

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ELETRÔNICA
BACHARELADO EM ENGENHARIA ELETRÔNICA**

ANDRÉ FERRAZ DE SOUZA

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE DESEMPENHO DO
CONTROLE FUZZY PARA UMA SUSPENSÃO VEICULAR ATIVA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PONTA GROSSA
2017**

ANDRÉ FERRAZ DE SOUZA

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE DESEMPENHO DO
CONTROLE FUZZY PARA UMA SUSPENSÃO VEICULAR ATIVA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado(a) como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Eletrônica, do Departamento de Eletrônica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador(a): Prof(a). Dr(a). Fernanda Cristina Correa

PONTA GROSSA

2017



TERMO DE APROVAÇÃO

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE DESEMPENHO DO CONTROLE FUZZY PARA UMA SUSPENSÃO VEICULAR ATIVA

por

ANDRÉ FERRAZ DE SOUZA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado às 14:00 de 16 de novembro de 2017 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Eletrônica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo citados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof(a). Dr(a). Fernanda Cristina Correa
Orientador(a)

Prof. Me. Edison Luiz Salgado Silva
Membro Titular

Prof. Me. Robson Moreira de Oliveira
Membro Titular

Prof(a). Dr(a). Josmar Ivanqui
Responsável pelos TCC

Prof(a). Me. Jeferson José Gomes
Coordenador(a) do Curso

Dedico este trabalho a minha família e a todas as pessoas que de alguma forma me ajudaram durante esta jornada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus por me dar forças durante toda esta trajetória.

À minha família, pelo completo apoio e suporte em tudo o que eu faço.

À minha orientadora, por todo o apoio, compreensão e ensinamentos transmitidos.

A todos os professores, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

À instituição, pela oportunidade de crescer pessoal e profissionalmente.

Enfim, a todos os que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

*“Se você acha que consegue, ou se acha
que não consegue: você está certo.”*

(Henry Ford)

RESUMO

SOUZA, André Ferraz. **Modelagem, simulação e análise de desempenho do controle fuzzy para uma suspensão veicular ativa**. 2017. 63 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Eletrônica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

Os sistemas de suspensão veiculares são essenciais para garantir o conforto dos passageiros de um veículo. Este trabalho consiste no estudo dos três principais tipos de suspensão veicular: passiva, semi-ativa e ativa; assim como a comparação do desempenho da suspensão ativa em relação a suspensão passiva tradicional. As normas vigentes classificam o conforto veicular baseado no valor eficaz da aceleração vertical transferida do sistema de suspensão à carroceria do veículo. A suspensão ativa é caracterizada pela presença de um sistema de controle que aplica uma força ativa à suspensão do veículo a fim de minimizar os efeitos de tal aceleração. Através de simulação numérica, ambos os sistemas de suspensão são simulados a fim de obter-se seus comportamentos frente a uma perturbação de solo. A estratégia de controle utilizada na simulação da suspensão ativa foi a lógica de controle fuzzy; uma lógica nebulosa que pode ser programada para tomar decisões de forma similar ao raciocínio humano. O sistema de suspensão ativa demonstrou um valor eficaz de aceleração significativamente maior ao da suspensão passiva. No entanto, mostrou-se muito mais eficaz em atenuar as consequências de tal aceleração na sensação de conforto dos passageiros, como pode ser visto em relação ao deslocamento da carroceria. Desta forma, fica claro que o parâmetro de avaliação de conforto somente através da análise da aceleração vertical disposto nas normas vigentes não se aplica a todos os tipos de suspensão, especialmente à suspensão ativa devidamente projetada com o controle fuzzy.

Palavras-chave: Controle fuzzy. Suspensão ativa. Suspensão passiva. Suspensão veicular. Simulação numérica.

ABSTRACT

SOUZA, André Ferraz. **Modeling, simulation and performance analysis of the fuzzy control for an active vehicle suspension**. 2017. 63 p. Final Coursework (Bachelor's Degree in Electronic Engineering) – Federal University of Technology – Paraná. Ponta Grossa, 2017.

Vehicle suspension systems are essential to ensure the comfort of a vehicle's passengers. This paper consists in the study of the three main types of vehicular suspension: passive, semi-active and active; as well as the comparison of the active suspension's performance over the traditional passive suspension. The current regulations classify vehicle comfort based on the effective value of the vertical acceleration transferred from the suspension system to the vehicle body. The active suspension is characterized by the presence of a control system that applies an active force to the vehicle suspension in order to minimize the effects of such acceleration. Through numerical simulation, both suspension systems are simulated in order to obtain their behavior against a disturbance of soil. The control strategy used in the simulation of the active suspension was the fuzzy logic control; a nebulous logic that can be programmed to make decisions similar to human reasoning. The active suspension system demonstrated a significantly greater rms acceleration value than passive suspension. However, it has proved much more effective in attenuating the consequences of such an acceleration in passenger's sensation of comfort, as can be seen in relation to the displacement of the body. Thus, it is clear that the parameter of comfort evaluation only through the vertical acceleration analysis established in the current regulations does not apply to all types of suspension, especially to the active suspension properly designed with the fuzzy control.

Keywords: Fuzzy control. Active suspension. Passive suspension. Vehicular suspension. Numerical simulation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Movimentos verticais, logitudinais e transversais de um sistema veicular	15
Figura 2 – Modelagem em sistemas massa-mola do corpo humano e suas frequências naturais.	18
Figura 3 – Classificações das suspensões veiculares e elementos constituintes.	21
Figura 4 – Modelo de sistema de suspensão passiva de um quarto de carro. . .	22
Figura 5 – Modelo de sistema de suspensão semiativa de um quarto de carro.	24
Figura 6 – Amortecedores eletronicamente controlados. Da esquerda para a direita: eletro-hidráulico, magnetorreológico e eletorreológico. . . .	25
Figura 7 – Modelo esquemático de um amortecedor eletro-hidráulico (EH). . .	25
Figura 8 – Modelo esquemático de um amortecedor magnetorreológico (MR).	26
Figura 9 – Modelo esquemático de um amortecedor eletorreológico (ER). . .	27
Figura 10 – Dinâmica do sistema de suspensão ativa.	28
Figura 11 – Modelo de sistema de suspensão ativa de um quarto de carro. . . .	28
Figura 12 – Modelo de atuador eletro-hidráulico.	30
Figura 13 – Modelo de atuador pneumático.	31
Figura 14 – Diagrama de blocos do sistema de controle de uma suspensão ativa eletromagnética	32
Figura 15 – Vista em corte axial do atuador eletromagnético.	33
Figura 16 – Diagrama de blocos de um sistema de controle em malha aberta. . .	34
Figura 17 – Diagrama de blocos de um sistema de controle em malha fechada (realimentado).	35
Figura 18 – Diagrama de blocos da lógica de controle <i>fuzzy</i>	39
Figura 19 – Modelo do Simulink do sistema de suspensão passiva de um quarto de carro.	41
Figura 20 – Diagrama de blocos do controlador <i>fuzzy</i>	43
Figura 21 – Funções de pertinência da variável de entrada V_{abs}	44
Figura 22 – Funções de pertinência da variável de entrada V_{rel}	44
Figura 23 – Funções de pertinência da variável de saída F_a	45
Figura 24 – Modelo do Simulink do sistema de suspensão ativa de um quarto de carro.	47
Gráfico 1 – Aceleração em função do tempo	16
Gráfico 2 – Funções de pertinência da variável <i>serviço</i>	38
Gráfico 3 – Exemplos de métodos de defuzzificação: a) centroide, b) média dos máximos, c) maior dos máximos.	39
Gráfico 4 – Aceleração vertical da carroceria do sistema de suspensão passiva em função do tempo.	49
Gráfico 5 – Velocidade vertical da carroceria do sistema de suspensão passiva em função do tempo.	50
Gráfico 6 – Posição vertical da carroceria do sistema de suspensão passiva em função do tempo.	50
Gráfico 7 – Aceleração vertical da carroceria do sistema de suspensão ativa em função do tempo.	51

Gráfico 8 – Força de atuação do sistema de controle <i>fuzzy</i> na carroceria do sistema de suspensão ativa em função do tempo.	52
Gráfico 9 – Velocidade vertical da carroceria do sistema de suspensão ativa em função do tempo.	52
Gráfico 10 – Posição vertical da carroceria do sistema de suspensão ativa em função do tempo.	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Escala de conforto em função da aceleração vertical <i>rms</i>	17
Tabela 2 – Exemplo de versão tabular das regras de inferência.	37
Tabela 3 – Valores típicos de um modelo de suspensão veicular de um quarto de carro.	40
Tabela 4 – Universos de discurso das variáveis linguísticas.	43
Tabela 5 – Versão tabular das regras de inferência.	45
Tabela 6 – Equivalente da regra em inglês para utilização no <i>Fuzzy Logic Toolbox</i>	46
Tabela 7 – Comparação entre os valores máximos, valores eficazes e tempos de estabilização das suspensões passiva e ativa.	54

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

ABREVIATURAS

coef.	Coeficiente
const.	Constante
Demux	Demultiplexador
est.	Estabilização
máx.	Máximo
Mux	Multiplexador
pág.	Página

SIGLAS

BO	Bom
EH	Eletro-hidráulico
ER	Eletorreológico
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> ou Organização Internacional de Normalização
MB	Muito bom
MR	Magnetorreológico
MRU	Muito ruim
NM	Negativo médio
NG	Negativo grande
NR15	Norma Regulamentadora N° 15
PG	Positivo grande
PM	Positivo médio
rms	<i>root mean square</i> ou valor eficaz
RE	Regular
RU	Ruim
ZE	Zero

LISTA DE SÍMBOLOS

LETRAS LATINAS

$acel$	Aceleração vertical da carroceria	[m/s ²]
B	Campo magnético	[T]
B_a	Coefficiente de amortecimento	[Ns/m]
C_1	Coefficiente de amortecimento 1	[Ns/m]
C_2	Coefficiente de amortecimento 2	[Ns/m]
d_p	Deslocamento vertical do pneu	[m]
d_r	Deslocamento vertical da roda	[m]
d_s	Deslocamento vertical da carroceria	[m]
E	Campo elétrico	[N/C]
F_a / fa	Força ativa de atuação	[N]
K_f	Constante elástica da mola	[N/m]
K_p	Constante elástica do pneu	[N/m]
M_r	Massa da roda	[kg]
M_s	Massa da carroceria	[kg]
P_1	Pressão na câmara 1	[Pa]
P_2	Pressão na câmara 2	[Pa]
pos	Posição vertical da carroceria	[m]
P_s	Pressão de suprimento	[Pa]
V_{abs} / vel	Velocidade vertical da carroceria	[m/s]
V_{rel}	Velocidade vertical relativa entre a carroceria e a roda	[m/s]
x	Deslocamento do êmbolo	[m]
x_1	Posição vertical da carroceria no modelo de espaço de estados	[m]
x_2	Velocidade vertical da carroceria no modelo de espaço de estados	[m]
x_3	Posição vertical da roda no modelo de espaço de estados	[m]
x_4	Velocidade vertical da roda no modelo de espaço de estados	[m]
x_p	Deslocamento do pistão	[m]
x_s / x_v	Deslocamento do carretel	[m]

SOBRESCRITOS

®	Marca registrada
™	Trademark ou Marca não-registrada

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	CONFORTO VEICULAR	15
1.1.1	Vibrações no corpo humano e efeitos de exposição	17
1.2	OBJETIVOS	19
1.2.1	Objetivo geral	19
1.2.2	Objetivos específicos	19
2	REVISÃO DA LITERATURA	20
2.1	SUSPENSÕES VEICULARES	20
2.1.1	Sistema de suspensão passiva	21
2.1.2	Sistema de suspensão semiativa	23
2.1.3	Sistema de suspensão ativa	27
2.1.3.1	Atuadores eletro-hidráulicos	30
2.1.3.2	Atuadores pneumáticos	31
2.1.3.3	Atuadores eletromagnéticos	32
2.2	CONTROLE	34
2.2.1	Lógica <i>fuzzy</i>	36
2.2.2	Modelagem de um controlador <i>fuzzy</i>	36
3	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	40
3.1	SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO PASSIVA	40
3.1.1	Modelagem e simulação do sistema de suspensão passiva no Matlab/Simulink	40
3.2	SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO ATIVA	42
3.2.1	Modelagem do controlador <i>fuzzy</i> no <i>Fuzzy Logic Toolbox</i>	42
3.2.2	Modelagem e simulação do sistema de suspensão ativa no Matlab/Simulink	46
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	49
4.1	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO PASSIVA	49
4.2	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO ATIVA	51
4.3	COMPARAÇÃO ENTRE O DESEMPENHO DA SUSPENSÃO ATIVA COM A SUSPENSÃO PASSIVA	53
5	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	56
	REFERÊNCIAS	58
	APÊNDICE A – REGRAS DO CONTROLADOR FUZZY PARA SUSPENSÃO ATIVA	63

1 INTRODUÇÃO

Dirigir ou ser passageiro de um carro que balança demasiadamente quando passa por uma irregularidade no solo pode ser bastante incômodo. Por isso, o sistema de suspensão veicular tem grande importância no que diz respeito ao conforto durante a utilização de um automóvel. Além disso, o prejuízo se estenderia à vida útil da carroceria do veículo, que seria razoavelmente diminuída em virtude dos constantes impactos que seriam transferidos para a mesma; principalmente ao se levar em conta a topografia das estradas brasileiras.

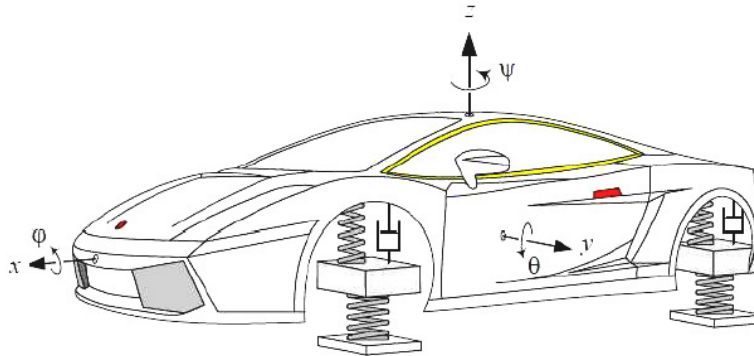
A utilização de sistemas de suspensão em veículos automotores teve início antes da virada do século XIX, sendo constituído, a princípio, por molas e posteriormente aprimorado com a adição de elementos dissipativos, que garantiam aos passageiros uma considerável sensação de conforto. Com o desenvolvimento de veículos mais potentes e velozes, os sistemas de suspensão passaram a ser utilizados não apenas para absorver vibrações ou irregularidades da superfície do solo, mas se tornaram cruciais para alcançar um equilíbrio entre conforto, segurança e estabilidade do veículo (CRIVELLARO, 2008).

Os sistemas de suspensão tradicionais são compostos basicamente por elementos passivos, que não utilizam fontes de energia externas para balancear quanta energia é transferida para a carroceria. As molas têm a função de armazenar a energia e os amortecedores têm a função de dissipá-la. Além disso, as massas da carroceria e da roda também compõem o sistema de suspensão tradicional, uma vez que o objetivo primordial é impedir que a energia absorvida pelas molas a partir das rodas seja transferida para a carroceria do veículo. O desempenho do sistema pode ser incrementado com a utilização de elementos capazes de introduzir força a partir de uma fonte de energia externa, alterando a classificação de tal sistema de passivo para ativo.

Segundo Genta e Morello (2009) a suspensão deve proporcionar uma distribuição de forças trocadas pelas rodas com o solo. Sejam estes movimentos verticais, longitudinais ou transversais, conforme ilustrado na Figura 1. No que diz respeito ao conforto, os movimentos verticais apresentam papel mais importante. A suspensão deve proporcionar o movimento de subida e descida das rodas quando submetidas a

depressões ou elevações denominadas irregularidades da pista, sem alterar brusca-mente o movimento da carroceria (CORREA, 2016).

Figura 1 – Movimentos verticais, logitudinais e trans-versais de um sistema veicular



Fonte: Dutra (2016).

A suspensão do tipo ativa implica na utilização de técnicas de controle para poder determinar quanta energia externa deve ser aplicada ao sistema. A utilização de técnicas de controle permite também regular fatores como o tempo de resposta do sistema e a amplitude das vibrações que são absorvidas pela carroceria do veículo. Ambos fatores que não são possíveis de serem controlados com suspensões tradicionais.

Este trabalho tem como foco principal o estudo e implementação da técnica de controle *fuzzy* para um sistema de suspensão ativa. A modelagem do controlador, bem como a simulação numérica do mesmo e de um modelo de suspensão ativa de um quarto de carro serão apresentados. Parâmetros como a capacidade de atenuação e o tempo de estabilização do sistema de suspensão serão analisados. Para efeito de comparação, a suspensão passiva tradicional também será modelada e simulada. A simulação numérica será realizada no software Matlab/Simulink® da Mathworks®.

1.1 CONFORTO VEICULAR

De acordo com Drehmer (2012), a definição de conforto e segurança veicular é estritamente subjetiva, por se tratar da interação do motorista e dos passageiros em relação ao veículo e à pista. Baseando-se nas normas disponíveis, o conforto relaciona-se com o ambiente interno do veículo e com a massa da carroceria, ao passo que a segurança relaciona-se com a massa da roda e com os perfis de pista. Assim

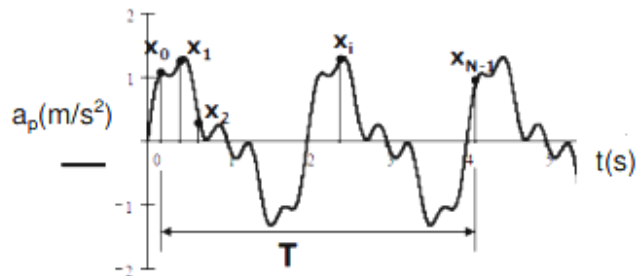
sendo, além da suspensão ter a função de transmitir o mínimo possível de vibrações provenientes das irregularidades da pista, também ajuda a melhorar a dirigibilidade do motorista para garantir segurança.

A Norma Regulamentadora Nº 15 (NR15) é a única atualmente vigente no Brasil para fins de avaliação da saúde quanto à vibração. Em seu anexo nº 8 está expresso que todos seus limites de exposição à vibração são definidos pelas normas ISO (*International Organization for Standardization*) 2631 e ISO 5349.

A norma ISO 2631 (1997) dá ênfase nas vibrações de corpo inteiro, mais específicas para as atividades de transporte, que costumam ser de baixa frequência e alta amplitude e estão situadas nas faixas de 1 a 80 Hz; ao passo que a ISO 5349 (2001) avalia as vibrações de extremidades, mais específicas para trabalho manuais e com ferramentas, que costumam estar na faixa de 6,3 a 1250 Hz. O presente trabalho tem foco nas vibrações de corpo inteiro, portanto, irá considerar a ISO 2631.

A ISO 2631 (1997) aponta como índice para medição de conforto percebido pelo passageiro e/ou motorista a aceleração vertical da carroceria em *rms* (*root mean square*) em um determinado intervalo de tempo; onde ocorre a exposição à vibração.

Gráfico 1 – Aceleração em função do tempo



Fonte: Sampaio (2001).

No Gráfico 1 é apresentado um gráfico da aceleração em função do tempo. O valor *rms* ou valor eficaz da aceleração nada mais é do que a raiz quadrada da média de valores quadrados de um conjunto de amostras retirado de um determinado intervalo de tempo. O intervalo de tempo em questão será o intervalo correspondente exatamente a diferença entre os instantes da primeira amostra e da última amostra. A Equação 1 mostra como realizar este cálculo.

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{N-1} x_i^2}{N}} = \sqrt{\frac{x_0^2 + x_1^2 + x_2^2 \dots + x_i^2 \dots + x_{N-1}^2}{N}} \quad (1)$$

Os valores numéricos da aceleração vertical em *rms* definidos pela norma com o intuito de mensurar a sensação de conforto sentida pelo corpo sentado em um automóvel estão dispostos na Tabela 1. Estão apresentadas as faixas de valores numéricos desta aceleração e o que cada uma dessas faixas representa em termos de conforto.

Tabela 1 – Escala de conforto em função da aceleração vertical *rms*.

Índice de conforto [m/s ²]	Escala de conforto
Menor que 0,315	Confortável
0,315 a 0,63	Levemente desconfortável
0,5 a 1	Um pouco desconfortável
0,8 a 1,6	Desconfortável
1,25 a 2,5	Muito desconfortável
Maior que 2	Extremamente desconfortável

Fonte: ISO 2631-1 (1997).

1.1.1 Vibrações no corpo humano e efeitos de exposição

A frequência natural de um objeto qualquer é a frequência sob a qual, se excitado, pode fazê-lo entrar em ressonância e em consequência levá-lo ao colapso. Quando o corpo humano é exposto a vibrações em determinadas faixas de frequência, os efeitos destas podem ser diversos. De acordo com Anflor (2003) o corpo humano, por ser constituído de vários segmentos com frequências naturais distintas, é considerado um sistema mecânico, todavia heterogêneo. Por este motivo, existe um empenho da comunidade científica em conhecer os comportamentos biodinâmicos e fisiológicos do corpo.

Ishitake e Matoba (2000) e Stellman et al. (2000) defendem que quando o corpo é submetido a vibrações, estas podem causar efeitos que, dependendo de particularidades individuais, duração de exposição, níveis de aceleração e faixa de frequência, podem ocasionar as seguintes consequências:

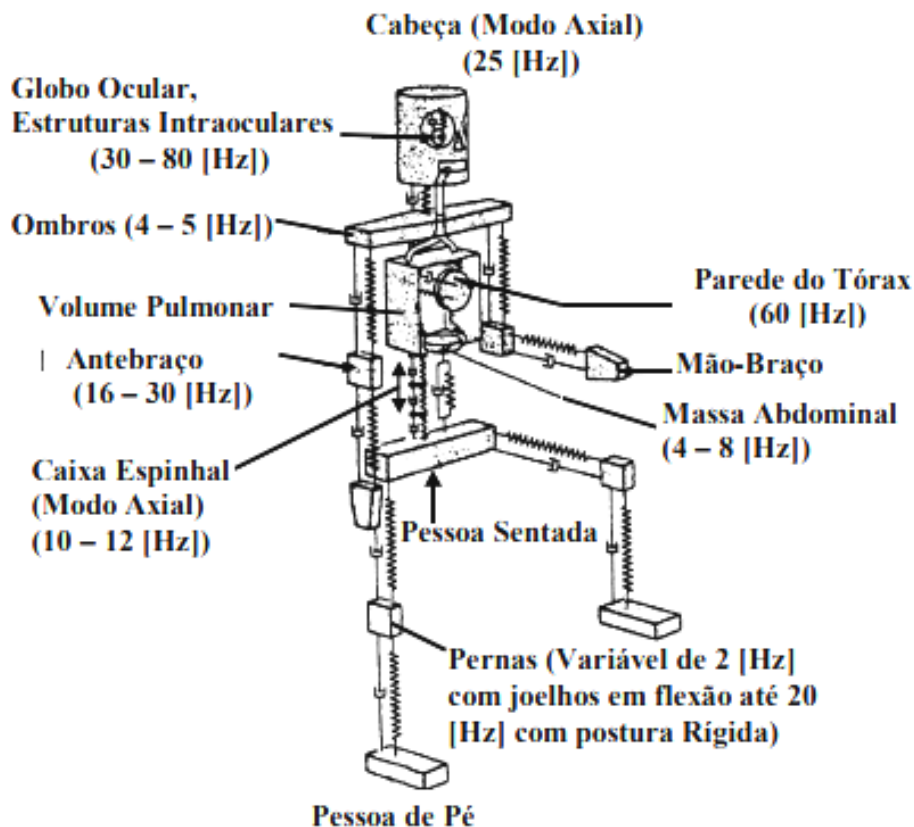
- a) as pessoas apresentam dificuldades para manter a postura e reflexos lentos no que diz respeito à atividade muscular/postural na faixa de 1 a 30 Hz;
- b) apresentam um aumento da frequência cardíaca no sistema cardiovascular em frequências inferiores a 20 Hz;

- c) aparentam alterações nas condições de ventilação pulmonar e taxa respiratória com vibrações de aceleração na ordem de $4,9 \text{ m/s}^2$ na faixa de 1 a 10 Hz;
- d) muitas pessoas apresentam náuseas, enjôos, redução da acuidade visual, desordens no labirinto e cólicas no cólon na faixa de frequência de 0,1 a 0,7 Hz.

Nas vibrações verticais, sob qualquer frequência, o mal-estar aumenta proporcionalmente à magnitude das vibrações (STELLMAN et al., 2000). Assim, quanto mais intensas as vibrações, maior a sensação de desconforto.

Na Figura 2 é possível observar as principais frequências naturais ou frequências de ressonância de diversas partes do corpo humano, que pode ser dividido e representado em vários sistemas massa-mola. Estas frequências podem mudar em virtude da posição do indivíduo: sentado, deitado ou em pé. Este trabalho considera as frequências para o indivíduo sentado uma vez que seu principal foco é no conforto veicular.

Figura 2 – Modelagem em sistemas massa-mola do corpo humano e suas frequências naturais.



Fonte: Moura (2003).

A principal justificativa deste trabalho é a possibilidade de melhoria significativa no conforto de passageiros, uma vez que através do sistema de suspensão ativa é possível controlar e atenuar as vibrações prejudiciais tanto à carroceria quanto aos passageiros, algo que não pode ser feito com as suspensões passivas tradicionais. Além disso, é possível aplicar este estudo na atenuação de vibrações verticais em outras áreas, como por exemplo, elevadores de edificações altas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Averiguar e comparar a eficácia da técnica de controle *fuzzy* na atenuação de vibrações verticais em um sistema de suspensão ativa com um sistema de suspensão passiva em um modelo de um quarto de carro através de simulação numérica.

1.2.2 Objetivos específicos

- Estudar os sistemas de suspensão veicular e a técnica de controle *fuzzy*;
- Realizar a modelagem matemática da suspensão veicular passiva, semiativa e ativa de um quarto de carro;
- Realizar a modelagem do controlador *fuzzy*;
- Simular numericamente o comportamento da suspensão passiva;
- Simular numericamente em malha fechada o comportamento da suspensão ativa com a técnica de controle *fuzzy*;
- Obter as respostas das simulações no domínio do tempo e analisar os resultados com base na aceleração, velocidade e posição verticais da carroceria do veículo;
- Comparar os resultados das simulações.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A suspensão veicular desenvolve papel fundamental no que diz respeito ao nível de conforto dos passageiros. O modelo matemático de um sistema de suspensão veicular representando um quarto de veículo é utilizado pela maior parte das bibliografias disponíveis sobre o assunto. Para posterior efeito de comparação e melhor entendimento das simulações, as variações deste modelo serão apresentadas neste capítulo. A técnica de controle *fuzzy* e a modelagem do controlador a ser utilizado nas simulações também será abordada.

2.1 SUSPENSÕES VEICULARES

Os parâmetros de velocidade e deslocamento não se relacionam diretamente com a sensação de conforto. O mesmo não pode ser dito quanto à variação e a frequência de oscilação, e a direção da aceleração vertical imposta aos ocupantes de um veículo (CRIVELLARO, 2008).

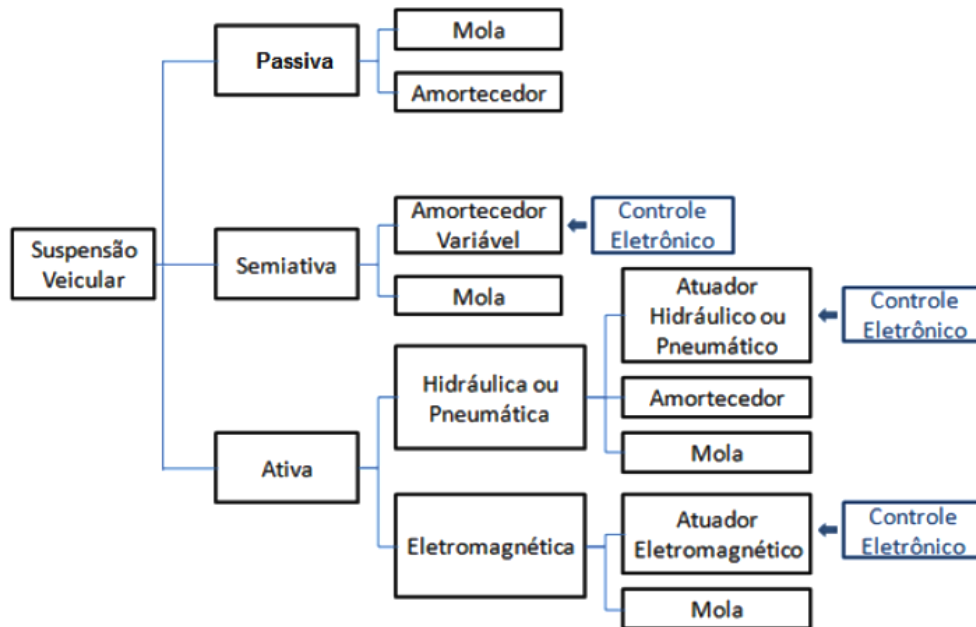
O sistema de suspensão é o principal responsável por isolar as frequências de vibração que são transmitidas aos passageiros, pois absorvem os impactos e as irregularidades da superfície do solo. Por isso é importante uma correta seleção do tipo das molas e dos amortecedores a serem utilizados no veículo.

A determinação de conforto pode ser objetiva, ou subjetiva. Além da configuração das molas e dos amortecedores, a percepção de conforto é influenciada por diversos fatores que não se relacionam diretamente com o sistema de suspensão, como: se o assento é ergonômico, a temperatura do habitáculo, a ventilação, o espaço do interior do veículo, se há apoio para os braços e mãos, o nível dos ruídos acústicos, etc (GILLESPIE, 1992).

Como é possível observar na Figura 3 existem basicamente três tipos de suspensão: passiva, semiativa e ativa. O sistema de suspensão passiva não possui nenhum tipo de controle eletrônico; ao passo que os sistemas de suspensão semiativa e ativa são caracterizados pela presença dos mesmos. Na suspensão semiativa os elementos são os mesmos da passiva, porém com a possibilidade de variação de parâmetros através do controle eletrônico. Já na suspensão ativa existe a presença

de atuadores que inserem energia externa ao sistema. Estes atuadores podem ser hidráulicos, pneumáticos ou eletromagnéticos.

Figura 3 – Classificações das suspensões veiculares e elementos constituintes.



Fonte: Eckert (2012).

2.1.1 Sistema de suspensão passiva

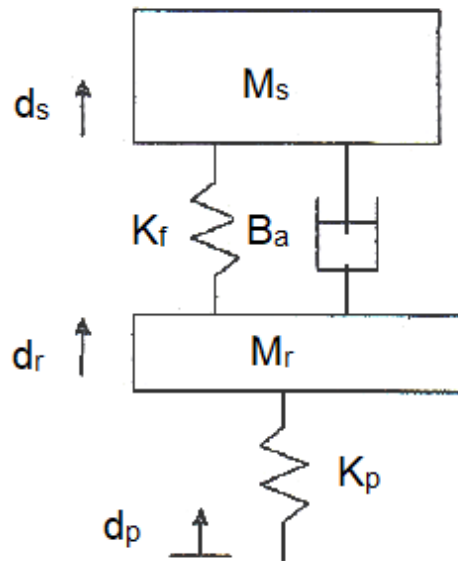
O modelo de suspensão passiva é o tradicionalmente utilizado na maioria dos veículos convencionais e não possui nenhum tipo de controle eletrônico. O termo “passiva” origina-se de um conceito físico que implica a ausência de uma fonte de energia externa (LI; WANG, 2007).

As suspensões passivas utilizam elementos convencionais como molas e amortecedores, trabalhando mecanicamente entre a massa suspensa e a massa não suspensa. As molas são responsáveis por armazenar a energia mecânica produzida pelos perfis de estrada desiguais e os amortecedores responsáveis por dissipar essa energia. Os amortecedores absorvem o excesso de energia acumulada pelas molas para impedir que continuem oscilando demasiadamente, evitando vibrações ou ressonância, o que causaria desconforto aos passageiros e perda de contato do pneu com a pista (DUTRA, 2016).

Na Figura 4 é possível observar o modelo de suspensão passiva. Onde d_p , d_r e

d_s representam os deslocamentos verticais do pneu, da roda e da carroceria respectivamente. A mola está representada pelo sua constante elástica K_f e o amortecedor pelo seu coeficiente B_a , ao passo que a elasticidade do pneu está representada pela constante K_p . As massas da carroceria e da roda estão respectivamente representadas por M_s e M_r .

Figura 4 – Modelo de sistema de suspensão passiva de um quarto de carro.



Fonte: Adaptado de Pinheiro (2004).

A equação de movimento da massa suspensa é:

$$M_s \ddot{d}_s = -K_f(d_s - d_r) - B_a(\dot{d}_s - \dot{d}_r) \quad (2)$$

A equação de movimento da massa não suspensa é:

$$M_r \ddot{d}_r = K_f(d_s - d_r) + B_a(\dot{d}_s - \dot{d}_r) - K_p(d_r - d_p) \quad (3)$$

Aplicando-se o modelo de espaço de estados à Equação 2 e à Equação 3, chega-se às seguintes equações de estado:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (4)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{K_f}{M_s}x_1 - \frac{B_a}{M_s}x_2 + \frac{K_f}{M_s}x_3 + \frac{B_a}{M_s}x_4 \quad (5)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (6)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{K_f}{M_r}x_1 + \frac{B_a}{M_r}x_2 - \frac{K_f+K_p}{M_r}x_3 - \frac{B_a}{M_r}x_4 + \frac{K_p}{M_r}u_1 \quad (7)$$

Utilizando-se o sistema linear da Equação 8 e da Equação 9 em conjunto com as equações de estado é possível obter a matriz de estado **A**, a matriz de entrada **B**, a matriz de saída **C** e a matriz de transição direta **D**.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (8)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (9)$$

Assim, tem-se:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_f}{M_s} & -\frac{B_a}{M_s} & \frac{K_f}{M_s} & \frac{B_a}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_f}{M_r} & \frac{B_a}{M_r} & -\frac{K_f+K_p}{M_r} & -\frac{B_a}{M_r} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K_p}{M_r} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Ao analisar-se a matriz **C** é possível observar que haverá 4 saídas deste sistema, que serão, respectivamente, o deslocamento vertical da carroceria, a velocidade vertical da carroceria, o deslocamento vertical da roda e a velocidade vertical da roda.

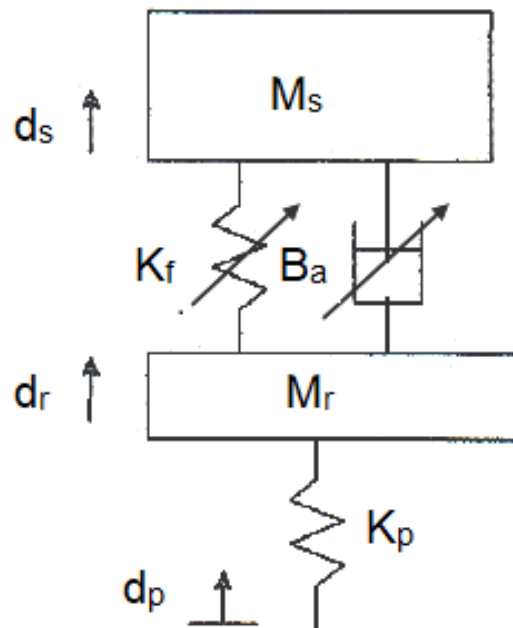
2.1.2 Sistema de suspensão semiativa

A possibilidade de variar o coeficiente de amortecimento do amortecedor ou a constante elástica da mola através de um controle eletrônico sem inserir energia externa ao sistema, exceto a de controle do dispositivo que altera o coeficiente de amortecimento ou a constante elástica, caracteriza uma suspensão semiativa. Na maioria dos casos varia-se o coeficiente de amortecimento de elemento dissipativo no sistema semiativo (GUGLIELMINO et al., 2008).

Na Figura 5 é possível observar o modelo de suspensão semiativa. Onde d_p , d_r e d_s representam os deslocamentos verticais do pneu, da roda e da carroceria

respectivamente. A mola está representada pela sua constante elástica K_f e o amortecedor pelo seu coeficiente B_a , ao passo que a elasticidade do pneu está representada pela constante K_p . As massas da carroceria e da roda estão respectivamente representadas por M_s e M_r .

Figura 5 – Modelo de sistema de suspensão semiativa de um quarto de carro.



Fonte: Adaptado de Pinheiro (2004).

É possível observar que o sistema de suspensão semiativa é bastante similar ao sistema de suspensão passiva. No que se refere às equações de movimento e modelo de espaço de estados deste exemplo, ambos são iguais ao do sistema de suspensão passiva. A única diferença, é que neste último não existe a possibilidade de alterar nenhum dos parâmetros na prática. Já no sistema de suspensão semiativa, estes parâmetros podem ser alterados. No que se refere à simulação, em ambos os sistemas é possível ajustar os parâmetros previamente, por isso, a simulação de ambos não possui diferenças consideráveis.

Existem diversos dispositivos para implementar um sistema de suspensão semiativa. A fim de exemplificar, seguem três dispositivos que já são utilizados comercialmente pela indústria automotiva: os amortecedores eletro-hidráulico (EH), magnetorreológico (MR) e eletrorreológico (ER), como pode ser visto na Figura 6.

Os amortecedores EH podem ser distinguidos dos amortecedores tradicionais

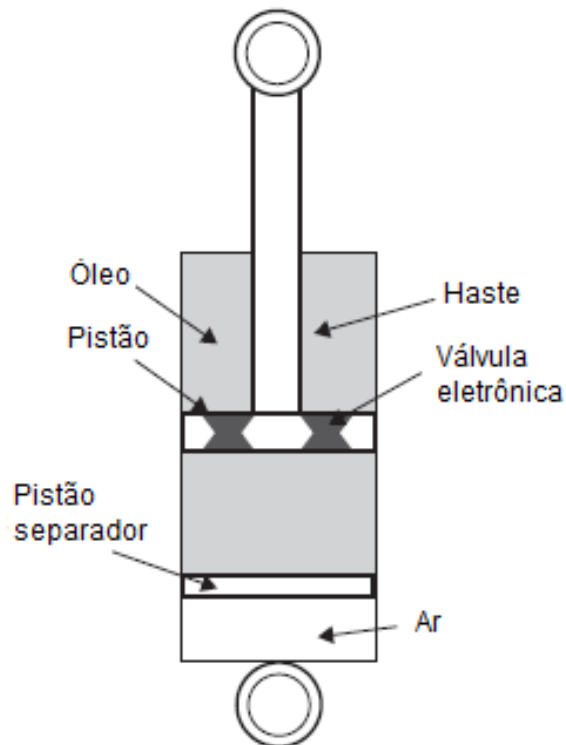
Figura 6 – Amortecedores eletronicamente controlados. Da esquerda para a direita: eletro-hidráulico, magnetorreológico e eletrorreológico.



Fonte: Savaresi et al. (2010).

devido a presença de válvulas solenóides eletrônicas em seu modelo (Figura 7), diferentemente do modelo convencional que apresenta apenas válvulas passivas. Estas válvulas solenóides podem variar o coeficiente de amortecimento alterando o tamanho de seus orifícios que, por sua vez, permitem uma vazão maior ou menor do fluido entre as câmaras de compressão e tração do dispositivo (SAVARESI et al., 2010).

Figura 7 – Modelo esquemático de um amortecedor eletro-hidráulico (EH).

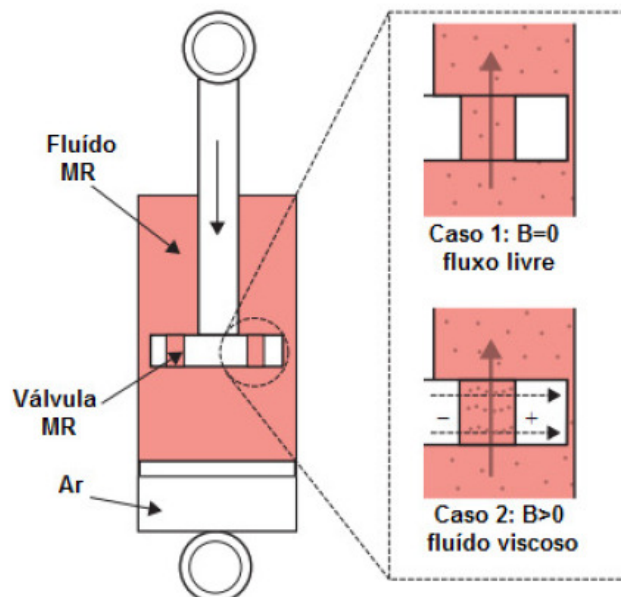


Fonte: Savaresi et al. (2010).

Segundo Savaresi et al. (2010) os amortecedores MR exploram as proprieda-

des dos fluidos MR. O fluido MR é constituído basicamente de uma mistura de óleo siliconado e micropartículas de material ferromagnético. Este tipo de fluido muda sua viscosidade quando submetido a um campo magnético, o que provoca uma alteração no coeficiente de amortecimento. Conforme a Figura 8, o amortecedor MR possui bobinas em seu pistão que geram um campo magnético através de uma corrente elétrica. Quando o campo magnético for nulo, ou seja, $B = 0$, o fluido MR tem passagem livre por uma válvula de área constante, pois tem baixa viscosidade. Conforme um campo magnético é aplicado, $B > 0$, o fluido se torna mais viscoso e encontra dificuldade para transitar pela válvula.

Figura 8 – Modelo esquemático de um amortecedor magnetorreológico (MR).

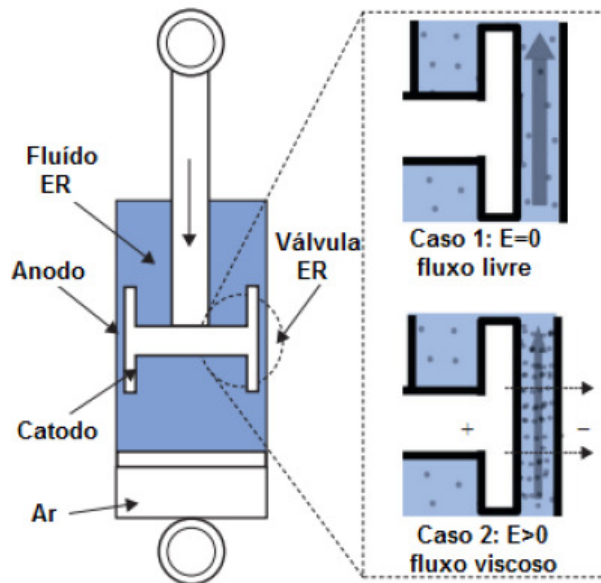


Fonte: Savaresi et al. (2010).

O funcionamento de um amortecedor ER é bastante similar ao de um MR. O fluido ER contém micropartículas sensíveis ao campo elétrico. Como é possível perceber na Figura 9, o fluido tem passagem livre pela válvula quando o campo elétrico é nulo, ou seja, $E = 0$; em contrapartida, ele adquire mais viscosidade com a presença de um campo elétrico, $E > 0$, alterando, assim, o coeficiente de amortecimento. Este amortecedor pode ser visto como um capacitor; neste caso, o corpo do amortecedor age como ânodo e o pistão como cátodo. O campo elétrico aparece entre o corpo e o pistão.

Apesar da suspensão semiativa ter a característica de controlar os parâmetros do sistema, ela não possibilita a inserção de energia externa ao mesmo. Isso limita sua

Figura 9 – Modelo esquemático de um amortecedor eletorreológico (ER).



Fonte: Savaresi et al. (2010).

capacidade de atenuar faixas de frequências naturais mais baixas do sistema massa-mola composto pela carroceria do carro e a mola da suspensão (ECKERT, 2012).

2.1.3 Sistema de suspensão ativa

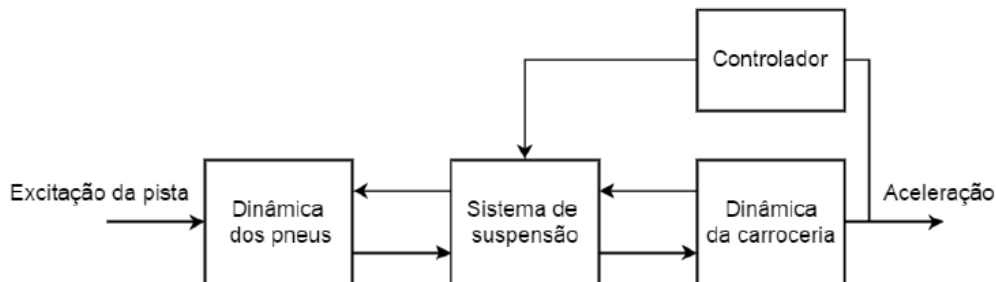
Um dos principais elementos de uma suspensão ativa é o atuador. O atuador integra e caracteriza uma suspensão ativa por conseguir inserir energia ao sistema. De acordo com Dutra (2016), o atuador fica posicionado entre o corpo do veículo e o eixo, e tem a função de executar os movimentos verticais, abaixando ou elevando a carroceria. Os atuadores podem ser eletro-hidráulicos, pneumáticos ou eletromagnéticos, como é possível observar na Figura 3 (pág. 21).

O sistema de suspensão ativa pode ser classificado em: parcialmente carregado ou totalmente carregado. O parcialmente carregado conta com a presença de um ou mais elementos passivos, como a mola ou o amortecedor, para ajudar a sustentar a massa suspensa. Já no totalmente carregado, a sustentação da massa suspensa se dá exclusivamente pelo atuador, e não há presença de elementos passivos.

Em uma suspensão ativa existe a presença de um sistema de controle. Os parâmetros motrizes são continuamente monitorados por sensores, e os dados são então comparados com uma referência. O erro entre o estado atual e a referência é

utilizado pelo algoritmo do controlador que envia o comando para ativação dos atuadores a fim de gerar as forças ativas de controle, objetivando a atenuação das vibrações indesejadas. Na Figura 10 é possível observar a dinâmica do sistema de suspensão ativa em malha fechada.

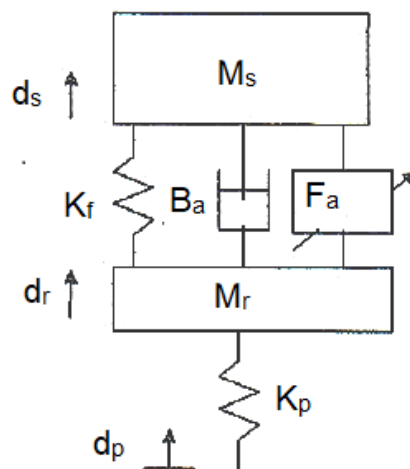
Figura 10 – Dinâmica do sistema de suspensão ativa.



Fonte: Hyvärinen (2004).

Na Figura 11 observa-se o modelo de um sistema de suspensão ativa parcialmente carregado. Onde d_p , d_r e d_s representam os deslocamentos verticais do pneu, da roda e da carroceria respectivamente. A mola está representada pela sua constante elástica K_f , o amortecedor pelo seu coeficiente B_a e o atuador pela força ativa F_a ; ao passo que a elasticidade do pneu está representada pela constante K_p . As massas da carroceria e da roda estão respectivamente representadas por M_s e M_r .

Figura 11 – Modelo de sistema de suspensão ativa de um quarto de carro.



Fonte: Pinheiro (2004).

A equação de movimento da massa suspensa é:

$$M_s \ddot{d}_s = -K_f(d_s - d_r) - B_a(\dot{d}_s - \dot{d}_r) - F_a \quad (10)$$

A equação de movimento da massa não suspensa é:

$$M_r \ddot{d}_r = K_f(d_s - d_r) + B_a(\dot{d}_s - \dot{d}_r) - K_p(d_r - d_p) + F_a \quad (11)$$

Aplicando-se o modelo de espaço de estados à Equação 10 e à Equação 11, chega-se às seguintes equações de estado:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (12)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{K_f}{M_s}x_1 - \frac{B_a}{M_s}x_2 + \frac{K_f}{M_s}x_3 + \frac{B_a}{M_s}x_4 - \frac{1}{M_s}u_2 \quad (13)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (14)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{K_f}{M_r}x_1 + \frac{B_a}{M_r}x_2 - \frac{K_f+K_p}{M_r}x_3 - \frac{B_a}{M_r}x_4 + \frac{K_p}{M_r}u_1 + \frac{1}{M_r}u_2 \quad (15)$$

Utilizando-se o sistema linear da Equação 8 e da Equação 9 (pág. 23) em conjunto com as equações de estado é possível obter a matriz de estado **A**, a matriz de entrada **B**, a matriz de saída **C** e a matriz de transição direta **D**.

Assim, tem-se:

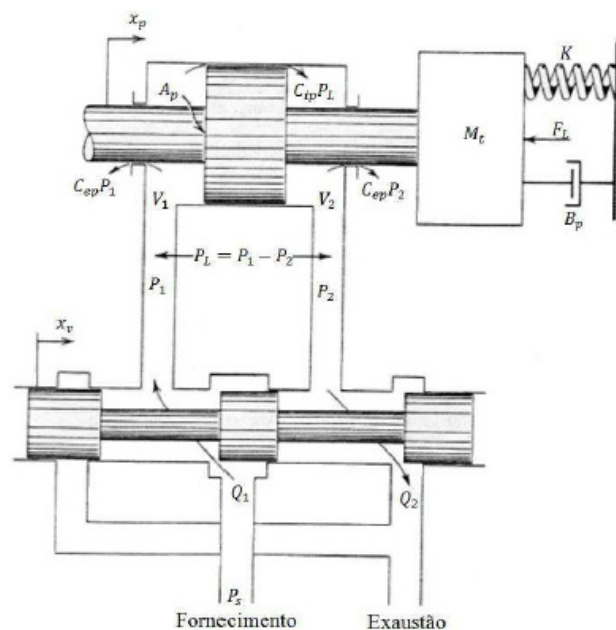
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_f}{M_s} & -\frac{B_a}{M_s} & \frac{K_f}{M_s} & \frac{B_a}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_f}{M_r} & \frac{B_a}{M_r} & -\frac{K_f+K_p}{M_r} & -\frac{B_a}{M_r} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{M_s} \\ 0 & 0 \\ \frac{K_p}{M_r} & \frac{1}{M_r} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Ao analisar-se a matriz **C** é possível observar que haverá 4 saídas deste sistema, as quais serão, respectivamente, o deslocamento vertical da carroceria, a velocidade vertical da carroceria, o deslocamento vertical da roda e a velocidade vertical da roda.

2.1.3.1 Atuadores eletro-hidráulicos

O atuador eletro-hidráulico é um servossistema de posicionamento, onde um fluido hidráulico de alta pressão é o mecanismo de transmissão de força (LOPES, 1997). A Figura 12 mostra o modelo de um atuador eletro-hidráulico, neste caso acoplado a um sistema massa-mola-amortecedor. Ele é basicamente composto por uma servoválvula proporcional, que controla as vazões do fluido, conectada a um cilindro hidráulico, que transforma a energia hidráulica em energia mecânica.

Figura 12 – Modelo de atuador eletro-hidráulico.



Fonte: Brito (2013).

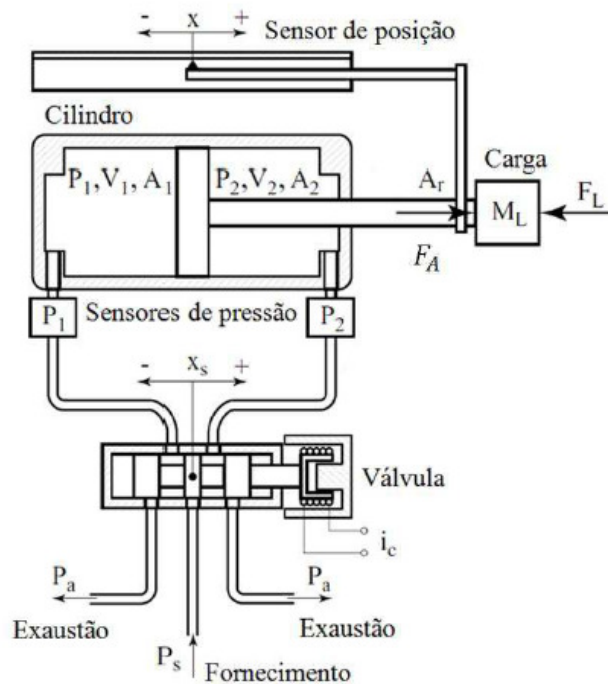
Analisando a Figura 12 é possível entender o princípio de funcionamento do atuador. Um fluido é fornecido à válvula por uma bomba hidráulica a uma pressão de suprimento P_s . Na ausência do sinal de controle, o carretel veda os pórticos da válvula, não havendo, conseqüentemente, vazão entre as câmaras, o que mantém as pressões P_1 e P_2 iguais, inibindo o movimento do pistão. No caso da Figura 12, quando as bobinas das solenoides da válvula são energizadas por um sinal elétrico de controle, um deslocamento x_v do carretel para a direita é produzido, gerando orifícios de passagem do fluido à alta pressão para a câmara 1 do cilindro e o escoamento do fluido da câmara 2 para a exaustão. Assim, é provocada uma diferença de pressão entre as duas câmaras ($P_1 > P_2$). Em conseqüência a essa diferença de pressão, uma força ativa F_a é criada na câmara 1 que gera um deslocamento x_p do pistão para

a direita. Analogamente, ocorreria o mesmo processo, porém de forma inversa, para gerar um deslocamento do pistão para a esquerda.

2.1.3.2 Atuadores pneumáticos

O atuador pneumático é um servossistema de posicionamento, onde o ar comprimido é o mecanismo de transmissão de força. A Figura 13 mostra o modelo de um atuador pneumático conectado a uma carga. Ele é composto de uma servoválvula de comando conectada ao cilindro pneumático que tem a função de converter a energia pneumática em energia mecânica.

Figura 13 – Modelo de atuador pneumático.



Fonte: Richer e Hurmuzlu (2000).

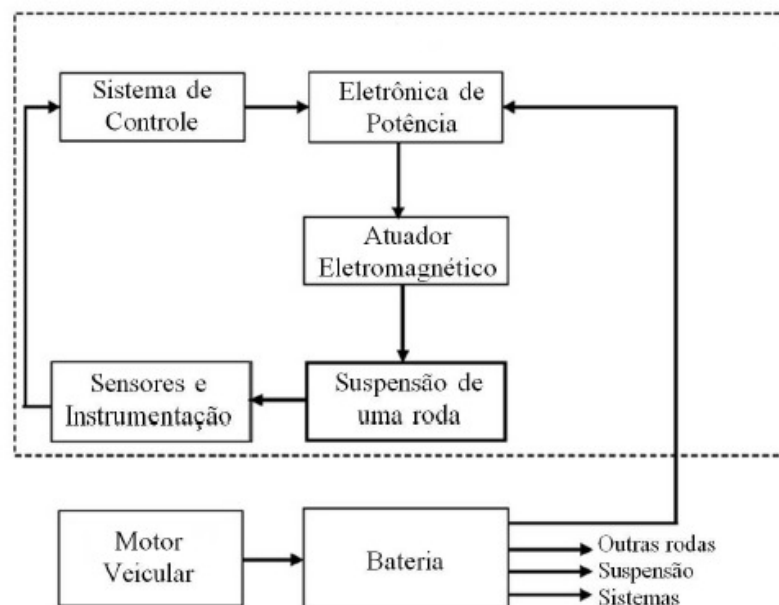
Analisando a Figura 13 é possível entender o princípio de funcionamento do atuador, que é bastante similar e análogo ao do atuador eletro-hidráulico. O ar comprimido é fornecido à válvula por um compressor a uma pressão de suprimento P_s . Na ausência do sinal de controle, o carretel veda os pórticos da válvula, não havendo, conseqüentemente, vazão entre as câmaras, o que mantém as pressões P_1 e P_2 iguais, inibindo o movimento do êmbolo do cilindro. No caso da Figura 13, imagine que quando as bobinas das solenoides da válvula são energizadas por um sinal elétrico de controle, um deslocamento x_s do carretel para a direita é produzido, ge-

rando orifícios de passagem do ar à alta pressão para a câmara 1 do cilindro e o escoamento do ar da câmara 2 para o ambiente. Assim, é provocada uma diferença de pressão entre as duas câmaras ($P_1 > P_2$). Em consequência a essa diferença de pressão, uma força ativa F_a é criada na câmara 1 que gera um deslocamento x do êmbolo para a direita. Analogamente, ocorreria o mesmo processo, porém de forma inversa, para gerar um deslocamento do êmbolo para a esquerda.

2.1.3.3 Atuadores eletromagnéticos

De forma análoga aos atuadores eletro-hidráulicos e pneumáticos, os atuadores eletromagnéticos utilizam a energia magnética como mecanismo de transmissão de força. Esse tipo de atuador recebe um sinal elétrico que forma campos magnéticos em seu interior que, por sua vez, produzem forças mecânicas, as quais movimentam a carga. Com base nos sinais adquiridos pelos sensores e no algoritmo de controle, o controlador envia um sinal de controle ao conversor de eletrônica de potência, que impulsiona o atuador eletromagnético. A potência é fornecida por uma bateria, que pode ser alimentada por um gerador elétrico acionado pelo motor veicular. Na Figura 14 é possível observar o diagrama de blocos de um sistema de controle de uma de suspensão ativa que utiliza um atuador eletromagnético.

Figura 14 – Diagrama de blocos do sistema de controle de uma suspensão ativa eletromagnética

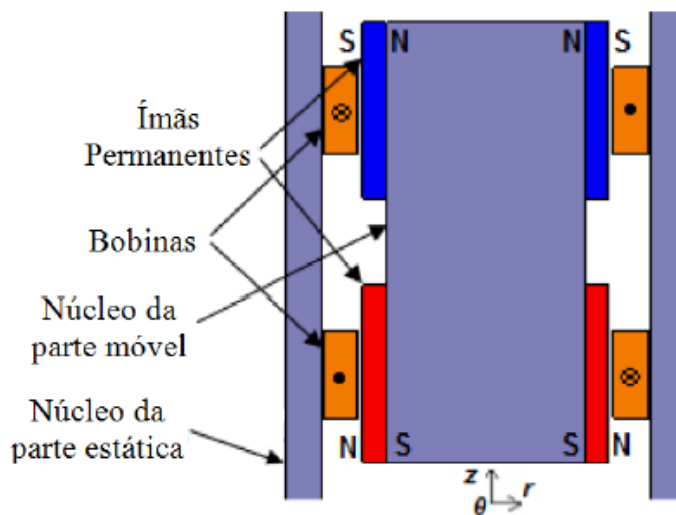


Fonte: Martins et al. (2006).

Segundo Eckert (2012) existem dois tipos de atuadores eletromagnéticos: os rotativos e os lineares. Os dispositivos rotativos necessitam converter o movimento rotativo em linear; essa conversão requer engrenagens. Em consequência disso, existem perdas mecânicas, aumento de volume do sistema e diminuição na resposta dinâmica. Levando-se todos estes fatores em consideração, os atuadores lineares são os mais indicados para esse tipo de sistema por não necessitarem dessa conversão de movimentos.

Na Figura 15 está a vista em corte axial de um modelo de atuador eletromagnético tubular linear. Ele é composto por dois conjuntos de ímãs permanentes com magnetização oposta, duas bobinas ligadas em série com forças em sentidos opostos entre si, o núcleo da parte móvel e o núcleo da parte estática. O ímã azul é montado com o polo norte interno e o polo sul externo, enquanto o ímã vermelho é montado com o polo sul interno e o polo norte externo, isso caracteriza uma magnetização oposta. Os ímãs devem ficar ligados ao núcleo da parte móvel e as bobinas ficam ligadas ao núcleo da parte estática.

Figura 15 – Vista em corte axial do atuador eletromagnético.



Fonte: Eckert (2012).

A parte estática deve ser fixada na carroceria do veículo, ao passo que a parte móvel seja fixada na roda. Quando as bobinas não estão energizadas o atuador encontra-se em posição de equilíbrio e não existe movimentação da parte móvel. No momento em que os enrolamentos das bobinas são energizados por uma corrente elétrica em determinado sentido, um campo eletromagnético é gerado e consequen-

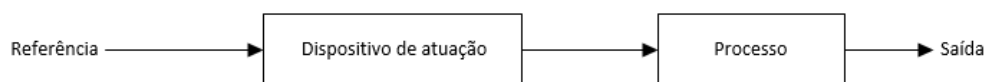
temente um fluxo magnético. O fluxo magnético das bobinas irá interagir com o fluxo magnético já existente dos ímãs permanentes; devido à magnetização oposta dos ímãs, os fluxos do ímã e da bobina de uma das extremidades irão somar-se, ao passo que os da outra extremidade irão subtrair-se, fazendo com que a parte móvel seja atraída pelos fluxos que se somaram, gerando, então, o movimento mecânico. Assim, o sentido do movimento vai depender do sentido da corrente que energiza as bobinas (ECKERT, 2012).

2.2 CONTROLE

Controle é o processo de fazer com que uma variável do sistema assuma um determinado valor, chamado de valor de referência (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013). Um sistema de controle é composto basicamente de um processo (planta) e um controlador que influencia em uma ou mais variáveis deste processo.

Existem dois tipos básicos de controle: em malha aberta e em malha fechada. No controle em malha aberta (Figura 16), o sistema resultante não contém um sensor para medição da saída e, assim, não há uma ação de correção para garantir que a saída seja igual ao sinal de referência.

Figura 16 – Diagrama de blocos de um sistema de controle em malha aberta.



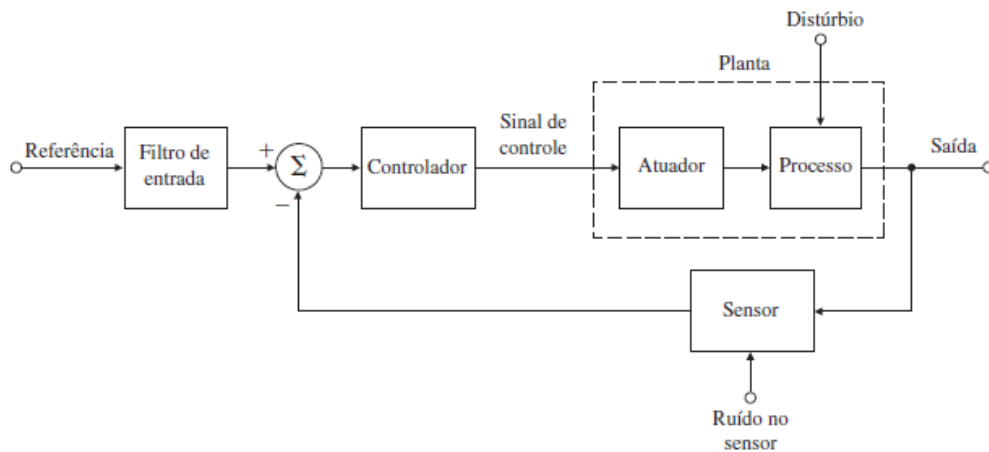
Fonte: Adaptado de Dorf e Bishop (2009).

No controle em malha fechada (Figura 17), o sistema inclui um sensor para medir o sinal de saída. Os dados adquiridos pelo sensor são realimentados ao controlador que faz uma comparação com a referência; o resultado desta comparação é o erro da planta. A partir do erro, o controlador envia um sinal de esforço de controle para atuar na variável de controle do processo. Uma característica de ambos os tipos de sistema é a presença do atuador. O atuador é um dispositivo que de alguma forma influencia na variável de controle do processo, e recebe o sinal de esforço de controle diretamente do controlador.

De acordo com Franklin, Powell e Emami-Naeini (2013), há algumas vanta-

gens que um sistema de controle em malha fechada apresenta em relação a um sistema em malha aberta: a presença da realimentação pode ser usada para estabilizar um sistema instável, reduzir erros da planta devido a distúrbios, reduzir a sensibilidade da planta à variação dos parâmetros e melhorar o rastreamento dos sinais de entrada.

Figura 17 – Diagrama de blocos de um sistema de controle em malha fechada (realimentado).



Fonte: Franklin, Powell e Emami-Naeini (2013).

No que se refere às teorias e técnicas de projeto de controle, estas também são divididas em duas categorias: controle clássico e controle moderno. O controle clássico é baseado nas transformadas de Laplace e transformadas Z, que foram métodos dominantes na área de controle até a década de 1960. O controle moderno é baseado em equações diferenciais na forma de espaço de estados, e começou a ser introduzido à área de controle a partir da década de 1960 (OGATA, 2011).

O projeto de um controlador para um sistema dinâmico requer um modelo matemático que represente a resposta dinâmica do sistema. A maioria dos sistemas físicos são complexos e não lineares e geralmente o projeto precisa ser baseado numa versão simplificada, porém robusta, do modelo, a fim de que o controle atenda aos requisitos de desempenho quando aplicado ao dispositivo real (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

Dentro do controle moderno existem diversos ramos de estudo. Um deles é o controle inteligente. Conforme Shaw e Simoes (1999), um sistema com controle inteligente consegue fornecer respostas que solucionam problemas. As pessoas têm a capacidade de raciocinar de forma incerta, difusa ou nebulosa, ao passo que as máquinas são movidas pelo raciocínio preciso e binário. A proposta de um sistema

inteligente é justamente eliminar esta restrição, fazendo com que as máquinas possam raciocinar de forma parecida com a do ser humano, atribuindo a elas inteligência artificial. Em inglês, esta forma de raciocínio é chamada de *fuzzy* que significa incerto, impreciso, difuso ou nebuloso.

2.2.1 Lógica *fuzzy*

A lógica *fuzzy* pode ser utilizada para a implementação de um controlador. Um controlador *fuzzy* comporta-se conforme o raciocínio dedutivo, ou seja, ele pode fazer inferências baseado em conhecimento previamente adquirido, neste caso, previamente programado (SHAW; SIMOES, 1999).

A lógica clássica é a lógica booleana, onde uma afirmação é verdadeira ou falsa. Não existe um meio termo. Por exemplo, ao definir-se se a temperatura está quente ou fria na lógica booleana, teria-se que afirmar que acima de um valor x está quente e abaixo deste valor está frio. Agora, imagine que este valor seja 40,0 °C. Se a temperatura for 39,9 °C, de acordo com a lógica clássica, seria considerada fria. No entanto, sabe-se que uma variação de 0,1 °C não tem diferença considerável no que diz respeito à variação de temperatura.

A lógica *fuzzy* é a lógica nebulosa, onde uma afirmação pode ser parcialmente verdadeira ou parcialmente falsa. É possível definir um grau de verdade para uma afirmação, que varia de 0 a 1. Utilizando-se o mesmo exemplo mostrado acima seria possível afirmar que um valor x pode ser 0,5 (50%) quente e 0,5 (50%) frio, o que seria o equivalente a afirmar que a temperatura é morna. Seria possível definir, por exemplo, que 40,0 °C é quente, 30,0 °C é morno e 20,0 °C é frio, dentre outras combinações.

2.2.2 Modelagem de um controlador *fuzzy*

Uma das grandes vantagens do controle *fuzzy* é a desobrigatoriedade de conhecer-se o modelo matemático da planta que está sendo controlada para modelar o controlador. Basta conhecer o comportamento do sistema e é possível projetar um controlador para uma planta cujo modelo matemático é desconhecido ou muito complexo para ser deduzido.

Na modelagem de um controlador *fuzzy*, as entradas discretas são converti-

das em variáveis linguísticas. A este processo dá-se o nome de fuzzificação. Pode-se tomar como exemplo o valor da gorjeta de um cliente em um restaurante. Por exemplo: a qualidade do serviço e o sabor da comida podem ser as variáveis de entrada. A saída também deve ter uma variável linguística que a represente, que deve ser inversamente convertida de volta para valores discretos que serão enviados à planta. A esta etapa dá-se o nome de defuzzificação. Neste exemplo, a saída seria o próprio valor da gorjeta.

Ao processo de análise que ocorre entre a fuzzificação e a defuzzificação dá-se o nome de inferência. Para a inferência, o controlador precisa de uma base de regras que de forma heurística analisa os valores de entrada e decide qual será o valor de saída. Na Tabela 2 está um exemplo da versão tabular da base de regras de inferência.

Tabela 2 – Exemplo de versão tabular das regras de inferência.

Gorjeta		Comida				
		Muito Ruim	Ruim	Regular	Bom	Muito Bom
Serviço	Muito Ruim	Nenhuma	Nenhuma	Muito Baixa	Baixa	Baixa
	Ruim	Nenhuma	Muito Baixa	Baixa	Baixa	Média
	Regular	Muito Baixa	Baixa	Média	Média	Média
	Bom	Baixa	Baixa	Média	Alta	Muito Alta
	Muito Bom	Média	Média	Alta	Muito Alta	Muito Alta

Fonte: Autoria própria.

Analisando-se a Tabela 2 pode-se tirar várias conclusões. Cada conclusão representa uma regra. Por exemplo:

- a) **SE** o serviço é bom **E** a comida é boa **ENTÃO** a gorjeta é alta;
- b) **SE** o serviço é ruim **E** a comida é boa **ENTÃO** a gorjeta é baixa.

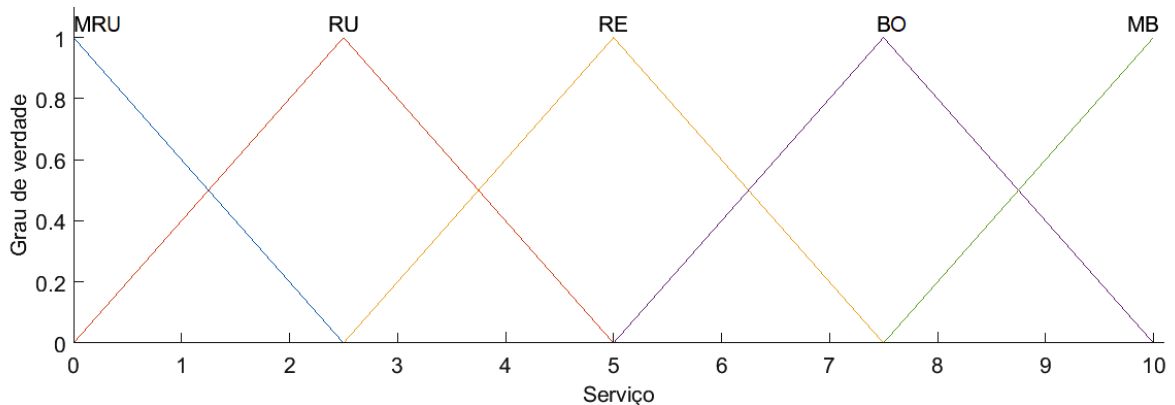
Neste exemplo, haveria vinte e cinco regras no total. Estas regras compõem a lógica de tomada de decisões do controlador. Os termos como *ruim*, *regular*, *bom*, *baixa*, *média*, *alta*, etc. são as funções de pertinência que compõem as variáveis linguísticas (serviço, comida e gorjeta), e variam em grau de verdade em um intervalo [0,1], sendo 0 para 0% verdadeiro e 1 para 100% verdadeiro. Cada variável linguística é representada por um conjunto de funções de pertinência. As funções de pertinência é que fazem a conversão das variáveis discretas para as variáveis *fuzzy* (fuzzificação) e a conversão das variáveis *fuzzy* de volta para variáveis discretas (defuzzificação).

Outro conceito muito importante na modelagem de um controlador *fuzzy* é o universo de discurso. O universo de discurso é um conjunto de valores finitos que são

todos os valores possíveis que uma determinada variável linguística pode assumir. A variável *serviço*, por exemplo, poderia ter uma nota que varia num intervalo de 0 a 10; o intervalo $[0,10]$ seria, portanto, o universo de discurso desta variável. Todas as funções de pertinência desta variável somente podem assumir valores que estejam dentro de tal intervalo.

No Gráfico 2 é possível observar as funções de pertinência da variável *serviço*. Neste exemplo, todas as funções são triangulares. Entretanto, as funções de pertinência podem ser também trapezoidais, gaussianas, etc. Suponha que o cliente deu uma nota 3 para o serviço do restaurante. Utilizando o Gráfico 2, é possível deduzir que a nota 3 cruza as linhas de duas funções de pertinência: RU (ruim) e RE (regular). Neste caso, com grau de verdade de 0,8 para RU e 0,2 para RE; que seria o mesmo que dizer que o serviço foi 80% ruim e 20% regular. Assim, dentro da lógica de tomada de decisões, somente as regras que classificam o serviço como ruim e regular seriam consideradas no processo de inferência. A regra mais adequada para a tomada de decisão dependerá do valor da variável *comida*.

Gráfico 2 – Funções de pertinência da variável *serviço*.

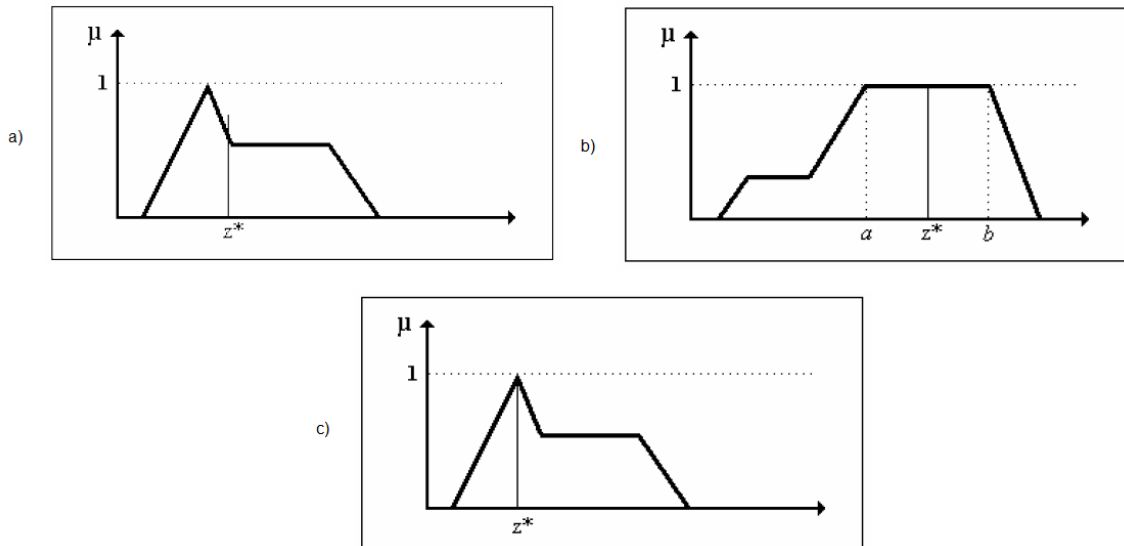


Fonte: Autoria própria.

O processo de defuzzificação exige um método adequado, pois somente um valor discreto será enviado à planta pelo controlador. Existem muitas técnicas de defuzzificação, porém as mais populares são: centroide, média dos máximos e maior dos máximos, conforme o Gráfico 3. O mais usado dos métodos é o método da centroide (Gráfico 3a), também chamado de método do centro de gravidade. A saída deste método é o valor que corresponde ao ponto que divide a área das funções de pertinência ativadas em duas partes iguais. O método da média dos máximos parte do princípio de que a maior pertinência pode não estar limitada a um único elemento. O valor da

defuzzificação é dado pela média de a e b , conforme o Gráfico 3b. Já o conceito do método do maior dos máximos (Gráfico 3c), também conhecido como método da altura, é simplesmente o maior pico dentre as funções de pertinência ativadas (BARG, 2002).

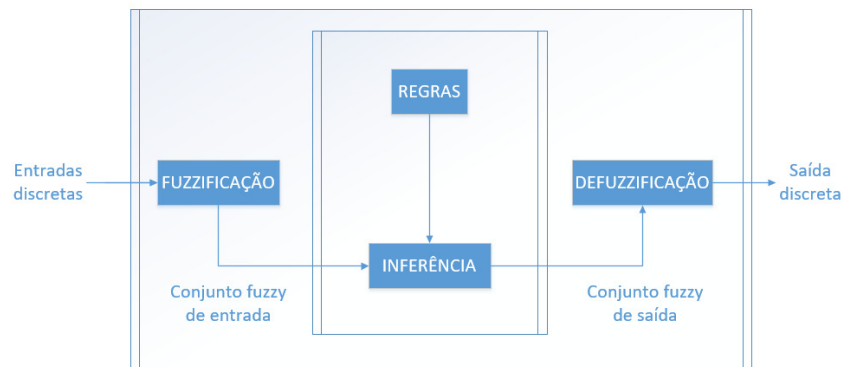
Gráfico 3 – Exemplos de métodos de defuzzificação: a) centroide, b) média dos máximos, c) maior dos máximos.



Fonte: Adaptado de Barg (2002).

Em suma, a modelagem de um controlador *fuzzy* consiste basicamente em adquirir os valores das entradas discretas, converter estes valores em variáveis linguísticas através da fuzzificação, analisar e tomar uma decisão através da inferência a fim de gerar um valor de saída, converter o valor de saída *fuzzy* em um valor de saída discreto através da defuzzificação e enviar o valor de saída discreto ao processo. Na Figura 18 é possível visualizar estes passos.

Figura 18 – Diagrama de blocos da lógica de controle *fuzzy*.



Fonte: Adaptado de Shheibia (2001).

3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

No que se refere à simulação numérica, um software que está amplamente difundido no meio científico para esta e outras funções é o Matlab[®], em conjunto com os softwares Simulink[®] e o *Fuzzy Logic ToolboxTM*, todos da Mathworks[®]. Estes softwares serão utilizados neste trabalho para a simulação numérica dos sistemas de suspensões passiva e ativa.

3.1 SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO PASSIVA

Esta seção irá mostrar como realizar a modelagem do sistema de suspensão passiva no Matlab e como realizar a simulação deste sistema no Simulink.

3.1.1 Modelagem e simulação do sistema de suspensão passiva no Matlab/Simulink

Para realizar a modelagem do sistema de suspensão passiva no Matlab este trabalho considera a modelagem realizada na subseção 2.1.1 (pág. 21) e os valores típicos de uma suspensão veicular de um modelo de um quarto de carro mostrados na Tabela 3. De acordo com Pinheiro (2004) os parâmetros desta suspensão veicular têm uma frequência natural de 1 Hz em d_s e 10 Hz em d_r .

Tabela 3 – Valores típicos de um modelo de suspensão veicular de um quarto de carro.

Massa suspensa [kg]	Massa da roda [kg]	Coef. amortecimento [Ns/m]	Const. elástica mola [N/m]	Const. elástica pneu [Ns/m]
400	50	1.000	20.000	250.000

Fonte: Adaptado de Pinheiro (2004).

Na janela de comando principal do Matlab é possível fazer toda a programação da modelagem. O primeiro passo é a declaração das constantes e seus valores:

```
Ms = 400;
Mr = 50;
Ba = 1000;
Kf = 20000;
Kp = 250000;
```

Em seguida, é necessário declarar as matrizes de estado **A**, de entrada **B**, de saída **C** e de transição direta **D**.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -K_f/M_s & -B_a/M_s & K_f/M_s & B_a/M_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ K_f/M_r & B_a/M_r & -(K_p+K_f)/M_r & -B_a/M_r \end{bmatrix};$$

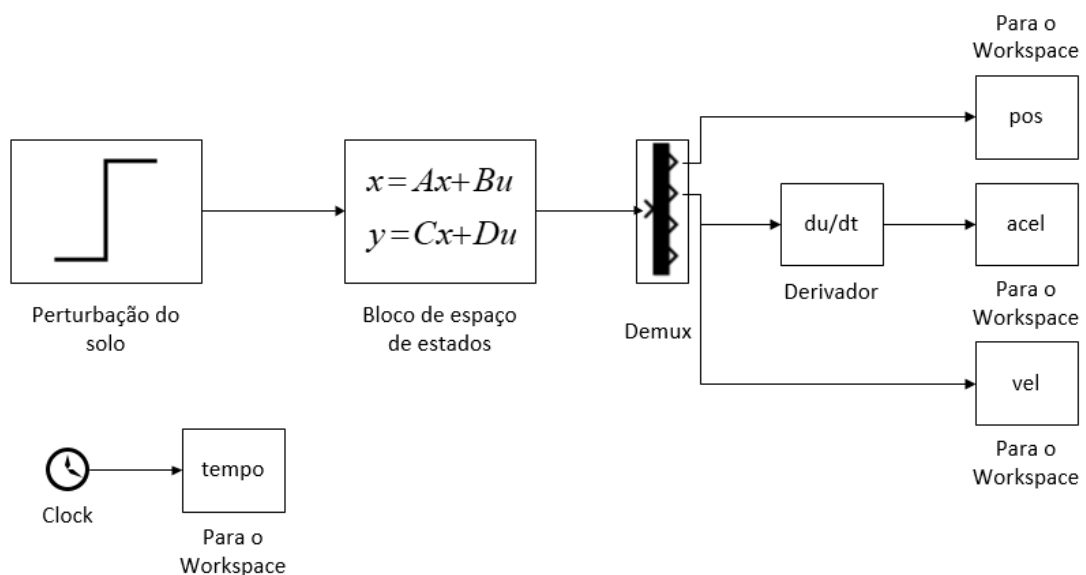
$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ K_p/M_r \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix};$$

Agora é preciso utilizar o Simulink para montar o modelo de simulação e realizar a simulação numérica do mesmo. O modelo do sistema no Simulink pode ser visto na Figura 19.

Figura 19 – Modelo do Simulink do sistema de suspensão passiva de um quarto de carro.



Fonte: Autoria própria.

A entrada do sistema é a perturbação do solo. A perturbação simulada foi de um degrau com altura de 0,05 m. O bloco de espaço de estados busca os valores das matrizes no *workspace* do Matlab; este bloco representa o modelo de um quarto de carro da suspensão passiva. O demultiplexador tem quatro saídas que obedecem a ordem da matriz de saída **C**; sendo as seguintes de cima para baixo: posição vertical da carroceria, velocidade vertical da carroceria, posição vertical da roda e velocidade vertical da roda. Como o interesse é saber o comportamento da carroceria do veículo frente ao obstáculo, apenas os dois primeiros parâmetros são coletados para a análise.

lise: a posição e a velocidade da carroceria. A velocidade da carroceria passa por um derivador a fim de obter-se a aceleração vertical da mesma, que é um dos principais parâmetros de interesse para análise neste trabalho. Além disso, o tempo de simulação também é coletado. Todos os parâmetros coletados são enviados ao *workspace* do Matlab para realização da análise e plotagem dos gráficos do próximo capítulo.

3.2 SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO ATIVA

Esta seção irá mostrar como realizar a modelagem do controlador *fuzzy* no *Fuzzy Logic Toolbox*, assim como a modelagem do sistema de suspensão ativa no Matlab. Posteriormente, demonstrando a simulação do sistema juntamente com o controlador no Simulink.

3.2.1 Modelagem do controlador *fuzzy* no *Fuzzy Logic Toolbox*

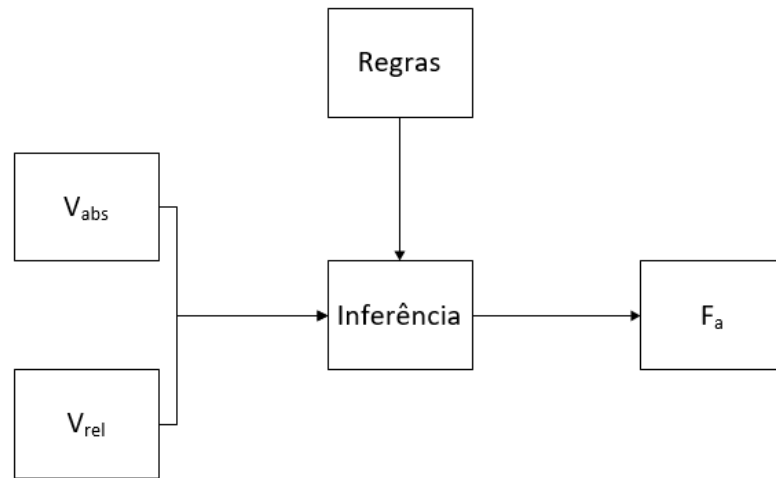
Para modelar o controlador *fuzzy* foi utilizado o software *Fuzzy Logic Toolbox*. O trabalho utiliza os conceitos apresentados na seção 2.2 (pág. 34) para realizar esta modelagem.

Primeiramente é necessário definir as variáveis linguísticas de entrada e de saída do controlador. Para isso, este trabalho irá utilizar uma estratégia de controle continuamente variável apresentada por Pinheiro (2004). Esta estratégia é baseada no equacionamento apresentado na Equação 16, onde F_a é a força de atuação aplicada pelo atuador, C_1 e C_2 são coeficientes de amortecimento com valores de 1.400 e 500 Ns/m respectivamente, V_{abs} é a velocidade vertical da carroceria, representada por x_2 no modelo de espaço de estados, e V_{rel} é a velocidade relativa entre a carroceria e a roda, representada por $x_2 - x_4$ no modelo de espaço de estados. V_{abs} é positiva quando a massa suspensa está se deslocando para cima, V_{rel} é positiva quando as massas estão se afastando e F_a é positiva quando a força de atuação é aplicada para cima.

$$F_a = \begin{cases} C_1 V_{abs} + C_2 V_{rel} & \text{se } V_{abs} V_{rel} \geq 0 \\ C_2 V_{rel} & \text{se } V_{abs} V_{rel} < 0 \end{cases} \quad (16)$$

Levando-se em conta que C_1 e C_2 são valores fixos, torna-se simples deduzir quais serão as entradas e saída do controlador. Como pode ser visto na Figura 20, as entradas serão V_{abs} e V_{rel} e a saída será F_a .

Figura 20 – Diagrama de blocos do controlador *fuzzy*.



Fonte: Autoria própria.

Com as variáveis linguísticas definidas, o próximo passo é definir o universo de discurso de cada variável. Para obtenção dos universos de discurso de V_{abs} e V_{rel} foram realizadas algumas simulações com a configuração do sistema em modo de suspensão passiva e diferentes perturbações do solo. A faixa de valores dentro de qual cada uma das variáveis oscilou foi adotado como universo de discurso daquela variável. Já para o universo de discurso de F_a foi considerado uma faixa de valores possíveis para um atuador comercial. Na Tabela 4 estão expostos os intervalos que representam os universos de discurso destas variáveis.

Tabela 4 – Universos de discurso das variáveis linguísticas.

Velocidade absoluta [m/s]	Velocidade relativa [m/s]	Força de atuação [N]
$[-\frac{1}{2}, \frac{1}{2}]$	$[-5, 5]$	$[-3000, 3000]$

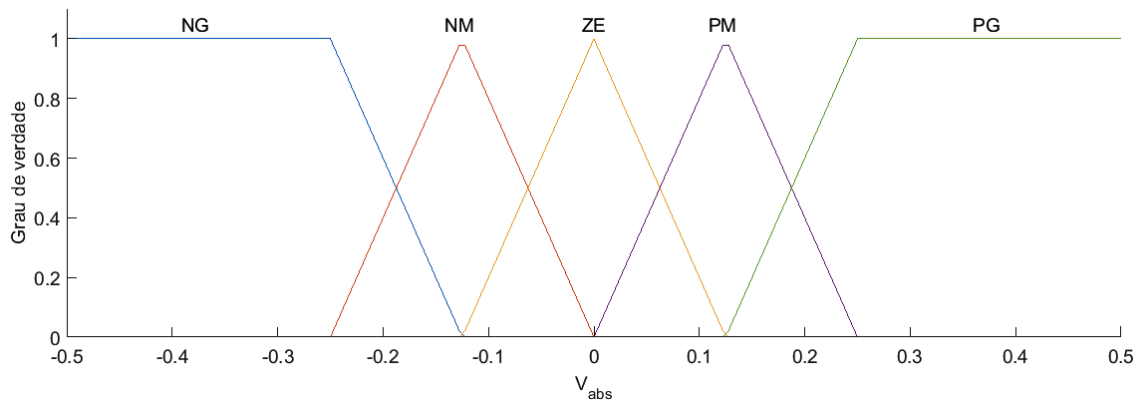
Fonte: Adaptado de Pinheiro (2004).

Uma vez que os universos de discurso estejam definidos é necessário criar as funções de pertinência para cada variável linguística. O tempo de processamento computacional e o número de regras a serem criadas são diretamente proporcionais à quantidade de funções de pertinência nas variáveis. Assim sendo, é prudente não dividir os universos de discurso em uma grande quantidade de funções.

A Figura 21 mostra as funções de pertinência da variável de entrada V_{abs} . Elas foram divididas em: negativo grande (NG), negativo médio (NM), zero (ZE), positivo médio (PM) e positivo grande (PG). Foram usadas funções trapezoidais e triangulares

para cobrir todo o universo de discurso da variável. A sobreposição das funções é proposital; justamente para obter-se mudanças de conceitos mais sutis de acordo com a lógica *fuzzy*. Por exemplo, pode-se afirmar que o valor é 100% negativo médio em $-0,125$ m/s, que é justamente o ponto em que o negativo grande e o zero são 0% verdadeiros.

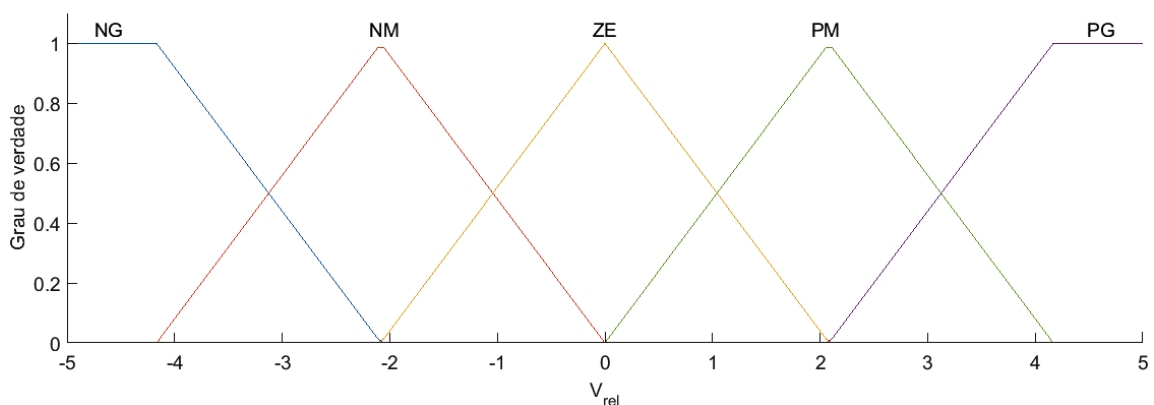
Figura 21 – Funções de pertinência da variável de entrada V_{abs} .



Fonte: Autoria própria.

A Figura 22 mostra as funções de pertinência da variável de entrada V_{rel} . As funções foram classificadas com os mesmos termos linguísticos da variável V_{abs} e utilizando os mesmos tipos de funções. Porém, dentro do universo de discurso cabível à variável V_{rel} .

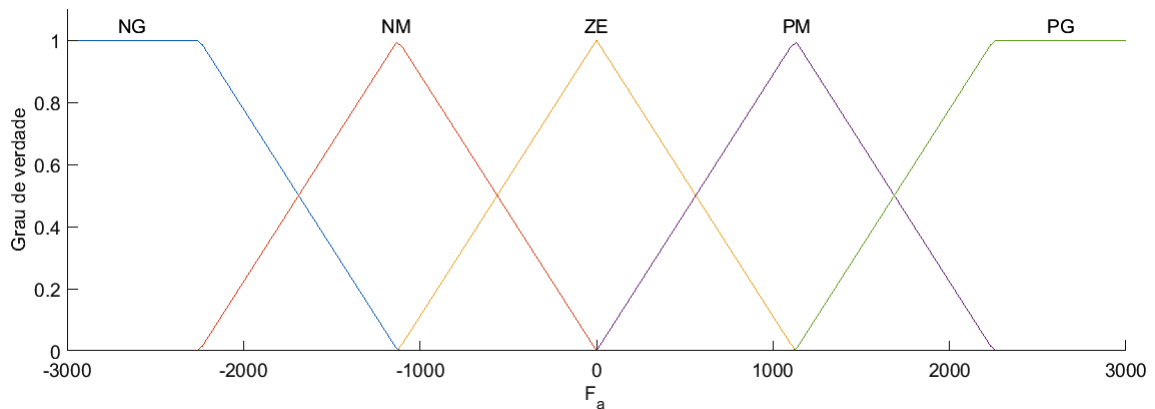
Figura 22 – Funções de pertinência da variável de entrada V_{rel} .



Fonte: Autoria própria.

A Figura 23 mostra as funções de pertinência da variável de saída F_a . As funções foram classificadas com os mesmos termos linguísticos e os mesmos tipos de funções das variáveis de entrada. Contudo, dentro do universo de discurso correspondente.

Figura 23 – Funções de pertinência da variável de saída F_a .



Fonte: Autoria própria.

A relação entre as variáveis de entrada e a variável de saída é que dá origem às regras que regem a tomada de decisões do controlador. Esta relação é estabelecida pela Equação 16. Desta forma, analisando-se tal relação em conjunto com as faixas de valores das funções de pertinência das variáveis de entrada e saída é possível montar um conjunto de regras que estão mostradas na Tabela 5.

Tabela 5 – Versão tabular das regras de inferência.

F_a		V_{abs}				
		NG	NM	ZE	PM	PG
V_{rel}	NG	PM	PM	PM	PG	PG
	NM	PM	PM	PM	PM	PG
	ZE	NM	NM	ZE	PM	PM
	PM	NG	NM	NM	NM	NM
	PG	NG	NG	NM	NM	NM

Fonte: Autoria própria.

A partir da tabela de regras é possível elaborar as regras de forma heurística. É desta forma que elas devem ser adicionadas ao modelo do controlador no *Fuzzy Logic Toolbox*. São vinte e cinco regras no total que podem ser visualizadas no Apêndice A (pág. 63).

É importante definir as funções de pertinência das variáveis antes de criar as regras no *Fuzzy Logic Toolbox*, pois o programa tem uma ferramenta para criação das regras que utiliza os termos linguísticos criados nas funções de pertinência. O programa está no idioma inglês, então é necessário utilizar os termos em inglês para adicionar as regras ao controlador, conforme demonstrado na Tabela 6.

Após a criação de todas as regras, o controlador *fuzzy* está pronto. Desta forma, garante-se que para todos os valores possíveis de entrada, existirá uma resposta de saída; um sinal de esforço de controle que atuará no processo.

Tabela 6 – Equivalente da regra em inglês para utilização no *Fuzzy Logic Toolbox*.

Regra em português	Regra em inglês
se V_{abs} é NG e V_{rel} é NG então F_a é PM	if V_{abs} is NG and V_{rel} is NG then F_a is PM

Fonte: Autoria própria.

O último passo é exportar o modelo do controlador para o *workspace* do Matlab para que possa ser utilizado no modelo de simulação do sistema de suspensão ativa do Simulink que será criado na próxima subseção.

3.2.2 Modelagem e simulação do sistema de suspensão ativa no Matlab/Simulink

Para realizar a modelagem do sistema de suspensão ativa no Matlab este trabalho considera a modelagem realizada na subseção 2.1.3 (pág. 27) e os valores típicos de uma suspensão veicular de um modelo de um quarto de carro mostrados na Tabela 3 (pág. 40). O valor da força ativa será gerado automaticamente durante a simulação pelo controlador *fuzzy* projetado na subseção anterior.

Na janela de comando principal do Matlab é possível fazer toda a programação da modelagem. O primeiro passo é a declaração das constantes e seus valores:

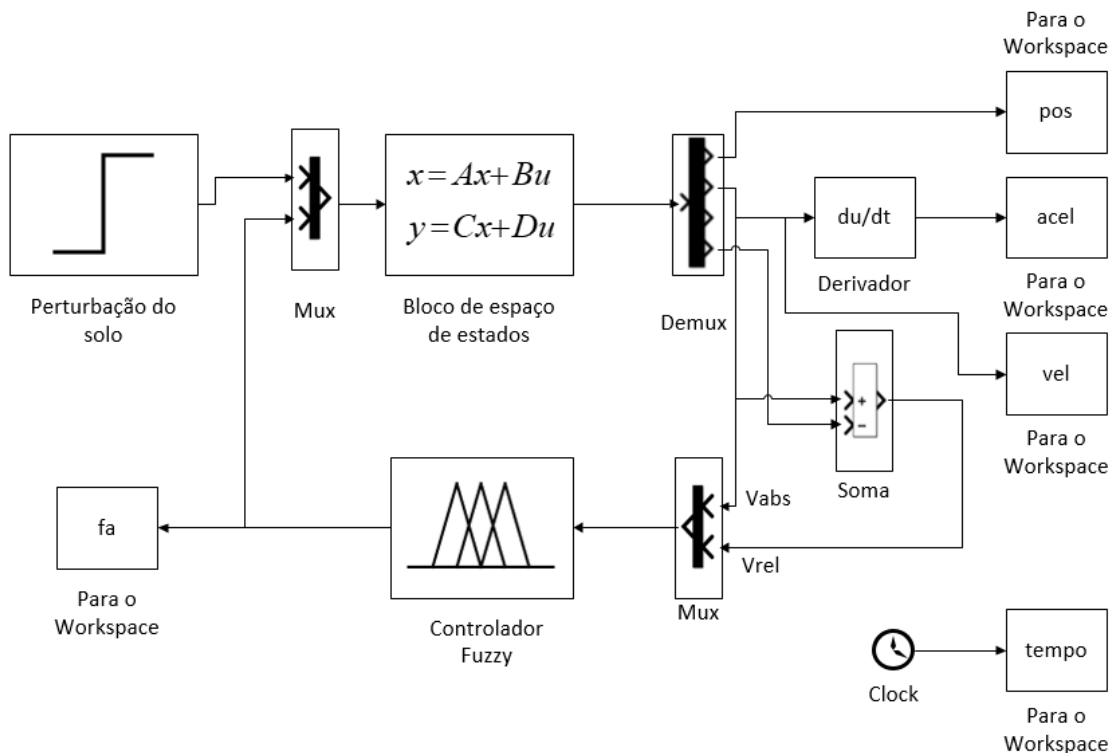
```
Ms = 400;
Mr = 50;
Ba = 1000;
Kf = 20000;
Kp = 250000;
```

Em seguida, é necessário declarar as matrizes de estado **A**, de entrada **B**, de saída **C** e de transição direta **D**.

```
A = [0 1 0 0; -Kf/Ms -Ba/Ms Kf/Ms Ba/Ms; 0 0 0 1; Kf/Mr Ba/Mr
      -(Kp+Kf)/Mr -Ba/Mr];
B = [0 0; 0 -1/Ms; 0 0; Kp/Mr 1/Mr];
C = [1 0 0 0; 0 1 0 0; 0 0 1 0; 0 0 0 1];
D = [0 0; 0 0; 0 0; 0 0];
```

Agora é preciso utilizar o Simulink para montar o modelo de simulação e realizar a simulação numérica do mesmo. O modelo do sistema no Simulink pode ser visto na Figura 24.

Figura 24 – Modelo do Simulink do sistema de suspensão ativa de um quarto de carro.



Fonte: Autoria própria.

O sistema utiliza controle em malha fechada com duas entradas. Uma das entradas é a perturbação do solo; a perturbação simulada foi de um degrau com altura de 0,05 m. A outra entrada é a força ativa, que é a realimentação do sistema. Elas entram num multiplexador que envia seus valores para o bloco de espaço de estados. O bloco de espaço de estados busca os valores das matrizes no *workspace* do Matlab; este bloco representa o modelo de um quarto de carro da suspensão ativa. O demultiplexador tem quatro saídas que obedecem a ordem da matriz de saída **C**; sendo as seguintes de cima para baixo: posição vertical da carroceria, velocidade vertical da carroceria, posição vertical da roda e velocidade vertical da roda. A posição da carroceria é enviada ao *workspace*, assim como a velocidade da mesma. A velocidade passa ainda por um bloco derivador a fim de obter-se a aceleração vertical. A velocidade da carroceria e a velocidade da roda passam por um somador para obter-se a velocidade relativa. A velocidade relativa é enviada juntamente com a velocidade da carroceria para um multiplexador que envia os dados para o controlador *fuzzy*. Ambos os parâmetros são as variáveis de entradas do controlador que foi projetado na subseção anterior. Para que o bloco do Simulink possa carregar o modelo do controlador,

é necessário configurar o bloco com o nome que foi dado ao mesmo quando este foi exportado do *Fuzzy Logic Toolbox* para o *workspace*. A saída do controlador é a força ativa, que é enviada ao *workspace* e também realimenta o bloco de espaço de estados enviando o sinal de esforço de controle para o sistema. Além disso, o tempo de simulação também é enviado ao *workspace*. Todos os parâmetros enviados ao *workspace* do Matlab são utilizados para realização da análise e plotagem dos gráficos do próximo capítulo.

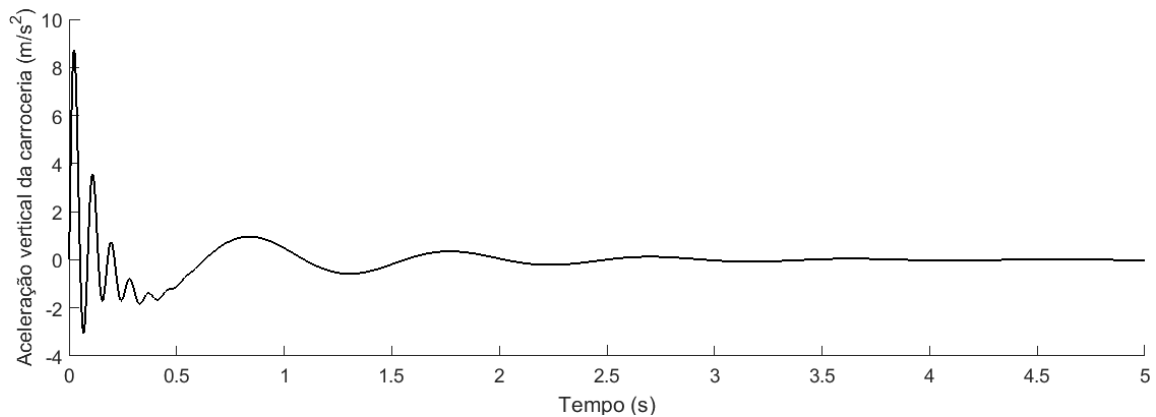
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados provenientes das simulações realizadas no capítulo anterior serão apresentados e discutidos neste capítulo.

4.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO PASSIVA

Na simulação apresentada no Capítulo 3, o modelo de suspensão passiva tem como entrada uma perturbação de solo de um degrau de 0,05 m. O tempo de simulação é de cinco segundos. No que diz respeito à aceleração vertical da carroceria é possível extrair do Gráfico 4 algumas informações. O valor máximo da aceleração vertical transmitido à carroceria pelo sistema de suspensão é de $8,66 \text{ m/s}^2$, o tempo de estabilização é de $2,32 \text{ s}$ e o valor eficaz da aceleração, calculado com base no tempo da duração da vibração, é de $1,20 \text{ m/s}^2$; tal valor, de acordo com a Tabela 1 (pág. 17), classifica a situação apresentada como estando entre "desconfortável" e "muito desconfortável".

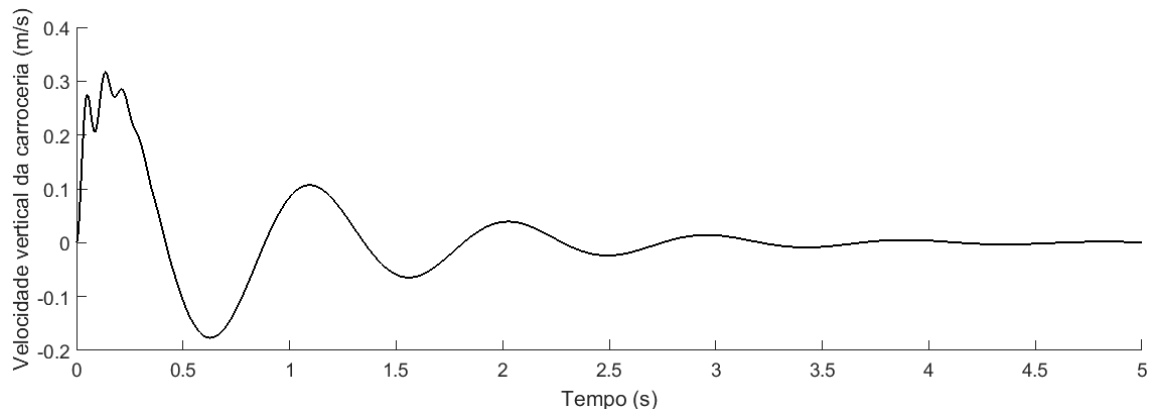
Gráfico 4 – Aceleração vertical da carroceria do sistema de suspensão passiva em função do tempo.



Fonte: Autoria própria.

O comportamento da velocidade vertical da carroceria reflete o comportamento da aceleração vertical que é transmitida à mesma pelo sistema de suspensão. Na ausência de componentes ativos capazes de atenuar as vibrações provenientes da aceleração vertical, os efeitos desta podem ser percebidos no Gráfico 5 onde a velocidade oscila entre valores negativos e positivos. O valor máximo da velocidade vertical da carroceria é de $0,32 \text{ m/s}$ e o tempo de estabilização é de $3,56 \text{ s}$.

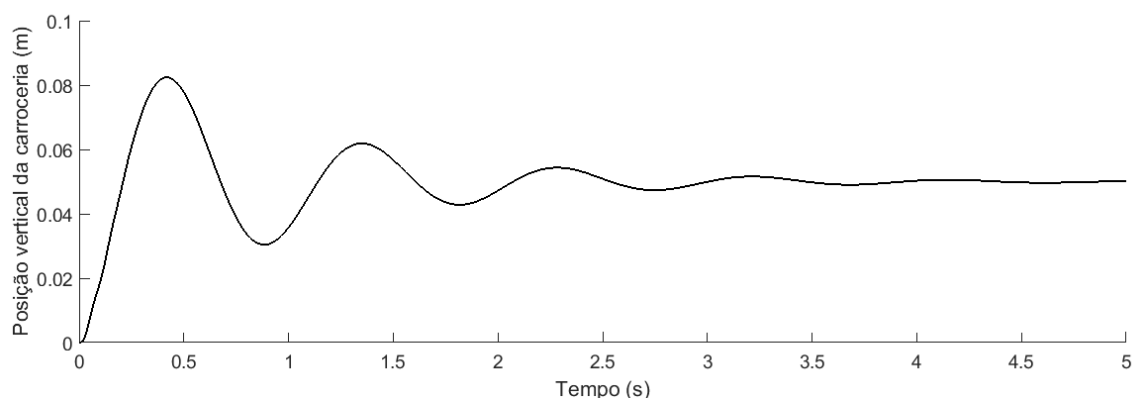
Gráfico 5 – Velocidade vertical da carroceria do sistema de suspensão passiva em função do tempo.



Fonte: Autoria própria.

O Gráfico 6 descreve o comportamento da posição vertical da carroceria. Este comportamento é um reflexo do comportamento da velocidade vertical da mesma. Como a velocidade oscilou entre valores negativos e positivos, a posição também apresenta algumas oscilações antes de se estabilizar na posição de altura do degrau de 0,05 m. Esta oscilação confirma a constatação de que a aceleração vertical transmitida à carroceria resulta em uma situação de desconforto aos possíveis passageiros de um veículo com tal sistema de suspensão. O valor máximo da posição vertical da carroceria é de 0,08 m e o tempo de estabilização é de 3,76 s.

Gráfico 6 – Posição vertical da carroceria do sistema de suspensão passiva em função do tempo.



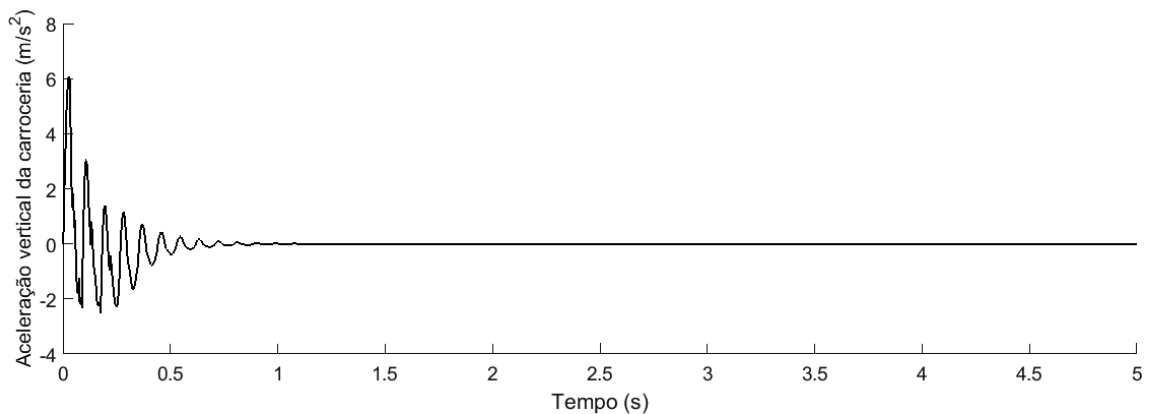
Fonte: Autoria própria.

Fica evidente diante dos resultados apresentados que um sistema de suspensão tradicional que apresenta somente elementos passivos pode transmitir desconforto aos passageiros de um veículo diante de uma perturbação da estrada.

4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA SUSPENSÃO ATIVA

Na simulação do sistema de suspensão ativa utiliza-se também a perturbação de solo de um degrau com altura de 0,05 m. O tempo de simulação é de cinco segundos. Em relação à aceleração vertical da carroceria é possível extrair do Gráfico 7 algumas informações. O valor máximo da aceleração vertical transmitido à carroceria pelo sistema de suspensão é de $6,07 \text{ m/s}^2$, o tempo de estabilização é de 0,64 s e o valor eficaz é de $1,51 \text{ m/s}^2$; tal valor, de acordo com a Tabela 1 (pág. 17), classifica a situação apresentada como estando entre "desconfortável" e "muito desconfortável".

Gráfico 7 – Aceleração vertical da carroceria do sistema de suspensão ativa em função do tempo.

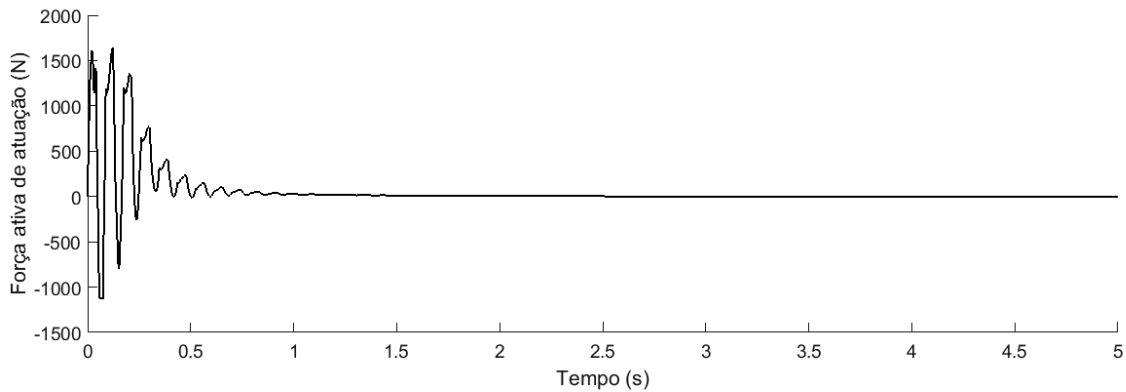


Fonte: Autoria própria.

A característica principal de um sistema de suspensão ativa é justamente a presença de uma força de atuação externa ao sistema. A velocidade vertical da carroceria combinada com a velocidade vertical relativa entre a carroceria e a roda são utilizadas como entradas do controlador *fuzzy* que, por sua vez, define o comportamento da força de atuação. Essa combinação de entradas, reflete justamente o comportamento da aceleração vertical da carroceria. Assim sendo é possível perceber ao comparar-se o Gráfico 7 e o Gráfico 8, a relação entre a aceleração e a força de atuação. Nos momentos em que a força apresenta seus valores positivos, a aceleração também apresenta seus valores positivos, e vice-versa. Os valores da força seguem as regras apresentadas no Apêndice A (pág. 63).

O comportamento da velocidade vertical da carroceria reflete o comportamento da aceleração vertical que é transmitida à mesma pelo sistema de suspensão. No entanto, a presença de uma força de atuação, proveniente do sistema de controle

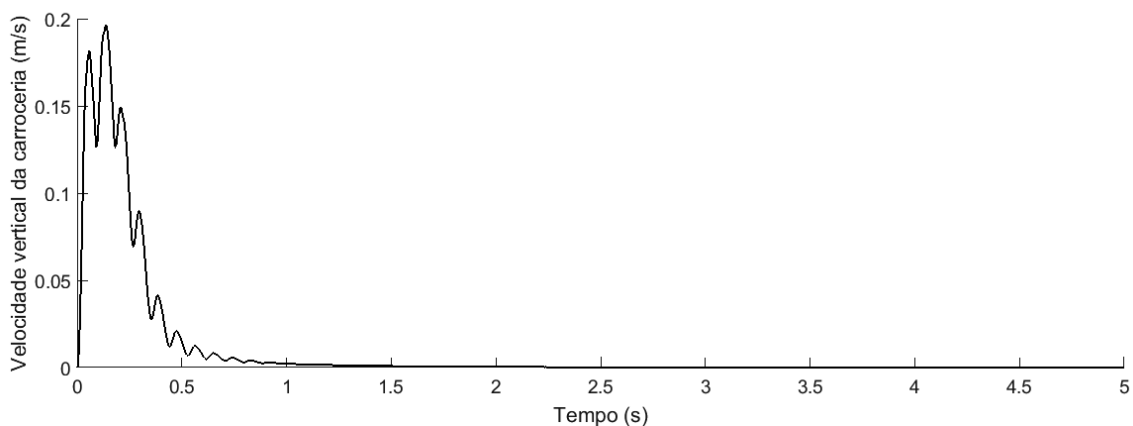
Gráfico 8 – Força de atuação do sistema de controle *fuzzy* na carroceria do sistema de suspensão ativa em função do tempo.



Fonte: Autoria própria.

ativo incorporado ao sistema de suspensão, faz com que esse comportamento seja influenciado por esta força. Como é possível constatar pelo Gráfico 9, a velocidade apresenta somente valores positivos; o que indica que em nenhum momento da simulação houve oscilação de direção do movimento da carroceria. O valor máximo da velocidade vertical da carroceria é de 0,20 m/s e o tempo de estabilização é de 0,84 s.

Gráfico 9 – Velocidade vertical da carroceria do sistema de suspensão ativa em função do tempo.

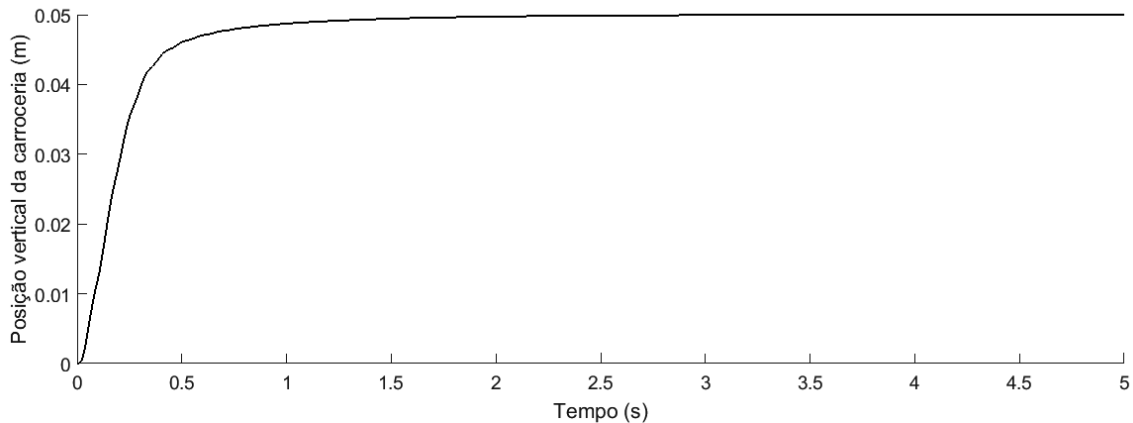


Fonte: Autoria própria.

O comportamento da posição vertical da carroceria é exibido no Gráfico 10. Este comportamento é um reflexo do comportamento da velocidade vertical da mesma. Como a velocidade apresentou somente valores positivos, não havendo oscilação de direção, a posição também não apresenta oscilações; o que resulta em uma curva de subida suave até a posição se estabilizar na altura do degrau de 0,05 m. A influência da aceleração vertical neste tipo de suspensão não resulta necessariamente em uma situação de desconforto aos possíveis passageiros. O valor máximo

da posição vertical da carroceria é de 0,05 m e o tempo de estabilização é de 1,14 s.

Gráfico 10 – Posição vertical da carroceria do sistema de suspensão ativa em função do tempo.



Fonte: Autoria própria.

Em frente aos resultados apresentados, fica claro que um sistema de suspensão tradicional acrescido de elementos ativos é capaz de atenuar consideravelmente a sensação de desconforto sentida pelos passageiros de um veículo diante de uma perturbação da estrada.

4.3 COMPARAÇÃO ENTRE O DESEMPENHO DA SUSPENSÃO ATIVA COM A SUSPENSÃO PASSIVA

Nas duas seções imediatamente anteriores deste capítulo mostrou-se os resultados das simulações dos sistemas de suspensão passiva e ativa. A presente seção tem objetivo de fazer uma comparação de desempenho entre os dois tipos de suspensão.

Um resumo dos dados obtidos em relação à aceleração, velocidade e posição vertical da carroceria em ambos os tipos de sistema de suspensão estão apresentados na Tabela 7. Estes dados ajudam a entender melhor as diferenças entre os desempenhos das duas suspensões.

Primeiramente, faz-se necessário comparar o comportamento da aceleração vertical. O valor máximo da aceleração vertical na suspensão ativa é menor do que na suspensão passiva. Em contrapartida, o valor eficaz na suspensão ativa é consideravelmente maior. Isso pode ser explicado ao analisar-se o tempo de estabilização que é 72% menor na suspensão ativa. Como o valor eficaz varia de acordo com o

Tabela 7 – Comparação entre os valores máximos, valores eficazes e tempos de estabilização das suspensões passiva e ativa.

	Suspensão Passiva			Suspensão Ativa		
	Valor máx.	Valor eficaz	Tempo est.	Valor máx.	Valor eficaz	Tempo est.
Aceleração	8,66 m/s ²	1,20 m/s ²	2,32 s	6,08 m/s ²	1,51 m/s ²	0,64 s
Velocidade	0,32 m/s	-	3,56 s	0,20 m/s	-	0,84 s
Posição	0,08 m	-	3,76 s	0,05 m	-	1,14 s

Fonte: Autoria própria.

intervalo de tempo considerado no cálculo, esta estabilização muito mais veloz reflete um valor eficaz consideravelmente maior. A causa deste tempo de estabilização mais veloz na suspensão ativa é a presença da força de atuação externa que não existe na suspensão passiva.

No caso da velocidade vertical a diferença entre os valores máximos é muito pequena. Assim como ocorrido na aceleração, o tempo de estabilização na suspensão ativa é 76% menor. Novamente, a interferência da força de atuação é responsável por essa diferença. Além disso, como já visto no Gráfico 5 e no Gráfico 9, diferentemente da suspensão passiva a velocidade vertical na suspensão ativa não apresenta oscilação entre valores negativos e positivos. Isso se refletirá na posição vertical da carroceria.

A posição vertical mostra um valor máximo consideravelmente maior na suspensão passiva quando pensa-se em conforto de passageiros. Na suspensão ativa o valor não ultrapassa a própria altura da perturbação em forma de degrau. Consequentemente, não existe movimento oscilatório da carroceria como pode ser visto no Gráfico 10. Isso acontece devido à ausência de oscilação entre valores negativos e positivos na velocidade vertical da suspensão ativa. Além disso, o tempo de estabilização da posição vertical na suspensão ativa é 70% menor. Todas estas diferenças são um reflexo das diferenças nas velocidades verticais de ambas as suspensões.

De uma maneira geral, apesar das diferenças aparentemente desvantajosas da aceleração vertical da suspensão ativa em relação à suspensão passiva, a suspensão ativa mostra-se muito mais eficiente na atenuação da sensação de desconforto transmitida aos passageiros do veículo. Isso se confirma através da curva de subida suave da posição vertical da carroceria na suspensão ativa frente a uma perturbação do solo, que além de estabilizar-se muito mais rapidamente que na suspensão passiva, não oscila em relação à nova altura de referência do solo. Tudo isso graças à

presença de um sistema de controle ativo e uma força de atuação externa ao sistema.

5 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Considerando-se o que foi apresentado no Capítulo 1 em relação à NR-15 e à norma ISO 2631 (1997), seria prudente afirmar que devido ao valor eficaz da aceleração vertical da carroceria na suspensão ativa ser consideravelmente maior do que ao da suspensão passiva, a suspensão ativa seria classificada como sendo mais desconfortável do que a outra no que diz respeito ao conforto sentido pelos passageiros do veículo ante a uma perturbação do solo.

Entretanto, diante dos resultados apresentados, este fato não se mostra verdadeiro. O principal motivo para esta divergência é a capacidade de rápida reação que apresenta o controlador *fuzzy* presente no modelo da suspensão ativa; sendo o mesmo capaz de transmitir uma força de controle que atua no processo de modo a impedir que as consequências de tal aceleração sejam transmitidas aos passageiros do veículo.

Adicionalmente, a mais importante característica dos resultados apresentados no Capítulo 4 é o fato da posição da carroceria na simulação do modelo de suspensão ativa ser uma curva suave que não apresenta oscilação. Isso significa que o sistema de suspensão ativa com o controle *fuzzy*, quando corretamente projetado, é altamente eficaz em atenuar a sensação de desconforto que é transmitida aos passageiros na suspensão passiva.

Portanto, é correto afirmar que as disposições da norma ISO 2631 (1997) ao classificar a sensação de conforto somente de acordo com a aceleração vertical transmitida à carroceria pelo sistema de suspensão não se mostra um método eficaz para todas as situações. Especialmente quando trata-se de uma suspensão ativa que apresenta uma força de atuação capaz de atenuar as consequências de tal aceleração.

Assim sendo, este trabalho deixa como sugestão a necessidade de uma atualização da norma ISO 2631 (1997) ou preparação de norma diferenciada que contemple tal situação; uma vez que a tendência futura é o surgimento de uma variedade maior de tipos de suspensões ativas, que deve seguir o aumento da demanda dos consumidores por sistemas de suspensão mais robustos.

Como perspectiva futura, fica a sugestão, a quem possa interessar, de realizar os testes feitos por simulações numéricas neste trabalho em um protótipo real de

um modelo de um quarto de carro, a fim de confirmar os resultados aqui obtidos e apresentados.

REFERÊNCIAS

ANFLOR, Carla Tatiana Mota. **Estudo da transmissibilidade da vibração no corpo humano na direção vertical e desenvolvimento de um modelo biodinâmico de quatro graus de liberdade**. 2003. Citado na página 17.

BARG, EDUARDO KLAUS. **Protótipo de um Controlador de Temperatura Baseado em Lógica Fuzzy Utilizando um Microcontrolador**. 2002. Citado na página 39.

BRITO, A. G. **Seleção de estrutura de modelos autorregressivos não-lineares no domínio da frequência**. Instituto Tecnológico de Aeronáutica: Programa de Pós-Graduação em Engenharia Eletrônica e Computação, 2013. Citado na página 30.

CORREA, W. R. **Modelagem, simulação, controle e implementação de um sistema de suspensão ativa veicular simplificado**. Universidade Federal do Rio Grande, Rio Grande do Sul: Trabalho de conclusão de curso (Graduação) - Curso de Engenharia de Automação, 2016. Citado na página 15.

CRIVELLARO, Cláudio. **Controle robusto de suspensão semi-ativa para caminhonetes utilizando amortecedores magneto-reológicos**. 2008. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 14 e 20.

DORF, R.C.; BISHOP, R.H. **Sistemas de controle modernos**. LTC, 2009. ISBN 9788521617143. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=pT4bQAAACAAJ>>. Citado na página 34.

DREHMER, Luis Roberto Centeno. **Otimização de parâmetros concentrados de suspensão para conforto e segurança veicular**. 2012. Citado na página 15.

DUTRA, Stefany Patricia. **Controle H-infinito de sistemas de suspensão ativa veicular**. Joinville, SC: Universidade Federal de Santa Catarina, 2016. Citado 3 vezes nas páginas 15, 21 e 27.

ECKERT, Paulo Roberto. **Estudo e desenvolvimento de um atuador linear para suspensão eletromagnética ativa**. 2012. Citado 4 vezes nas páginas 21, 27, 33

e 34.

FRANKLIN, G.F.; POWELL, J.D.; EMAMI-NAEINI, A. **Sistemas de Controle para Engenharia - 6ed.** Bookman Editora, 2013. ISBN 9788582600689. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=WB84AgAAQBAJ>>. Citado 2 vezes nas páginas 34 e 35.

GENTA, Giancarlo; MORELLO, Lorenzo. **The automotive chassis - Vol. 1: Components design.** Itália: Springer, 2009. v. 1. Citado na página 14.

GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** Society of Automotive Engineers, 1992. (Premiere Series Bks). ISBN 9781560911999. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=L6xd0nx5KbwC>>. Citado na página 20.

GUGLIELMINO, Emanuele et al. **Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness.** Londres: Springer, 2008. Citado na página 23.

HYVÄRINEN, Jukka-Pekka. **The improvement of full vehicle semi-active suspension through kinematical model.** Finlândia: University of Oulu, 2004. Citado na página 28.

INTERNATIONAL ORGANIZATION OF STANDARDIZATION. **ISO 2631-1 - Mechanical vibration and shock –Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements.** Suíça, 1997. Citado 3 vezes nas páginas 16, 17 e 56.

_____. **ISO 5349 - Mechanical vibration - Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration.** Suíça, 2001. Citado na página 16.

ISHITAKE, T.; MATOBA, T. **Frequency weighting for the effects of exposure to whole-body vibration on gastric motility.** 2000. Citado na página 17.

LI, L.; WANG, F.Y. **Advanced Motion Control and Sensing for Intelligent Vehicles.** Springer US, 2007. ISBN 9780387444093. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=84qWTL_usD4C>. Citado na página 21.

LOPES, Luis Gustavo Cavalcanti de Oliveira. **Controle a estrutura variável aplicado a um atuador hidráulico**. 1997. Citado na página 30.

MARTINS, Ismenio et al. **Permanent-magnets linear actuators applicability in automobile active suspensions**. Estados Unidos: IEEE, 2006. 86–94 p. Citado na página 32.

MOURA, Exdras Deivys Alves. **Estudo de suspensões passiva, semi-ativa MR e ativa**. 2003. Citado na página 18.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. Pearson Prentice Hall, 2011. ISBN 9788576058106. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=iL3FYgEACAAJ>>. Citado na página 35.

PINHEIRO, Carlos. **Estratégia de Controle Fuzzy para Suspensão Ativa Automobilística**. 2004. Citado 6 vezes nas páginas 22, 24, 28, 40, 42 e 43.

RICHER, Edmond; HURMUZLU, Yildirim. **A high performance pneumatic force actuator system: Part II-Nonlinear controller design**. Estados Unidos: American Society Mechanical Engineers, 2000. 426–434 p. Citado na página 31.

SAMPAIO, C. **Vibrometria - Princípios e Exemplos de Aplicação**. Portugal: Escola Náutica I. D. Henrique, 2001. Citado na página 16.

SAVARESI, S.M. et al. **Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles**. Elsevier Science, 2010. ISBN 9780080966793. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=Wor8ye8tVbAC>>. Citado 3 vezes nas páginas 25, 26 e 27.

SHAW, I.S.; SIMOES, M.G. **Controle e modelagem fuzzy**. Edgard Blucher, 1999. ISBN 9788521202486. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=T3NgPwAACAAJ>>. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 36.

SHHEIBIA, Tarig Ali Abdurrahman El. **Controle de um Braço Robótico utilizando uma Abordagem de Agente Inteligente**. 2001. Citado na página 39.

STELLMAN, J.M. et al. **Enciclopedia de salud y seguridad en el trabajo**. Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales, Subdirección General de Publicaciones, 2000.

ISBN 9788474349740. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=gcBljgEACAAJ>>. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 18.

APÊNDICE

APÊNDICE A – REGRAS DO CONTROLADOR FUZZY PARA SUSPENSÃO ATIVA

- a) **se** V_{abs} é NG **e** V_{rel} é NG **então** F_a é PM;
- b) **se** V_{abs} é NG **e** V_{rel} é NM **então** F_a é PM;
- c) **se** V_{abs} é NG **e** V_{rel} é ZE **então** F_a é NM;
- d) **se** V_{abs} é NG **e** V_{rel} é PM **então** F_a é NG;
- e) **se** V_{abs} é NG **e** V_{rel} é PG **então** F_a é NG;
- f) **se** V_{abs} é NM **e** V_{rel} é NG **então** F_a é PM;
- g) **se** V_{abs} é NM **e** V_{rel} é NM **então** F_a é PM;
- h) **se** V_{abs} é NM **e** V_{rel} é ZE **então** F_a é NM;
- i) **se** V_{abs} é NM **e** V_{rel} é PM **então** F_a é NM;
- j) **se** V_{abs} é NM **e** V_{rel} é PG **então** F_a é NG;
- k) **se** V_{abs} é ZE **e** V_{rel} é NG **então** F_a é PM;
- l) **se** V_{abs} é ZE **e** V_{rel} é NM **então** F_a é PM;
- m) **se** V_{abs} é ZE **e** V_{rel} é ZE **então** F_a é ZE;
- n) **se** V_{abs} é ZE **e** V_{rel} é PM **então** F_a é NM;
- o) **se** V_{abs} é ZE **e** V_{rel} é PG **então** F_a é NM;
- p) **se** V_{abs} é PM **e** V_{rel} é NG **então** F_a é PG;
- q) **se** V_{abs} é PM **e** V_{rel} é NM **então** F_a é PM;
- r) **se** V_{abs} é PM **e** V_{rel} é ZE **então** F_a é PM;
- s) **se** V_{abs} é PM **e** V_{rel} é PM **então** F_a é NM;
- t) **se** V_{abs} é PM **e** V_{rel} é PG **então** F_a é NM;
- u) **se** V_{abs} é PG **e** V_{rel} é NG **então** F_a é PG;
- v) **se** V_{abs} é PG **e** V_{rel} é NM **então** F_a é PG;
- w) **se** V_{abs} é PG **e** V_{rel} é ZE **então** F_a é PM;
- x) **se** V_{abs} é PG **e** V_{rel} é PM **então** F_a é NM;
- y) **se** V_{abs} é PG **e** V_{rel} é PG **então** F_a é NM.