótimo dá-se através da determinação do ganho de realimentação do regulador ótimo K . Em que K é dado por:

$$F(t) = -Kx(t) \quad (5.39)$$

Neste caso optou-se por definir as matrizes de ponderação Q e R . Fixou-se a matriz Q e alterou-se o valor de R até se obter a força de controle compatível com o dispositivo de controle (amortecedor).

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5 \end{bmatrix} \text{ e } R = 10^{-8} \quad (5.40)$$

Assim, ao resolver a equação de Riccati (5.38) e substituindo a solução na equação (5.39) obtém-se o seguinte vetor de ganho ótimo:

$$K = [0.0100 \quad -1.7516 \quad 0.3184 \quad -0.1695] \quad (5.41)$$

A Figura 5.17 apresenta o programa em Simulink criado para simular o desempenho do controlador ótimo projetado (corresponde ao bloco “Subsystem2”). Neste controle foi utilizado um limitador de forma a ajustar a força do amortecedor à força ótima calculada (corresponde ao bloco “Bang-Bang Controller1”).

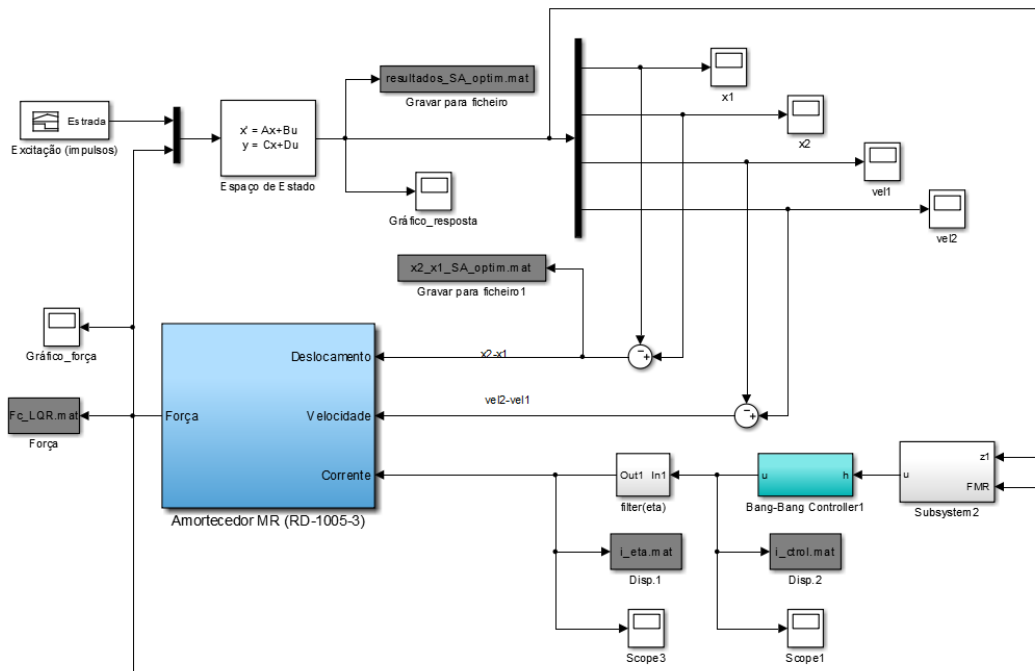


Figura 5.17 – Diagrama de blocos para o sistema de controlo SA – Ótimo.

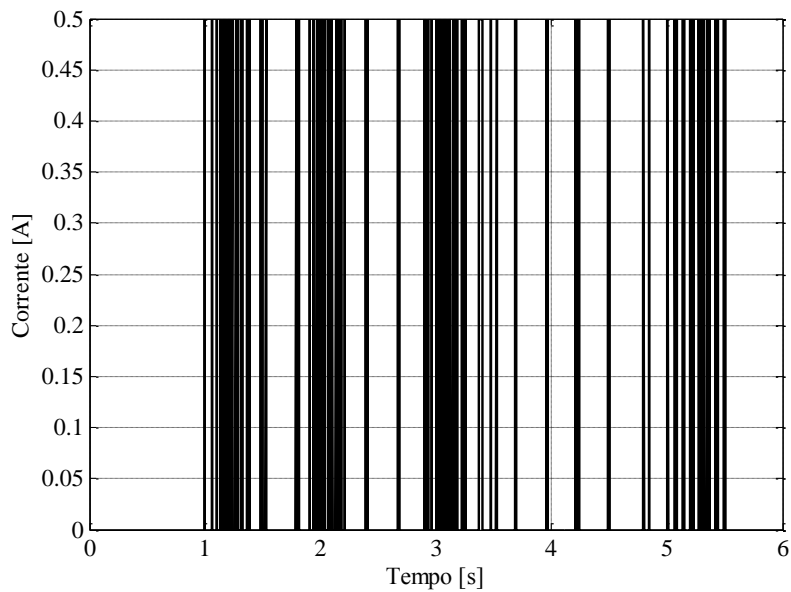


Figura 5.18 – Corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR no controlo SA – Ótimo.

A Figura 5.19 apresenta as respostas transitórias de x_1 e x_2 , que representam o deslocamento de m_1 e m_2 , respetivamente, bem como, a amplitude de deslocamento relativo, $x_1 - x_2$.

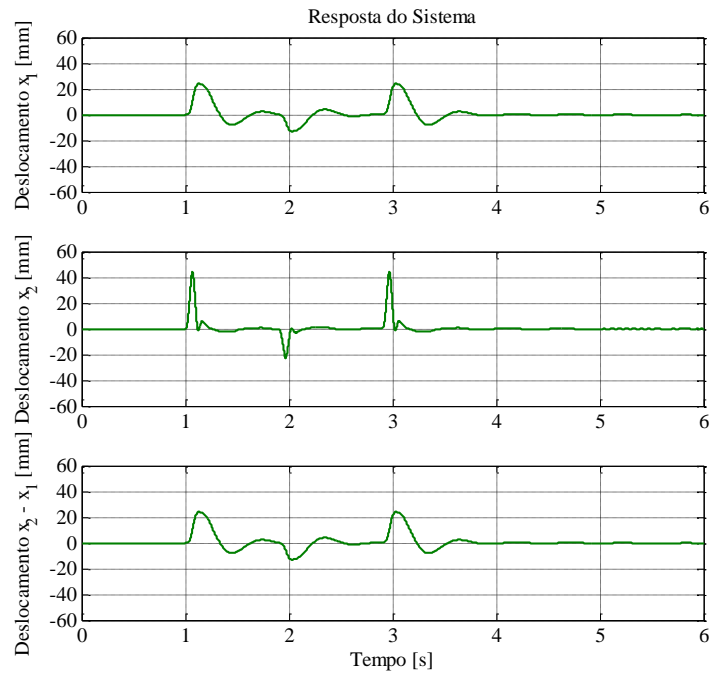


Figura 5.19 – Resposta de x_1 e x_2 e deslocamento relativo no sistema de controlo SA - Ótimo.

Analisando os resultados apresentados na Figura 5.19 observa-se que também no controlo semi-ativa (SA) – Ótimo m_1 tem menor amplitude de oscilação (máximo de 24.13 mm) do que m_2 (máximo de 41.84 mm). Verifica-se também que as massas praticamente estabilizam até ao fim da simulação.

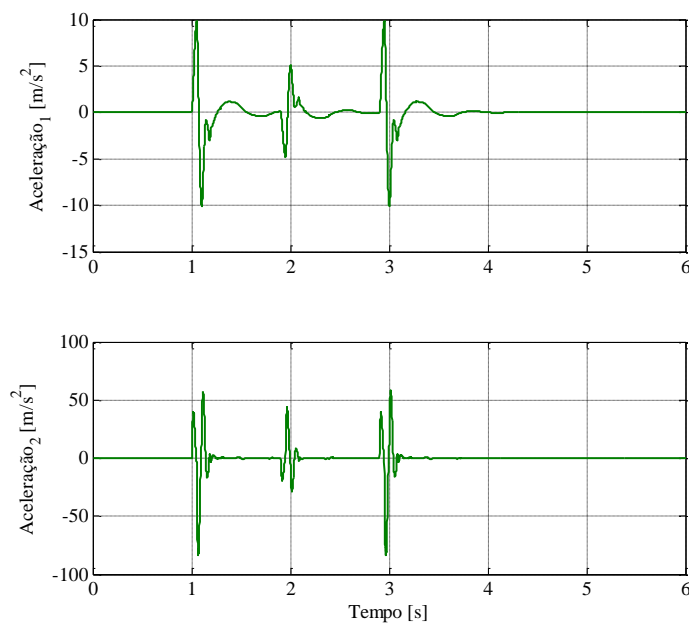


Figura 5.20 – Aceleração de m_1 e m_2 respetivamente no sistema de controlo SA - Ótimo.

Na Figura 5.20 encontram-se apresentadas as acelerações de m_1 e m_2 , onde se observa que m_1 apresenta uma aceleração inferior (máximo 10.15 m/s^2) a m_2 (máximo 81.55 m/s^2).

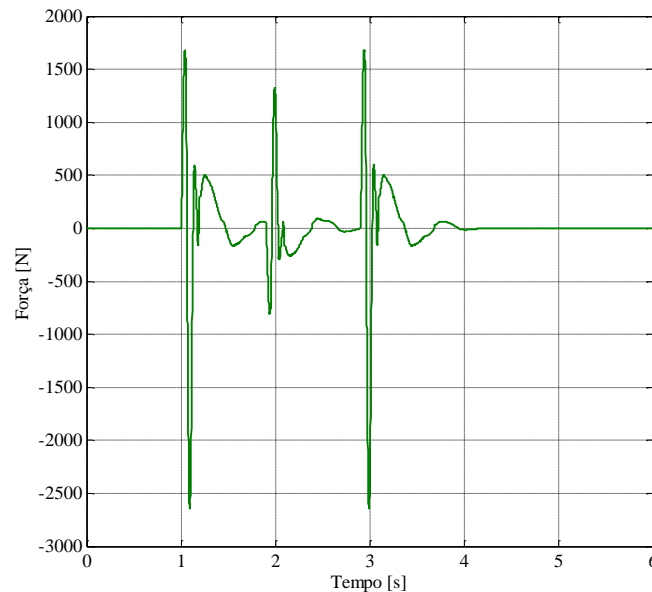


Figura 5.21 – Força exercida pelo amortecedor MR no sistema de controlo SA – Ótimo.

A Figura 5.21 apresenta a força gerada pelo amortecedor MR. É possível observar que a força chega a passar os 2500 N. A partir dos 4 segundos, aproximadamente, o amortecedor MR deixa de exercer força.

5.4.2. Controlo difuso

Para o controlo difuso foi necessário implementar cinco etapas, já abordadas e descritas anteriormente na secção 4.4, para se poder realizar a simulação do sistema de suspensão, são elas:

- 1) Definir as variáveis de entrada e saída;

As variáveis de entrada definidas foram o deslocamento e a velocidade de m_1 ou seja, x_1 e \dot{x}_1 . Como variável de saída é usada a corrente, I .

- 2) Caracterização do intervalo de valores das variáveis de entrada e saída;

Para as variáveis de entrada, o intervalo foi definido de $[-1, 1]$ (normalizado), para a variável de saída o intervalo é $[0, 1]$.

3) Definição do conjunto de funções de pertença;

Nesta etapa, cada variável de entrada o universo de variação foi dividido em sete funções de pertença triangulares, que permitem descrever as variáveis do sistema através da atribuição de rótulos: NA (Negativo Alto), NM (Negativo Médio), NB (Negativo Baixo), Z (Zero), PB (Positivo Baixo), PM (Positivo Médio) e PA (Positivo Alto). Para a variável de saída, o universo de variação apenas foi dividido em quatro funções de pertença triangulares, com a mesma atribuição de rótulos: Z (Zero), PB (Positivo Baixo), PM (Positivo Médio) e PA (Positivo Alto). As Figuras 5.22, 5.23 e 5.24 apresentam a distribuição usada.

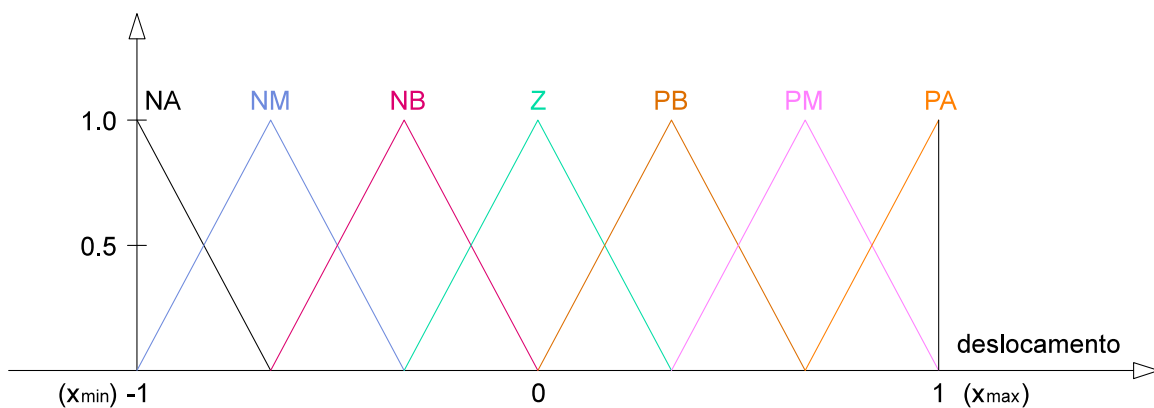


Figura 5.22 – Universo de variação do deslocamento, x_1 .

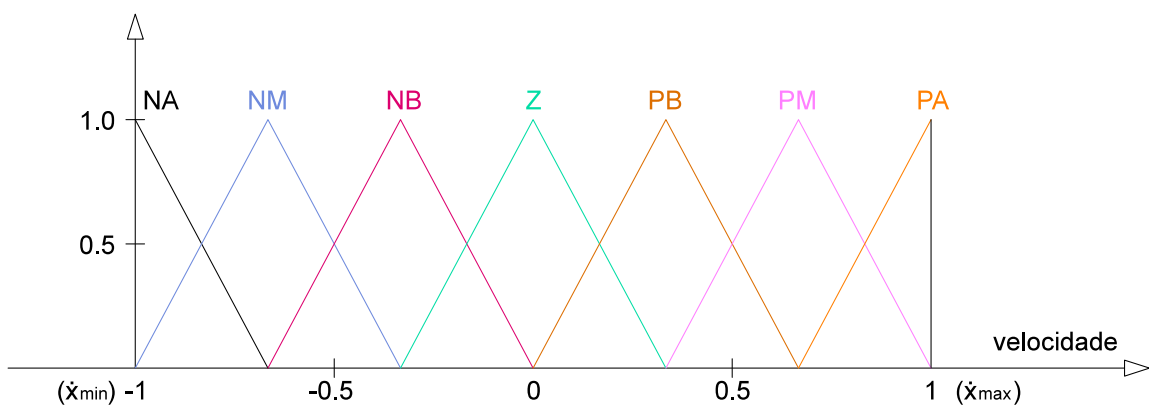


Figura 5.23 – Universo de variação da velocidade \dot{x}_1 .

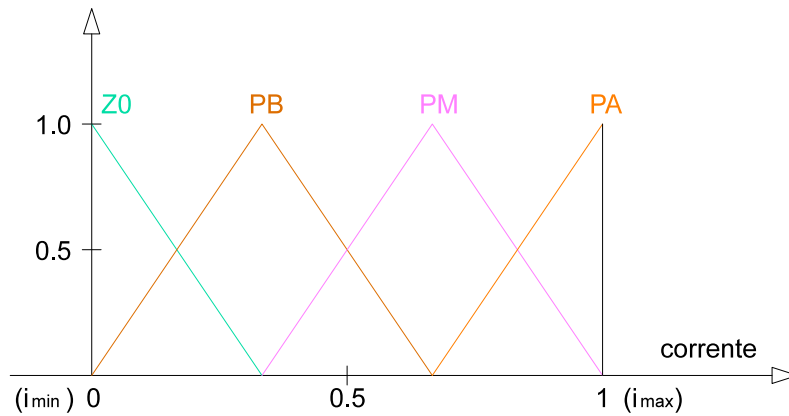


Figura 5.24 – Universo de variação da corrente, I .

4) Definição da base de regras

A base de regras estabelecida é do tipo “Se... então...” e tem como função a representação, de forma estruturada, o raciocínio humano sobre a estratégia a adotar.

Tabela 5.1 – Regras do sistema de inferência

		Velocidade						
		NA	NM	NB	Z	PB	PM	PA
Deslocamento	NA	PA	PA	PM	PM	Z	Z	Z
	NM	PA	PM	PM	PM	Z	Z	Z
	NB	PM	PM	PB	Z	Z	Z	Z
	Z	PM	PM	PB	Z	PB	PM	PM
	PB	Z	Z	Z	Z	PB	PM	PM
	PM	Z	Z	Z	PM	PM	PM	PA
	PA	Z	Z	Z	PM	PM	PA	PA

Em seguida, na Figura 5.25 é apresentada a superfície correspondente às regras do sistema de inferência.

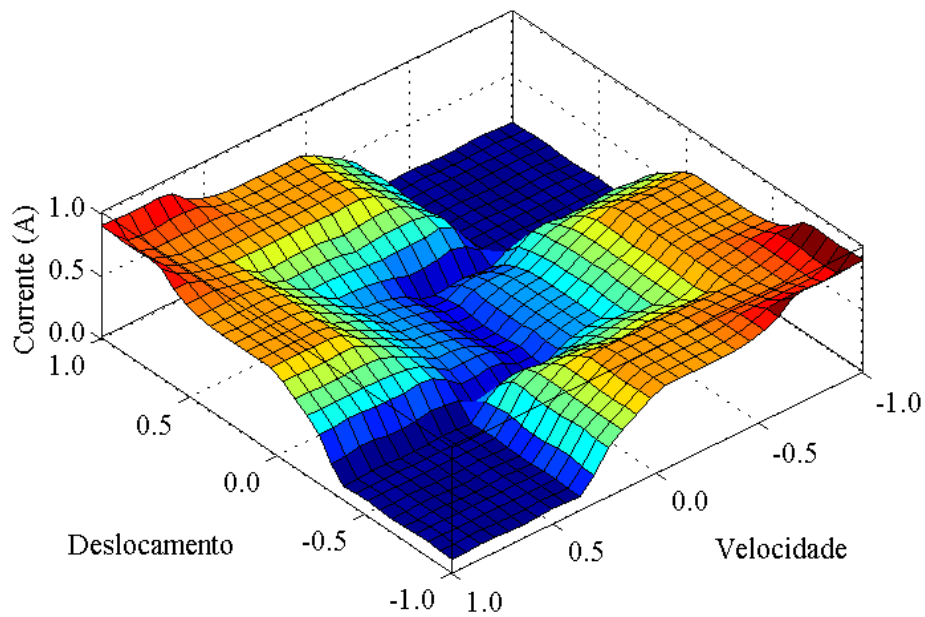


Figura 5.25 – Representação gráfica do controlador difuso.

5) Definição do mecanismo de inferência difusa

Por fim, é necessário efetuar a interpretação das regras derivadas a partir da linguagem simbólica. Através da utilização da *implicação mínimo* (de Mamdani) e através do conectivo “**E**” é efetuado o mapeamento dos conjuntos difusos de entrada nos conjuntos difusos de saída.

O mapeamento do conjunto difuso de saída numa ação de controlo numérica é efetuado através da adoção da estratégia de desfuzificação “*centro de área*”.

A Figura 5.25 apresenta o diagrama de blocos do sistema de controlo SA – difuso construído para verificar a eficiência do controlador difuso.

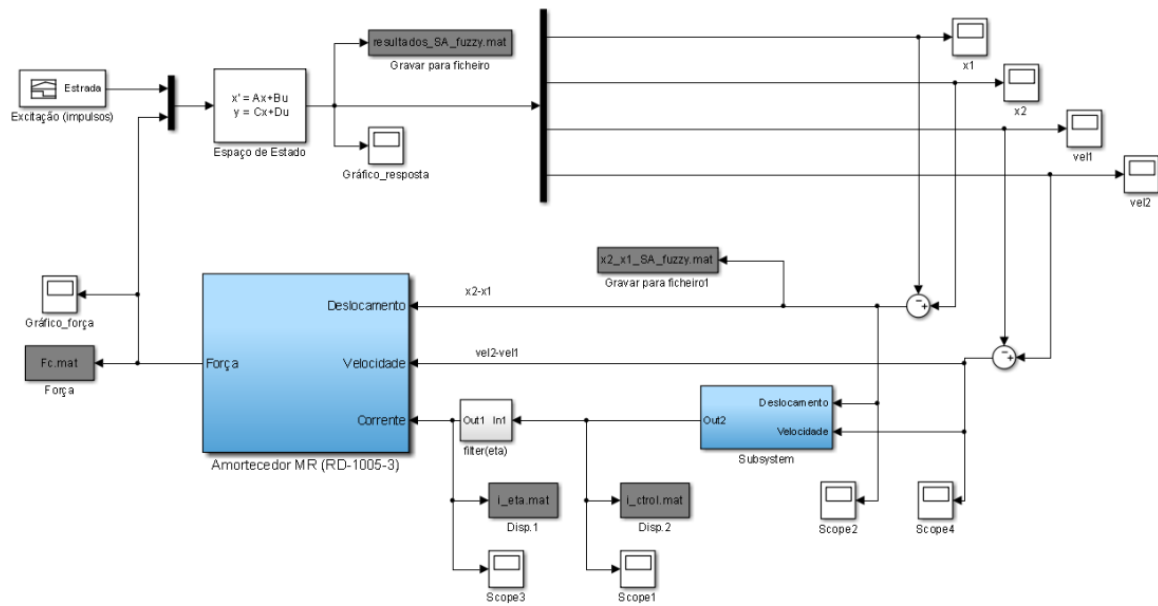


Figura 5.26 – Diagrama de blocos do sistema de controlo SA – Difuso.

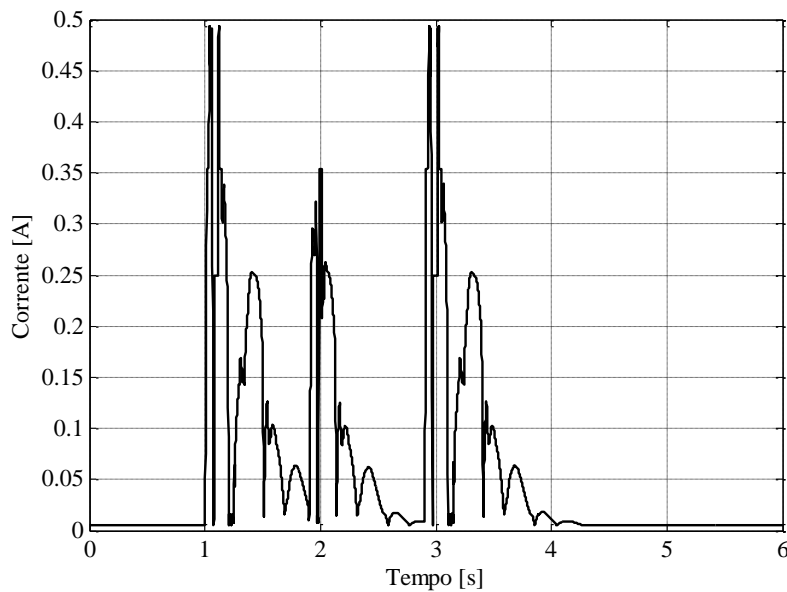


Figura 5.27 – Corrente elétrica aplicada ao amortecedor MR no controlo SA – Difuso.

Como é visível, na Figura 5.27, este controlador permite obter um sinal de controlo contínuo em vez de um sinal de controlo ON-OFF obtido com o controlador Clipped-optimal. Assim, este controlador não necessita do sistema limitador para ajustar a corrente de controlo. Outra vantagem deste controlador é que não necessita de medir a força do amortecedor uma vez que não é necessário fazer a comparação da força de controlo com a força do amortecedor, como acontece no caso do controlador ótimo.

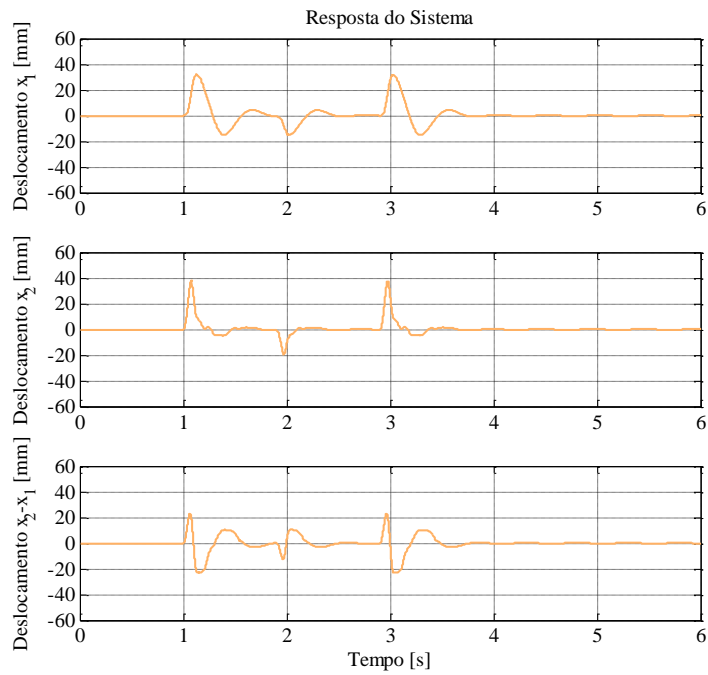


Figura 5.28 – Resposta de m_1 e m_2 respetivamente no sistema de controlo SA - Difuso.

Através da observação da Figura 5.28, onde são apresentados x_1 , x_2 e o deslocamento relativo, é possível observar que as amplitudes de deslocamento de m_1 e m_2 são muito semelhantes, sendo que as oscilações de m_1 atingem um máximo de 32,01 mm e as de m_2 37.94 mm.

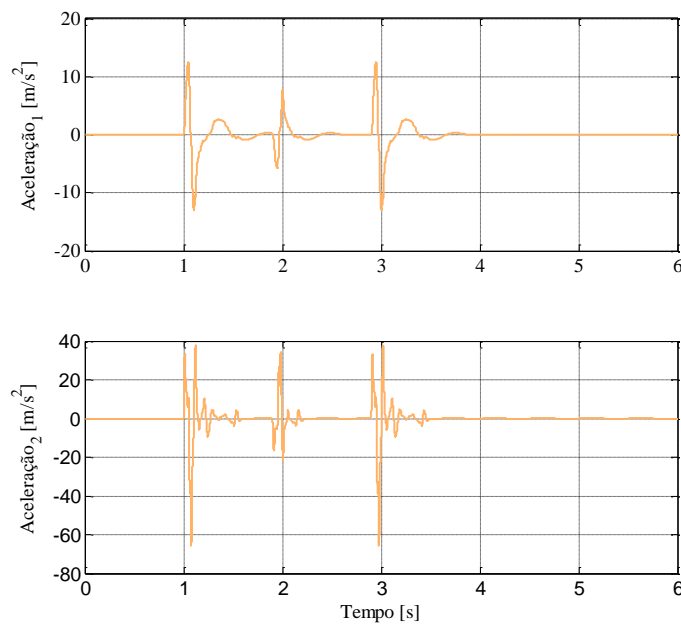


Figura 5.29 – Aceleração de m_1 e m_2 respetivamente no sistema de controlo SA - Difuso.

Na Figura 5.29 estão apresentadas as acelerações de m_1 e m_2 , onde se observa que m_1 apresenta uma aceleração inferior (com um máximo 12.98 m/s^2) a m_2 (com um máximo 65.48 m/s^2).

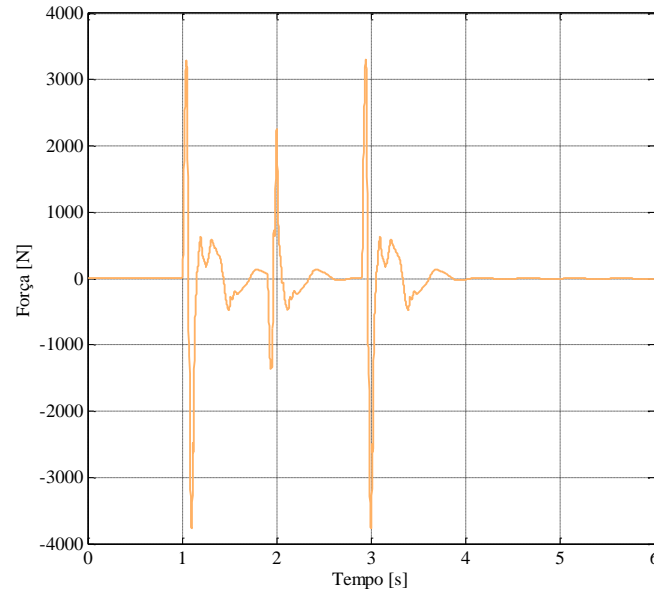


Figura 5.30 – Força exercida pelo amortecedor MR no sistema de controlo SA – Difuso.

Na Figura 5.30 está apresentada a força gerada pelo amortecedor MR. É possível observar que a força chega a passar os 3770 N. A partir dos 4 segundos, aproximadamente, o amortecedor MR deixa de exercer força.

Depois de apresentados os resultados obtidos das simulações efetuadas para os sistemas de controlo SA – Ótimo e Difuso em separado, são apresentados os resultados destes sistemas de forma a poder ser feita uma comparação entre eles. Assim, são apresentados os resultados obtidos dos deslocamentos x_1 e x_2 dos sistemas de controlo SA Ótimo e Difuso na Figura 5.31, bem como, os resultados das acelerações de m_1 e m_2 dos mesmos, apresentados na Figura 5.32.

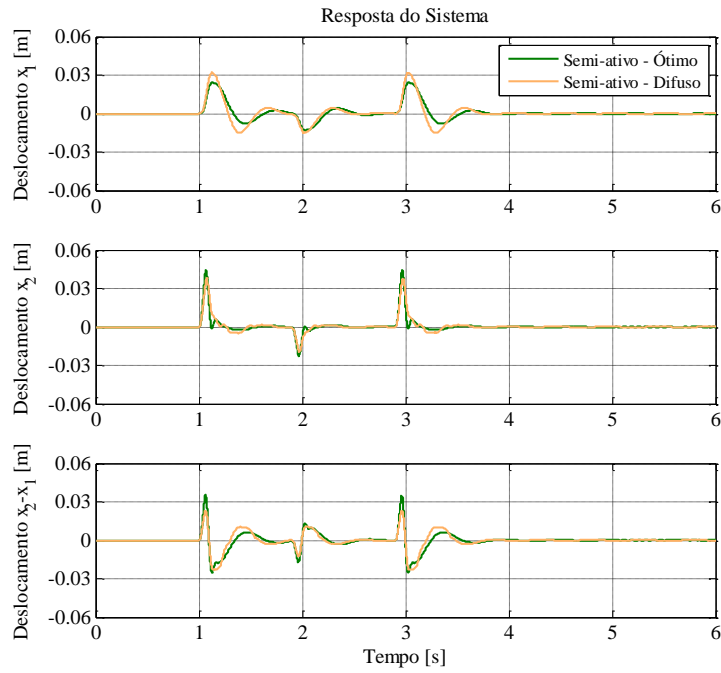


Figura 5.31 – Comparação da resposta de x_1 e x_2 e do deslocamento relativo com o sistema de controlo SA – ótimo e SA – difuso.

Através da observação dos gráficos apresentados na Figura 5.31 é possível fazer a comparação da resposta de m_1 entre os sistemas de controlo SA ótimo e SA difuso. Verifica-se que x_1 , no sistema de controlo SA difuso, atinge deslocamentos máximos superiores aos atingidos no sistema de controlo SA ótimo. Já x_2 apresenta uma variação muito semelhante, com os máximos quase coincidentes nos dois sistemas de controlo.

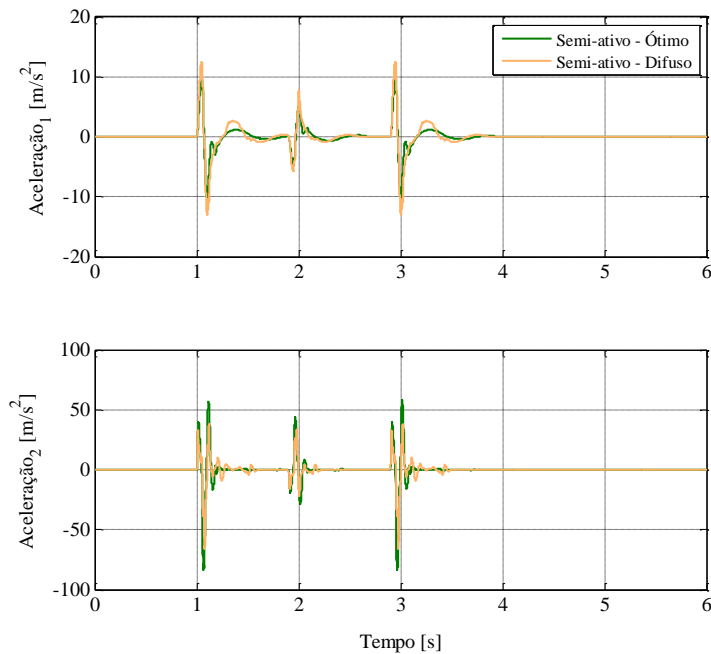


Figura 5.32 – Comparação da aceleração de m_1 e m_2 dos sistemas de controlo SA – ótimo e do SA – difuso.

5.4.3. Discussão dos resultados

Na Figura 5.33 são apresentados os resultados dos deslocamentos x_1 e x_2 e do deslocamento relativo $x_1 - x_2$ de todos os sistemas de controlo simulados.

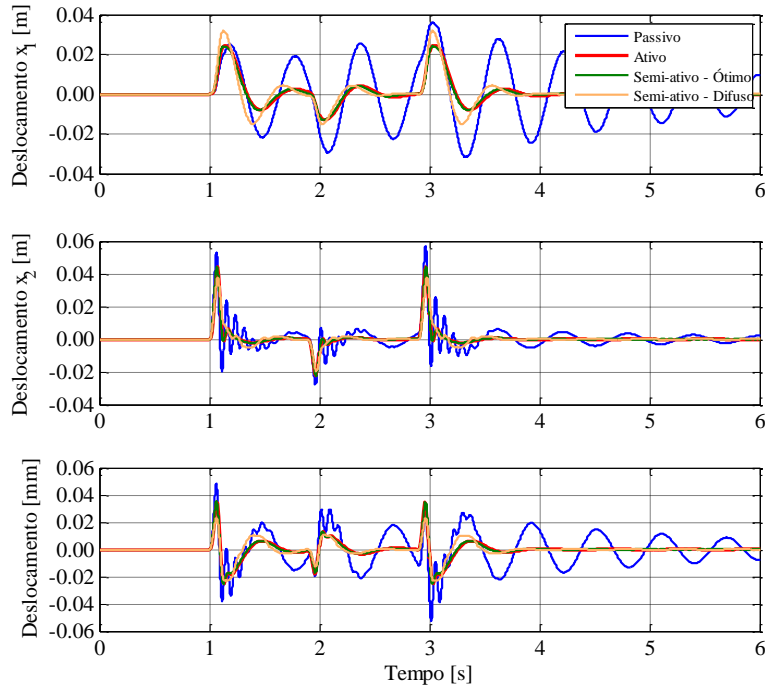


Figura 5.33 – Comparação da resposta de x_1 e x_2 e do deslocamento relativo de todos os sistemas de controlo simulados.

Através dos resultados apresentados na Figura 5.33 é possível observar, no gráfico do deslocamento x_1 , que, para o primeiro impulso da excitação que simula a estrada, o sistema de controlo SA - difuso atinge um deslocamento com um máximo superior aos restantes controladores, contudo, ao longo do tempo consegue atenuar o deslocamento, aproximando-se dos deslocamentos obtidos pelos sistemas de controlo ativo e SA – ótimo. Sendo que o que apresenta pior desempenho na estabilização de m_1 e mesmo de m_2 é o controlo passivo.

Na Figura 5.34 são apresentados os resultados das acelerações obtidos para todos os sistemas de controlo simulados.

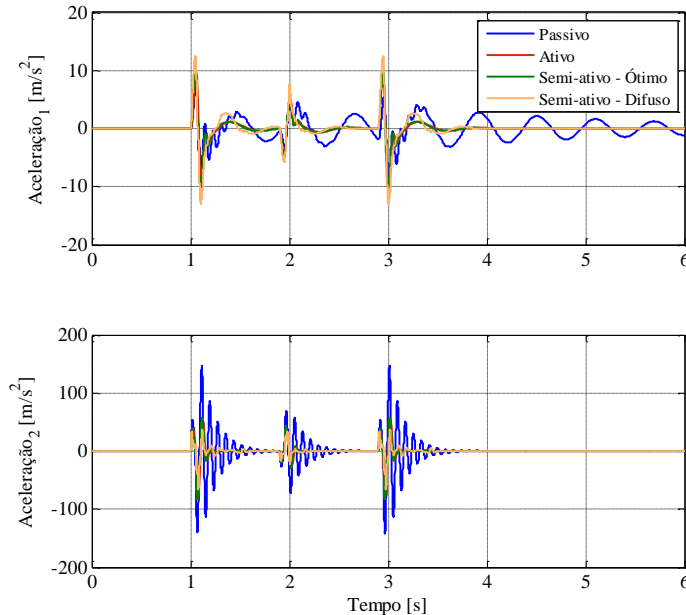


Figura 5.34 – Comparação da aceleração de m_1 e m_2 em todos os sistemas de controlo simulados.

Através da observação dos gráficos apresentados na Figura 5.34 é possível verificar que o sistema de controlo SA – difuso é o que obtém, para a massa m_1 , acelerações máximas mais elevadas em relação aos restantes controladores. Contudo rapidamente se aproxima de zero, chegando mesmo a zero depois de ocorridos os impulsos da excitação. Ao contrário do que acontece no controlador passivo, em que m_1 nunca chega a permanecer com uma aceleração constante nula. Já no que diz respeito à aceleração de m_2 é perfeitamente visível que o controlo passivo é o q apresenta maiores valores de aceleração, sendo também o ultimo a atingir uma velocidade constante nula. As variações das acelerações obtidas pelos restantes controladores são muito semelhantes entre si.

Na Figura 5.35 é possível observar os resultados das forças geradas pelo atuador na simulação do sistema de controlo ativo e as forças geradas pelo amortecedor MR nas simulações do controlo SA - ótimo e SA – Difuso.

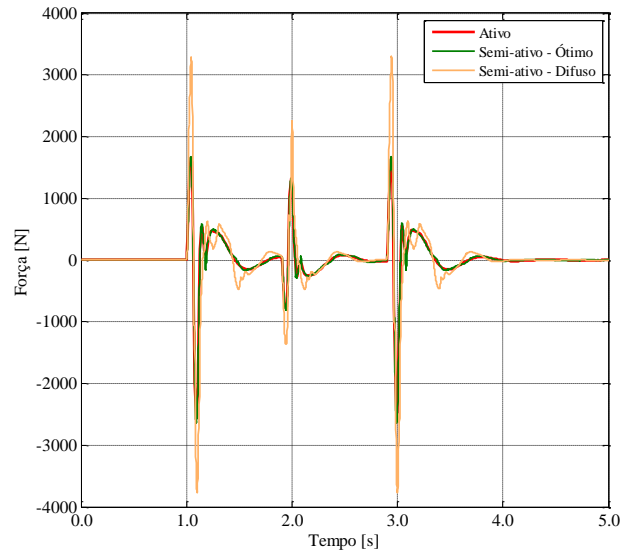


Figura 5.35 – Comparação da força exercida pelo atuador e amortecedor MR nos sistemas de controle simulados.

Na Figura 5.35 é possível observar que o amortecedor MR usado no controlo SA – difuso é que exerce maior força, sendo que o amortecedor MR usado no controlo SA – ótimo exerce forças muito próximas das exercidas pelo atuador do controlo ativo.

Uma vez que um dos objetivos do sistema de suspensão de um automóvel é garantir o conforto dos ocupantes, é importante qualificar, de forma objetiva esse conforto. Uma das formas de o fazer é através do valor RMS (Root Mean Square), valor eficaz das acelerações a que os ocupantes são sujeitos. Quanto menor for o valor RMS menor será a vibração sentida pelos ocupantes do veículo, obtendo uma melhor sensação de conforto.

Para tal é obtido o valor RMS da aceleração de m_1 (\ddot{x}_1) bem como do seu deslocamento x_1 . Na tabela 5.2, apresentada de seguida encontram-se os valores RMS para os sistemas de controlo passivo, ativo, semi-ativo – ótimo e semi-ativo – difuso.

Tabela 5.2 – Valores RMS de x_1 e \ddot{x}_1 .

Controlador	Valor RMS x_1	Valores RMS \ddot{x}_1
Passivo	0.0148	1.9369
Ativo	0.0064	1.5871
SA – Ótimo	0.0062	1.5724
SA – Difuso	0.0073	2.1138

Através dos resultados apresentados nas Figuras 5.33, 5.34 e 5.35 juntamente com os valores RMS apresentados na Tabela 5.2 é possível observar que o controlador SA – Ótimo é o que apresenta resultados mais satisfatórios em relação à maximização da sensação de conforto uma vez que é o que apresenta menor valor de RMS de deslocamento e de aceleração. O sistema que apresenta um resultado também muito satisfatório é o sistema de controlo ativo, com valor de RMS x_1 , muito próximo ao do sistema de controlo SA – Ótimo, contudo o valor de RMS \ddot{x}_1 é um pouco mais elevado, o que pode transmitir um maior desconforto para os ocupantes do veículo.

6. Conclusões

Com o desenvolvimento do trabalho apresentado, foi possível alcançar todos os objetivos definidos inicialmente. De seguida apresentam-se as principais conclusões e indicam-se algumas linhas de investigação para o desenvolvimento do trabalho elaborado nesta dissertação.

Na fase da modelação matemática foi possível simular o comportamento altamente não-linear do amortecedor MR o qual varia essencialmente com a corrente que é aplicada. O modelo numérico do amortecedor baseou-se na utilização de um sistema paramétrico que requer a identificação de um elevado número de parâmetros e conseqüentemente um processo de otimização complexo. Neste estudo foi escolhido o modelo paramétrico Bouc-Wen modificado que permite representar com grande rigor o comportamento histerético do amortecedor MR.

Com a simulação numérica da suspensão de um veículo foi possível verificar a eficiência dos controladores utilizados, ou seja, um controlador ótimo e um controlador baseado em lógica difusa. De uma forma geral, os controladores permitem obter um desempenho mais elevado do sistema de suspensão do veículo comparativamente a um sistema de controlo passivo. Assim, a resposta do sistema foi significativamente reduzida o que se traduz num melhor comportamento do veículo e conseqüentemente um maior conforto para os ocupantes.

Foi elaborado um estudo paramétrico que permitiu verificar a influência da massa da carroçaria, da rigidez do sistema de suspensão e da massa da roda na resposta do sistema. Verificou-se que apenas o valor da massa da carroçaria e o valor da rigidez da mola de suspensão influenciam a resposta do sistema sendo que o valor da massa do pneu não tem grande influência no comportamento do sistema.

Dos controladores semi-ativos utilizados, o controlo difuso mostrou ser de construção simples e de fácil implementação, para além de permitir obter diretamente o sinal de controlo, sem a necessidade de medir a força do amortecedor. Este controlador permite também um sinal de

controle contínuo, ao contrário do sinal de controle obtido com o controlador ótimo, que é um sinal do tipo ON-OFF.

Assim, de forma geral, as simulações numéricas permitiram verificar que os sistemas de suspensão SA atenuam de forma mais eficiente do que os sistemas passivos as vibrações transmitidas para os ocupantes do veículo.

6.1. Desenvolvimentos futuros

Embora já existam algumas aplicações comerciais de sistemas de suspensão SA com amortecedores MR, existe ainda espaço para explorar as potencialidades destes sistemas. Assim e com base no presente estudo sugere-se os seguintes trabalhos futuros:

- Utilizar outros modelos numéricos para simular o comportamento dos amortecedores MR, nomeadamente modelos não paramétricos;
- Utilizar outros controladores e fazer um estudo comparativo de forma a identificar as vantagens e limitações de cada controlador;
- Desenvolver um modelo mais elaborado do sistema de suspensão do veículo e comparar os resultados com os obtidos com modelos mais simples;
- Na utilização do controle difuso usar diferentes conjuntos de funções de pertinência bem como diferentes regras do sistema de inferência.

7. Referências

Almeida, A. C. R., 2002. *Simulação e Controle de um Sistema de Suspensão Simplificado*. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Aquino, A. S. d., 2011. *Controle de Vibração de um Sistema sob Desbalanceamento Rotativo Utilizando Atuador de Liga com Memória de Forma*. Paraíba: Universidade Federal da Paraíba Centro de Tecnologia.

Bombard, A. J. F., 2005. *Suspensões Magneto-Reológicas de pós de ferro carbonilo: um estudo da influência das propriedades magnéticas e do tamanho das partículas*. Campinas, SP: Universidade Estadual de Campinas - Instituto de Química.

Carneiro, R. B., 2009. *Controle Semi-ativo de Vibrações em Estruturas Utilizando Amortecedores Magnetorreológico*. Brasília: Universidade de Brasília.

CERPA - Desenvolvimento Curricular, 2000. *Órgãos da Suspensão e seu Funcionamento*. Lisboa: CERPA - Direção.

Chaves, S. d. N. P. H., 2010. *Atenuação da Resposta Sísmica de Estruturas de Edifícios Utilizando Amortecedores Viscosos*. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Corrêa, J. L., 2011. *Comportamento Dinâmico de um Veículo Implementado com Suspensões Ativas*. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Costa, E. L. M. d., 2008. *Construção de um Dispositivo Amortecedor Magnetoreológico para uma Suspensão Activa*. Lisboa: Instituto Superior Técnico.

Crivellaro, C., 2008. *Controlo Robusto de Suspensão Semi-ativa para Caminhonetes Utilizando Aortecedores Magneto-reológicos*. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Feitosa, L. C. S., 2006. *Controlo por Impacto de Vibrações Estruturais Excitadas por Carregamento Não-Ideais*. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Freitas, L. M. P., 2006. *Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson*. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

Gao, W., Zhang, N. & Du, H., 2007. *A half-car model for dynamic analysis of vehicles with random parameters*. Brisbane, Australia: 5th Australasian Congress on Applied Mechanics.

Igrejas, G. P. P., 2008. *Identificação Difusa e Controlo Preditivo do Processo de Fermentação Alcoólica*. Minho: Universidade do Minho.

Kotinda, G. I. & Júnior, V. S., 2003. *Estruturas Inteligentes: Fluido Magneto-reológico*. 13^o POSMEC - Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Volume 13.

Laganaro, R. M. & Colón, D., s.d. *Estudo e simulação de controle de suspensão ativa para modelos de um quarto de carro e carro inteiro study and simulation of active suspension controllers for quarter-car models and full-car models*. s.l.:s.n.

Lima, A. S. d., 2011. *Identificação Experimental de um Sistema Magneto-Reológico*. Rio de Janeiro: Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia.

Lima, H. J. C. d., 2014. *Projecto da Suspensão do VEECO RT*. Lisboa: ISEL - Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.

Louam, N., 2013. *Les fluides rhéologique intelligents et leurs applications énergétiques et technico-industrielles*. *Revue des Energies Renouvelables*, 16(4), pp. 641-656.

Merling, M. C. C., 2007. *Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres*. Rio de Janeiro: Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Moura, E. D. A., 2003. *Estudo de Suspensões Passiva, Semi-Activa MR e Ativa*. Itajubá: Universidade Federal de Itajubá.

Neto, C. M., 2008. *Atenuação de Vibração Estrutural Utilizando Fluido Magnetoreológico*. Ilha Solteira: Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista.

Paschoal, E. F., 2011. *Controle Semi-ativo de Vibrações Usando Lógica Nebulosa e Fluido Magnetoreológico*. Ilha Solteira: Universidade Estadual Paulista.

Picado, R. M., 1998. *Controle Semi-Ativo em Suspensões Automotivas*. Campinas: Universidade Estadual De Campinas.

Sandri, S. & Correa, C., 1999. Lógica Nebulosa. *Conselho Nacional de Redes Neurais*, pp. c073-c090.

Santos, P. M. S., 2011. *Sistemas de Protecção Sísmica Semi-Activos Aplicados Em Estruturas de Engenharia Civil*. Lisboa: Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade Nova de Lisboa.

Sleiman, H., 2010. *Systèmes de Suspension Semi-active à Base de Fluide Magnéto-rhéologique pour L'automobile*. Paris: École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers.

Spencer, B., Dyke, S., Sain, M. & Carlson, J., 1997. Phenomenological model for magnetorheological dampers.. *Journal of Engineering Mechanics*, 123(3), pp. 230-238.

Tusset, Â. M., 2008. *Controle Ótimo Aplicado em Modelo de Suspensão Veicular Não-linear Controlada Através de Amortecedor Magneto-reológico*. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul.