

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA  
MESTRADO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**LEANDRO CAMARGO CLARO DOS SANTOS**

**CONTROLE DA VIBRAÇÃO DE TRANSPORTE VERTICAL  
CONSIDERANDO A APLICAÇÃO DE AMORTECEDORES MAGNETO-  
REOLÓGICOS**

**DISSERTAÇÃO**

**PONTA GROSSA**

**2017**

**LEANDRO CAMARGO CLARO DOS SANTOS**

**CONTROLE DA VIBRAÇÃO DE TRANSPORTE VERTICAL  
CONSIDERANDO A APLICAÇÃO DE AMORTECEDORES MAGNETO-  
REOLÓGICOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná como requisito parcial para obtenção do título de “Mestre em Engenharia Elétrica”.

Orientador: Prof. Dr. Angelo Marcelo Tuset.

**PONTA GROSSA**

**2017**

Ficha catalográfica elaborada pelo Departamento de Biblioteca da  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa.  
n. 28/17

S237 Santos, Leandro Camargo Claro dos

Controle da vibração de transporte vertical considerando a aplicação de  
amortecedores magneto-reológicos. / Leandro Camargo Claro dos Santos. 2017.  
111 f.: il. 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Angelo Marcelo Tusset

Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Programa de Pós-Graduação  
em Engenharia Elétrica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta  
Grossa, 2017.

1. Elevadores. 2. Vibração. 3. Lógica difusa. I. Tusset, Angelo Marcelo. II.  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná. III. Título.

CDD 621.3



Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
Campus de Ponta Grossa  
Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA ELÉTRICA**



## **FOLHA DE APROVAÇÃO**

Título de Dissertação Nº 27/2017

### **CONTROLE DA VIBRAÇÃO DE TRANSPORTE VERTICAL CONSIDERANDO A APLICAÇÃO DE AMORTECEDORES MAGNETO-REOLÓGICOS**

por

Leandro Camargo Claro dos Santos

Esta dissertação foi apresentada às 14 horas do dia 24 de abril de 2017 como requisito parcial para a obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA ELÉTRICA, com área de concentração em Controle e Processamento de Energia, linha de pesquisa em Instrumentação e Controle do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

**Prof. Dr. José Manoel Balthazar (UNESP-ITA)**

**Prof. Dr. Max Mauro Dias Santos (UTFPR)**

**Prof. Dr. Frederic Conrad Janzen (UTFPR)**

**Prof. Dr. Angelo Marcelo Tuset (UTFPR) –  
*Orientador***

**Prof. Dr. Claudinor Bitencourt Nascimento  
(UTFPR)  
Coordenador do PGEE**

**A FOLHA DE APROVAÇÃO ASSINADA ENCONTRA-SE NO DEPARTAMENTO DE  
REGISTROS ACADÊMICOS DA UTFPR – CÂMPUS PONTA GROSSA**

## RESUMO

SANTOS, Leandro Camargo Claro dos. **Controle da vibração de transporte vertical considerando a aplicação de amortecedores magneto-reológicos**. 2017 111 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2017.

Este trabalho tem por finalidade apresentar um estudo do sistema de transporte vertical de alto desempenho, já que os níveis de vibrações com o deslocamento em altas velocidades são desconfortáveis aos passageiros. Para a redução destas vibrações é proposto a utilização de amortecedores Magneto-Reológico (MR), controlado pela corrente elétrica aplicada na bobina do amortecedor, com o objetivo de reduzir a aceleração ou o deslocamento horizontal do elevador. Para o controle da corrente elétrica do amortecedor, foram propostas duas estratégias de controle: um controle considerando lógica Fuzzy, com o objetivo de reduzir o deslocamento horizontal, e um controle Ótimo com Regulador Linear Quadrático (LQR), com o objetivo de reduzir o nível de aceleração da vibração do elevador e o seu deslocamento horizontal. Ambas as estratégias determinam a corrente elétrica a ser aplicada na bobina do amortecedor. Resultados numéricos apresentados no trabalho demonstram que os controles foram eficientes em reduzir o deslocamento horizontal, mas apenas o controle LQR foi eficiente na redução dos níveis de aceleração.

**Palavras-chaves:** Elevadores de alto desempenho. Amortecedor magneto-reológicos. Controle fuzzy. Controle LQR.

## ABSTRACT

SANTOS, Leandro Camargo Claro dos. **Vibration control of vertical transportation considering the application of magnetorheological dampers.** 2017. 111 p. Master's Dissertation (Master's Degree in Electric Engineering) – Post-Graduation Program in Electric Energy. Federal University of Technology – Paraná, Ponta Grossa, 2017.

This work aims to present a study of a vertical transportation of high performance system, as vibration levels with its displacement at higher speeds are uncomfortable to passengers. To the reduction of these vibrations, it is proposed the using of magnetorheological dampers (MR) controlled by the electric current applied to the coil of the damper, with the objective of reducing acceleration or horizontal displacement of the elevator. They were proposed two control logic to the control of damper's electric current: a control considering Fuzzy logic aiming to reduce the horizontal displacement, and an Optimum Linear Quadratic Regulator control (LQR) in order to reduce the acceleration level of elevator vibration and its horizontal displacement. Both strategies determine the electric current to be applied in the damper coil. Numerical results presented in the work showed the controls were efficient to reduce the horizontal displacement, however only LQR control was efficient in reduce the acceleration levels.

**Keywords:** High performance lifts. Magnetorheological damper. Fuzzy control. LQR control.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Elevador com Casa de Máquinas .....	18
Figura 2 - (a) Guias no poço do elevador (b) Guias .....	19
Figura 3 - Sistema de Roletes .....	20
Figura 4 - Vista de um dos Roletes de Guias Ativos .....	21
Figura 5 - Vista do Sistema Completo dos Roletes Ativos .....	22
Figura 6 - Eixos Cartesianos para Elevadores .....	23
Figura 7 -(a) Modelo Aerodinâmico (b) Resultados Aerodinâmicos .....	25
Figura 8 - Conexão das Guias Nas Paredes do Porão .....	27
Figura 9 - Diagrama esquemático da estrutura da cabine.....	28
Figura 10 - Modelo matemático equivalente para o movimento horizontal do elevador .....	28
Figura 11 - Frequências naturais de partes do corpo humano .....	33
Figura 12 - Direção das posições para medição da vibração no corpo humano .....	34
Figura 13 - Curva de compensação .....	35
Figura 14 - Limite de exposição, fadiga e de conforto para 1 minuto e 24 horas de exposição à WBV .....	37
Figura 15 - Limites para a fadiga, saúde e conforto versus frequência em um terço de oitava para o eixo Z.....	38
Figura 16 - Limites para a fadiga, saúde e conforto versus frequência em um terço de oitava para o eixo x e y.....	39
Figura 17 - Zonas de cuidado de orientação na saúde .....	40
Figura 18 - Aceleração rms, correspondendo ao VDV de 1,9 a 60 para períodos de exposição à vibração de 1s a 24horas .....	43
Figura 19 - (a) Microfotografia de um fluido MR sem campo magnético, (b). Microfotografia de um fluido MR com um campo magnético aplicado com cadeias paralelas de ferro carbônio.....	44
Figura 20 - (a) Aplicação do Campo Magnético. (b) Campo Magnético Atuando. (c) Partículas Ferrosas Alinhadas com o Campo Magnético.....	46
Figura 21 - Modo válvula.....	47
Figura 22 - Modo de cisalhamento de operação MRF. ....	47
Figura 23 - Modo de operação Filme MRF .....	48
Figura 24 - Amortecedor MR .....	48
Figura 25 - Modelo de Bingham para amortecimento controlável proposto por Stanway, et al., (1987). ....	49
Figura 26 - Modelo proposto por Gamota e Filisko (1991) .....	50
Figura 27 - Modelo Bouc-Wen para amortecedor MR.....	51
Figura 28 - Modelo mecânico de um amortecedor MR proposto por Spencer et al., (1997).....	52
Figura 29 - Características da Força-velocidade de um amortecedor MR em função da corrente. ....	54

Figura 30 - (a) Função de pertinência para a Velocidade. (b) Função de pertinência para a Força. (c) Função de pertinência para a Corrente. ....	54
Figura 31 - Superfície de controle dimensional para 63 regras do controle da Corrente .....	56
Figura 32 - Sistema de estado e resposta.....	63
Figura 33 - Implementação do sistema de controle ótimo com realimentação.....	75
Figura 34 - Superposição de funções de pertinência com 50%. ....	77
Figura 35 - Modelo clássico de Mandani.....	80
Figura 36 - Modelo de interpolação de Takagi-Sugeno.....	81
Figura 37 - Modelo equivalente para o movimento horizontal do elevador com amortecedor MR.....	84
Figura 38 - (a) Plano de fase do sistema sem controle ( $u=0$ ). (b) Plano de fase do sistema com controle $u$ . (c) Plano de fase comparativo para o sistema sem controle e com controle.....	87
Figura 39 - Deslocamento lateral da cabine.....	88
Figura 40 - Nível de aceleração na cabine.....	89
Figura 41 - (a) Velocidade do pistão do amortecedor MR. (b) Força de controle $u$ . (c) A corrente aplicada no amortecedor. ....	90
Figura 42 - Modelo equivalente para o movimento horizontal do elevador com dois amortecedores MR.....	91
Figura 43 - (a) Função de pertinência de entrada (Velocidade). (b) Função de pertinência de entrada (Força). (c) Função de pertinência de saída (Corrente Elétrica). ....	92
Figura 44 - Superfície de regras Fuzzy para determinação da corrente elétrica.....	94
Figura 45 - (a) Função de pertinência de entrada (Velocidade). (b) Função de pertinência de entrada (Velocidade Relativa). (c) Função de pertinência de saída (Força).....	94
Figura 46 - Superfície de regras Fuzzy para a força de controle.....	96
Figura 47 - Deslocamento lateral da cabine do elevador. (a) Com controle Fuzzy. (b) Sem controle Fuzzy. (c) Comparação entre os deslocamentos considerando sem controle e com controle. ....	96
Figura 48 - (a) Plano de fase para o sistema com controle Fuzzy. (b) Plano de fase para o sistema sem controle Fuzzy. (c) Plano de fase para o sistema sem e com controle Fuzzy.....	98
Figura 49 - Comparação entre os níveis de aceleração da cabine para o sistema sem controle e com controle .....	99
Figura 50 - (a) Força aplicada em $u_1$ . (b) Corrente Elétrica aplicada no amortecedor MR1. (c) Força aplicada em $u_2$ . (d) Força aplicada no amortecedor MR2.....	100



## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Frequências de Influência Característica sobre o ser Humano.....	32
Quadro 2 - Frequências de ressonância de várias partes de corpo humano .....	34
Quadro 3 - Aceleração rms ponderada como uma indicação das reações com relação ao conforto.....	42
Quadro 4 - Parâmetros Utilizados para as Simulação Numérica (Rivas e Perondi, 2010; Santo et al., 2014). .....	83
Quadro 5 - Mapa de regras Fuzzy para obtenção da corrente elétrica do amortecedor MR (Tusset et al., 2008).....	93
Quadro 6 - Resultados do controle LQR .....	102
Quadro 7 - Resultados do controle Fuzzy .....	102

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Mapa de regras Fuzzy para controle através da corrente.....	55
Tabela 2 - Mapa de regras para o controle fuzzy .....	82
Tabela 3 - Mapa de regras fuzzy para a força de controle.....	95

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>12</b>
1.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	13
1.2. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO .....	15
1.3 OBJETIVOS DO AUTOR .....	15
1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	16
<b>2. TRANSPORTE VERTICAL</b> .....	<b>17</b>
2.1. PRINCIPAIS COMPONENTES DO ELEVADOR .....	17
2.1.1. Casa de Máquinas .....	17
2.1.2. Cabine .....	18
2.1.3. Caixa de Corrida (Poço) .....	19
2.1.4. Sistema de Roletes .....	20
2.2. FONTES DE VIBRAÇÃO DO ELEVADOR.....	22
2.2.1. Fontes de Perturbações de Alta Frequência .....	24
2.2.1.1. Irregularidade Nas Guias.....	24
2.2.1.2. Forças Aerodinâmicas .....	24
2.2.2. Forças de Perturbação de Baixa Frequência .....	26
2.3. MODELO MATEMÁTICO DO ELEVADOR .....	27
<b>3. NORMAS INTERNACIONAIS PARA EXPOSIÇÃO DO CORPO HUMANO ÀS VIBRAÇÕES</b> .....	<b>32</b>
3.1. NORMAS E MEDIDAS PARA AVALIAÇÃO DO CONFORTO DE VIBRAÇÃO ..	36
3.2. NORMA ISO 2631 .....	36
<b>4. AMORTECEDOR MAGNETO REOLÓGICO</b> .....	<b>44</b>
4.1. O FLUIDO MR .....	44
4.2.1. Aplicações dos Fluidos Magneto Reológicos MR .....	46
4.2.1.1. Modo Válvula .....	47
4.2.1.2. Modo Cisalhamento .....	47
4.2.1.3. Modo Filme .....	48
4.3. FUNCIONAMENTO DO AMORTECEDOR MAGNETO REOLÓGICO MR .....	48
4.4 MODELAMENTO MATEMÁTICO DO AMORTECEDOR MAGNETO REOLÓGICO MR .....	49
4.4.1. Modelo de Amortecimento Controlável de Bingham.....	49
4.4.2. Modelo de Bingham Modificado.....	50
4.4.3. Modelo de Amortecedor Magnético Reológico MR de Bouc-Wen .....	51
4.4.4. Modelo Bouc-Wen para amortecedor magnético reológico MR .....	52

4.4.5. Modelo Matemático de LuGre.....	53
4.4.6. Modelo Fuzzy do Amortecedor Magnético Reológico MR de Tuset (2008)...	53
4.4.7. Modelo Dependente da Corrente Aplicada para Amortecedores Magnético Reológicos MR .....	56
4.4.8. Aplicando o Modelo de Bouc-Wen em Amortecedores Magnético Reológicos MR com um Sistema Dependente da Corrente Elétrica de Excitação e da Histerese Magnética.....	57
<b>5. PROBLEMA DO CONTROLE ÓTIMO DO SISTEMA LINEAR COM FUNCIONAL QUADRÁTICO .....</b>	<b>59</b>
5.1. PROBLEMA DO CONTROLE LINEAR QUADRÁTICO PARA INTERVALO DE TEMPO FINITO, COM PARÂMETROS VARIÁVEIS NO TEMPO .....	59
5.1.1. Considerações em um Sistema Linear Quadrático .....	59
5.1.1.1. Limitações da Função de Controle.....	60
5.1.1.2. As Condições Iniciais.....	60
5.1.1.3. A Matriz de Desempenho.....	60
5.1.1.4. Frações não Funcionais .....	60
5.1.2. O Princípio de Pontryagin e o Hamiltoniano.....	61
5.1.3. O Controle Ótimo.....	61
5.1.4. Sistema de Estado e Resposta.....	62
5.1.5. Controle Ótimo com Realimentação.....	63
5.2. A EQUAÇÃO DE RICCATI.....	65
5.3. ÍNDICE DE DESEMPENHO ÓTIMO .....	67
5.4. RESOLUÇÃO DO SISTEMA COM O ALGORÍTIMO DE RESOLUÇÃO .....	68
5.4.1. Resolvendo a Equação de Riccati.....	68
5.4.2. Resolvendo o Vetor de Estado Ótimo .....	69
5.4.3. A Lei de Controle.....	69
5.4.4. Índice de Desempenho .....	69
5.5. PROBLEMA DE CONTROLE LINEAR QUADRÁTICO PARA INTERVALO DE TEMPO INFINITO, COM PARÂMETROS VARIÁVEIS NO TEMPO.....	69
5.5.1. Algoritmo de Resolução.....	71
5.5.1.1. Resolvendo a Equação de Riccati.....	71
5.5.1.2. O vetor de Estado Ótimo .....	71
5.5.1.3. A lei de Controle.....	71
5.5.1.4. O índice de Desempenho.....	72
5.6. PROBLEMA DE CONTROLE LINEAR QUADRÁTICO PARA INTERVALO DE TEMPO INFINITO, COM PARÂMETROS INVARIÁVEIS NO TEMPO .....	72
5.6.1. Observações do Sistema.....	72

5.6.1.1. Considerando Tempo Infinito na Função de Desempenho .....	73
5.6.1.2. Considerando Tempo Infinito para o Controle .....	73
5.6.2. Algoritmo de Controle .....	75
5.6.2.1. Equação de Riccati .....	75
5.6.2.2. Vetor de Estado Ótimo .....	76
5.6.2.3. Controle Ótimo .....	76
5.6.2.4. Índice de Desempenho.....	76
<b>6. A TEORIA DAS LÓGICAS NEBULOSAS DO CONTROLE FUZZY .....</b>	<b>77</b>
6.1. O PROCESSO DE FUZZIFICAÇÃO .....	78
6.2. O PROCESSO DE DESFUZZIFICAÇÃO .....	78
6.3. O PROCESSO DE DESFUZZIFICAÇÃO POR CENTRO-DE-ÁREA .....	78
6.4. MÉTODO DE DESFUZZIFICAÇÃO POR CENTRO-DE-MÁXIMO.....	78
6.5. MÉTODO DE DESFUZZIFICAÇÃO PELA MÉDIA-DO-MÁXIMO.....	79
6.6. REGRAS PARA CONTROLADORES FUZZY .....	80
6.7. CONTROLADORES FUZZY .....	80
6.8. TABELA OU MAPA DE REGRAS FUZZY.....	82
<b>7. CONTROLE LQR E FUZZY APLICADO NO CONTROLE DA VIBRAÇÃO LATERAL DO ELEVADOR .....</b>	<b>83</b>
7.1. PROPOSTA DE CONTROLE CONSIDERANDO O CONTROLE LQR.....	84
7.2. PROPOSTA DE CONTROLE CONSIDERANDO O CONTROLE FUZZY .....	91
<b>8. CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>102</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>104</b>
<b>ANEXO A - Súmula Curricular.....</b>	<b>110</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Atualmente, devido à construção de edifícios altos, é necessário o desenvolvimento de elevadores de alta velocidade. No entanto, altas velocidades podem resultar, em alguns casos, em menor qualidade de passeio (Mitsui e Nara, 1971), sendo este um dos principais problemas nos sistemas de elevadores de alta velocidade (NAI *et al.*, 1994).

Assim, é necessário melhorar a qualidade da viagem, sem perder a eficiência dos elevadores dentro dos limites de limites das vibrações horizontais e verticais, aceleração lateral e longitudinal, necessários para garantir boa qualidade de passeio aos passageiros (FORTUNE, 1997).

Neste cenário, os controladores semiativos baseados em atuadores MR (magneto-reológico) passam a ser uma excelente opção, pois os amortecedores baseados nos fluidos MR já estão disponíveis comercialmente. Essa evolução deve-se a diversos estudos analíticos e experimentais realizados em grandes centros de pesquisa.

As aplicações comerciais de atuadores MR são muitas e distribuídas por diversas áreas, como na indústria automobilística, engenharia civil, medicina, indústria de eletroeletrônicos, máquinas industriais e indústria aeroespacial.

Sendo assim os amortecedores MR têm, nos últimos anos, ganhado espaço em aplicação para amortecedores de veículos automotivos, devido a algumas características importantes, como: baixo consumo de energia e eficiência no controle de amortecimento, os quais podem ser associados tanto ao controle de amortecimento do chassi do veículo quanto ao controle de estabilidade. Atualmente, há várias companhias de automóveis que utilizam essa tecnologia dos amortecedores MR, tais como: Ford Motor Cia (FODOR e REDFIELD, 1995), Toyota Motor (OHSAKU *et. al.*, 1999) e Nissan Motor Cia (KAWABE *et. al.*, 1998).

A utilização de atuadores MR no controle de movimentos e vibrações deve ser uma opção a ser considerada por engenheiros, visto que, além das vantagens de menor complexidade e maior confiabilidade sobre os sistemas ativos, existe hoje uma grande variedade de produtos comerciais e pesquisas em diversos tipos de aplicações. Porém, só a utilização do amortecedor MR de forma passiva não é

suficiente para aproveitar toda a capacidade do amortecedor, sendo necessário controlar de forma ativa ou semiativa a ação do atuador, para o que, uma estratégia de controle eficiente é necessária. Assim, no presente trabalho serão apresentadas duas estratégias: Controle Ótimo Quadrático e Controle Fuzzy. Ambos os controles mostraram-se eficazes no controle da vibração horizontal do elevador.

## 1.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Amortecedores MR são muito utilizados na indústria automobilística, mas também podem ser utilizados em outras aplicações, como em elevadores. No entanto, como estes amortecedores dependem da corrente elétrica (ou tensão elétrica) aplicada em sua bobina, ao aplicar esses amortecedores é necessário definir uma estratégia de controle para seu acionamento, o que implica na utilização de técnicas de controle especializadas, das quais temos, também, publicações e referências.

Kaczmarczyk e Picton (2013), utilizaram sistemas de elevação de tração com longos cabos e condutores elétricos para analisar as estruturas de grande altura. Benosman e Fukui (2014) estudaram numericamente o problema da corda do elevador com movimento de oscilação devido a distúrbios da força externa através de um controle ativo, usando controladores não lineares baseados na teoria de Lyapunov, para estabilizar o balanço do cabo.

Um modelo para as vibrações transversais do cabo do elevador é estudado em Sandilo e Van Horssen (2015). Chang *et al.* (2011) investigaram um sistema de elevadores de alta velocidade para examinar as características das excitações e analisar as respostas dinâmicas devido à vibração horizontal provocada pelos “rodízios” guias na cabine do elevador rodando nos trilhos de guias fixos no poço ou caixa de corrida do elevador, analisando e tomando como fonte de vibração as irregularidades no contato dos “rodízios” com as guias. Yang *et al.* (2014) propuseram um controle ativo com estados variantes de tempo usando o algoritmo Co-FXLMS (*Correlation Filtered-X Least-Mean-Square* - Correlação Filtro-X Menor Média Quadrada) e MBPF (*Move Band Pass Filter* - Filtro de Movimento Passa Banda) para controlar o ruído da cabine de elevadores de alta velocidade.

Arrasate *et al.* (2014) também conduziu um estudo de vibrações verticais causadas pela ondulação de torque gerada no sistema de acionamento do elevador e sua influência no conforto do passageiro durante uma viagem de elevador. Em Venkatesh *et al.* (2002) é apresentada uma metodologia para a concepção de alto desempenho do controlador LTI (*Linear Time Invariant* - Linear de Tempo Invariante) pelo movimento vertical do elevador para edifícios de grande altura com alta velocidade.

No entanto as vibrações horizontais em elevadores são decorrentes dos contatos das guias do poço de elevador com os roletes localizados na cabine do elevador. Assim como em automóveis, nos quais os amortecedores em suas rodas amortecem as vibrações e impactos da via, os amortecedores instalados na cabine dos elevadores podem ser uma solução para minimizar as vibrações nelas.

Controlando a força de “amortecimento dos amortecedores”, o controle das vibrações será mais efetivo, pois os fluidos magneto-reológicos podem alterar seu coeficiente de viscosidade a partir de um campo magnético. Logo, ao introduzir este fluido nos amortecedores, pode-se ter a resposta ao controle necessário para reduzir as vibrações nos elevadores.

Em relação a estes amortecedores magneto-reológicos, sua utilização já é amplamente utilizada na indústria, e tem capacidade de gerar força suficiente para uma resposta rápida em várias aplicações (TRUONG e AHN, 2011; SPELTA *et al.*, 2009). As propriedades magnéticas permitem sua utilização como um amortecedor, controlado por uma corrente elétrica (TUSSET *et al.*, 2009). Além disso, esses dispositivos oferecem operações altamente confiáveis e seu desempenho é relativamente insensível a flutuações de temperatura ou impurezas no fluido (CARLSON e WEISS, 1994).

Em Santos *et al.* (2016) é proposta a utilização do controle Fuzzy para determinação do sinal de controle a ser aplicado em um amortecedor MR, no controle de vibração de um elevador. Os resultados numéricos mostraram que a estratégia é eficiente e que foi possível reduzir de forma significativa a amplitude de deslocamento lateral do elevador.

Também em Santo *et al.* (2016) é proposta a utilização do controle SDRE para determinação do sinal de controle a ser aplicado no controle de vibração de um



elevador sujeito a movimentos caóticos. Os resultados numéricos mostraram que a estratégia de controle foi eficiente na redução dos níveis de vibração.

## 1.2. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Motivado pela necessidade de melhorar o nível de conforto dos passageiros de elevadores de alta velocidade, este trabalho apresenta uma forma de controlar o comportamento dinâmico horizontal de um modelo de três graus de liberdade de um sistema de transporte vertical, excitado através de deformações do trilho guia por meio de um amortecedor magnético reológico controlado.

Assim, a estratégia de controle proposta neste trabalho contribui tanto para a modelagem quanto para o controle do sistema dinâmico, através da exibição numérica de controle e de uma estratégia de estimação do sinal deste, o que converte o sinal de controle em um sinal elétrico aplicado na bobina do amortecedor MR. A conversão do sinal de força de amortecimento estimado através do controle LQR ou controle Fuzzy, em sinal de corrente elétrica (ou tensão elétrica) permite controlar a força do amortecedor MR, controlando a corrente elétrica aplicada (ou tensão elétrica) na bobina.

## 1.3 OBJETIVOS DO AUTOR

Considerando a eficiência de controladores Fuzzy e controladores LQR utilizados em trabalhos numéricos e experimentais e sua aplicação em atuadores para amortecedores MR, o presente trabalho tem o objetivo de projetar e analisar as técnicas de controle LQR e controle Fuzzy, no controle da amplitude de deslocamento lateral e os níveis de aceleração a que os passageiros estão expostos, considerando a aplicação de amortecedor MR. Para atingir o objetivo principal, os seguintes objetivos específicos foram propostos:

- Modelagem matemática de um sistema que represente a dinâmica de um elevador, utilizando o método de Lagrange, e através de pesquisa bibliográfica

definir o (s) modelo (s) matemático que represente a força do amortecedor MR dependente da corrente elétrica aplicada na sua bobina;

- Projetar um controle LQR de forma a reduzir os níveis de vibração do elevador;
- Projetar um controle Fuzzy de forma a reduzir os níveis de vibração do elevador;
- Realizar as simulações numéricas considerando as duas estratégias de controle propostas e analisar sua eficiência, considerando a redução da amplitude de vibração do elevador e dos níveis de vibração a que os passageiros estão expostos.

#### 1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho será dividido da seguinte maneira:

Capítulo 1: São apresentados a motivação e os objetivos do trabalho, assim os trabalhos que motivaram a realização da pesquisa.

Capítulo 2: Apresenta as principais partes dos elevadores, suas fontes de vibração e seu modelo matemático.

Capítulo 3: Apresenta as normas e os níveis de vibração para o conforto dos passageiros humanos de elevadores.

Capítulo 4: Descreve o Amortecedor Magnético Reológico MR, com suas partes internas e componentes, principais características, funcionamento e modelo matemático.

Capítulo 5: É apresentado o projeto do controle LQR, e os resultados numéricos obtidos através de simulações computacionais.

Capítulo 6: É apresentado o projeto do controle Fuzzy, e os resultados numéricos obtidos através de simulações computacionais.

Capítulo 7: São apresentados e discutidos os principais resultados do trabalho, assim como as considerações finais e propostas para trabalhos futuros

## 2. TRANSPORTE VERTICAL

Os elevadores são transportadores verticais destinados ao transporte de cargas ou pessoas. Estes transportadores são utilizados em edificações, como prédios, e seu desempenho durante a viagem depende de alguns fatores, como a velocidade e a segurança da carga transportada.

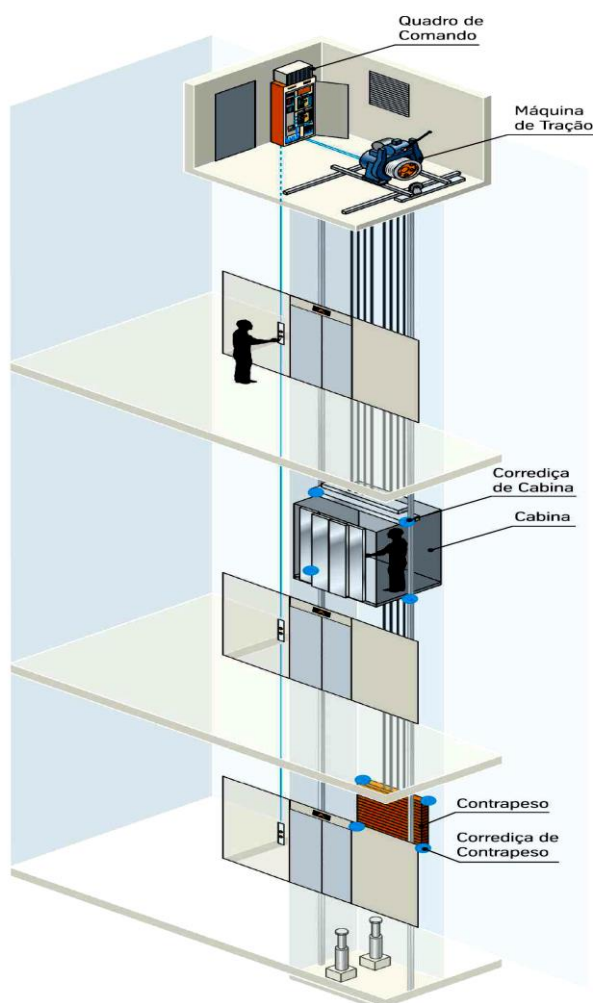
### 2.1. PRINCIPAIS COMPONENTES DO ELEVADOR

Como toda e qualquer máquina, um elevador possui partes físicas mecânicas classificadas de acordo com a funcionalidade, posição e modo de montagem em uma construção. Aqui iremos apresentar as principais partes do elevador, que serão objeto de estudo na realização do controle.

#### 2.1.1. Casa de Máquinas

Como pode ser visto na figura 1 o local onde estão os componentes e os equipamentos que movimentam efetivamente o elevador (motor de tração, limitadores de velocidade, e quadro de comando) (THYSSENKRUPP, 2006), normalmente são localizados na parte superior do elevador. Para elevadores que têm a cabine movimentada por cabos, na maioria das vezes, a casa de máquinas é montada na parte superior do edifício, no último andar ou posterior a ele, como vemos também na figura 1. Em alguns casos, os motores que movimentam o elevador são instalados nas guias, dispensando a presença de uma casa de máquinas. Também há modelos em que o motor está na cabine do elevador.

Para elevadores hidráulicos não se tem uma posição certa da casa de máquinas, apenas busca-se um local mais apropriado para o lançamento das mangueiras necessárias para transporte do fluido que irá movimentar o elevador. Obviamente, busca-se um ponto em que a quantidade de mangueiras seja o mínimo possível.

**Figura 1 - Elevador com Casa de Máquinas**

Fonte: Thyssenkrupp (2006).

### 2.1.2. Cabine

É o compartimento onde as pessoas, objetos, etc. enfim as cargas são transportadas (THYSSENKRUPP, 2006). Seu formato, dimensões, principais equipamentos e equipamentos auxiliares variam de acordo com:

- tipo do elevador;
- carga que irá transportar;
- percurso que irá realizar;
- velocidade de transição entre os andares;
- tipo de edificação em instado.

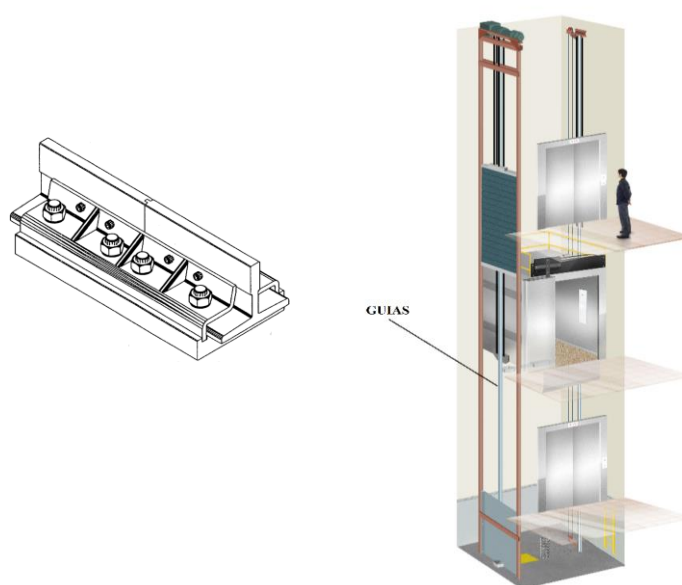
Como exemplo, pode-se citar os elevadores de carga que não transportam pessoas, logo, são desnecessários os comandos internos de indicação do andar e andares desejados na cabine. Já para elevadores de passageiros há itens como iluminação e climatização que são indispensáveis, além dos comandos internos.

Na cabine há legislações que impõem a instalação de itens de segurança, como sistemas de freios com sensores de capacidade, para garantir a integridade da carga, dos passageiros e operadores dos elevadores. Cada item deste é devidamente regulamentado de acordo com as características do elevador já relacionadas. Também é na cabine que são montados os sistemas para minimizar as vibrações durante a viagem.

### 2.1.3. Caixa de Corrida (Poço)

Também conhecida como poço, é o local da edificação onde a cabine transita (sobe e desce). Esta é uma parte que deve ser sempre bem projetada e considerada na concepção do edifício, pois deste poço dependem as características do elevador, como capacidade, tamanho, velocidade, etc. No poço do elevador são instaladas as guias dos elevadores, como podemos ver na figura 2.

**Figura 2 - (a) Guias no poço do elevador (b) Guias**



Fonte: Thyssenkrupp (2006).

As guias que irão direcionar a cabine do elevador durante sua viagem, justamente para que a cabine não saia de seu percurso, são uma das fontes de vibração que geram desconforto aos passageiros. Mesmo com as melhores técnicas de fabricação, é impossível ter as guias do elevador sem nenhuma imperfeição, e mesmo que aparentemente eles tenham uma superfície totalmente lisa, ainda temos muitos metros de guias que provocam vibrações.

#### 2.1.4. Sistema de Roletes

Como já mostrado, o elevador é composto pela cabine de passageiros e a caixa de corrida. A “interface” entre a cabine e a caixa de corrida é uma estrutura composta por um conjunto de roletes também chamada de *frame*. Esta estrutura conecta as guias na caixa de corrida com a cabine e tem um papel fundamental de alinhar a cabine na caixa de corrida. Um exemplo simples deste conjunto pode ser observado na Figura 3.

**Figura 3 - Sistema de Roletes**

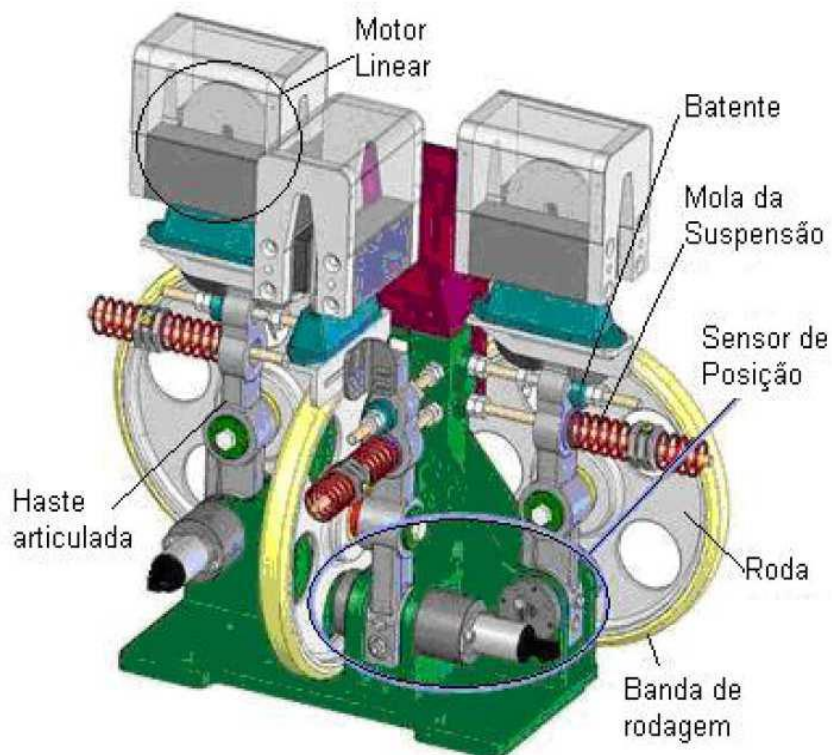


Fonte: Thyssenkrupp (2006).

Na figura 4 são detalhados os componentes que constituem cada um dos conjuntos do sistema de sustentação ativa da cabine nas guias da caixa de corrida. Pode haver um conjunto de roletes em cada um dos quatro cantos da cabine, o que garante uma melhor estabilidade e conforto durante a viagem. A quantidade destes

conjuntos pode variar de acordo com o tipo de elevador. Em muitas das aplicações os roletes são mantidos em contato com as guias por meio de esforços de molas helicoidais montadas no sistema.

**Figura 4 - Vista de um dos Roletes de Guias Ativos**



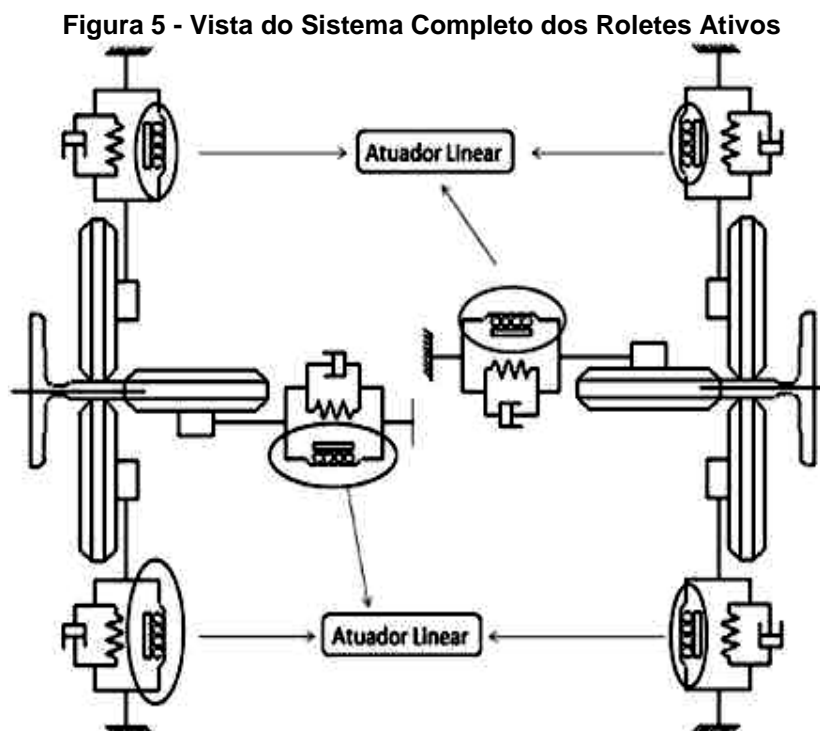
Fonte: Thyssenkrupp (2006).

Os limites de amortecimento das molas de um sistema de roletes (guias passivos) podem diminuir e até eliminar as vibrações na cabina, e são determinados pela rigidez das molas que pressionam os roletes contra as guias. O conjunto roletes/molas deve ser eficaz contra as perturbações em frequências causadas pelas imperfeições das guias da caixa de corrida.

Desta forma, as características das molas e dos roletes são os fatores limitantes para a capacidade de amortecimento das vibrações do sistema, com controles passivos.

Como pode ser visto na figura 5, um sistema de amortecimento ativo utiliza uma fonte externa de energia para contrapor os efeitos das perturbações produzidas

na cabina. Este sistema altera as características dinâmicas do elevador e, portanto, é capaz de melhorar substancialmente o conforto da viagem.



Fonte: Thyssenkrupp (2006).

Deve-se notar que os limites que um sistema de amortecimento ativo pode atingir são determinados pelas características do hardware, como por exemplo as especificações técnicas dos atuadores e sensibilidade dos sensores. Na figura 5 é apresentada uma visão do sistema de roletes guias ativos em ambos os lados da cabina que possuem atuadores lineares nos eixos X e Y.

## 2.2. FONTES DE VIBRAÇÃO DO ELEVADOR

As principais vibrações no elevador são causadas por perturbações durante a viagem da cabine do elevador, ou seja, a vibração pelo içamento por cabos de ação ou pelo contato dos roletes na cabine com as guias presas nas caixas de corrida.

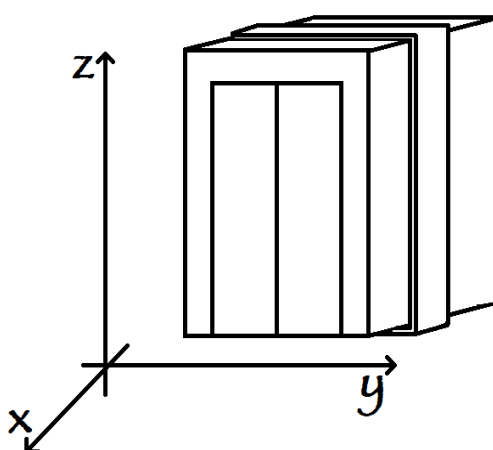


Os processos modernos e meticulosos de fabricação e instalação dos principais conjuntos dos elevadores (cabine, roletes e guias na caixa de corrida) muitas vezes não conseguem eliminar as pequenas imperfeições destes componentes. Desalinhamentos e torções das peças podem ser causados por problemas nos processos de fabricação, transporte e instalação do elevador. Problemas de dilatações térmicas e efeitos de envelhecimento dos materiais, entre outros também geram estas imperfeições.

Estes desajustes provocam as vibrações e podem aumentar à medida em que a velocidade do sistema aumenta, podendo comprometer a estabilidade e o conforto da viagem dos usuários, o que pode comprometer, também, o cumprimento das normas de segurança e conforto.

As vibrações sentidas pelos passageiros dentro de uma cabina do elevador são aquelas relacionadas à cabine como sendo um corpo rígido. Estas podem ocorrer em seis graus de liberdade em relação ao seu sistema de coordenadas fixo. Para efeito de estudo, neste trabalho somente as direções em X e Y serão consideradas, as quais representam os deslocamentos laterais sustentados pelos roletes guias sobre os trilhos guias na caixa de corrida. A figura 6 demonstra as coordenadas relacionadas na cabine.

**Figura 6 - Eixos Cartesianos para Elevadores**



Fonte: Nai (2006)

As fontes de vibrações na cabina durante o movimento do elevador podem ser divididas em fontes de alta e de baixa frequência.

### 2.2.1. Fontes de Perturbações de Alta Frequência

As principais fontes de perturbações consideradas de alta frequência podem ser causadas por irregularidades na guia ou forças aerodinâmicas.

#### 2.2.1.1. Irregularidade Nas Guias

Fornecidas pelos fabricantes de aço, as guias normalmente não são perfiladas completamente em linha reta. Também, devido à montagem imprecisa dessas guias nas paredes da caixa de corrida, os diferentes coeficientes de expansão térmica da parede e das guias, são fatores que contribuem com as oscilações da cabina dos elevadores. A qualidade das caixas de corrida varia muito de um prédio para outro. Segundo Ayman (1997), pode-se esperar um espectro de oscilações oriundo das guias dos elevadores na faixa de até 10 *Hz*.

#### 2.2.1.2. Forças Aerodinâmicas

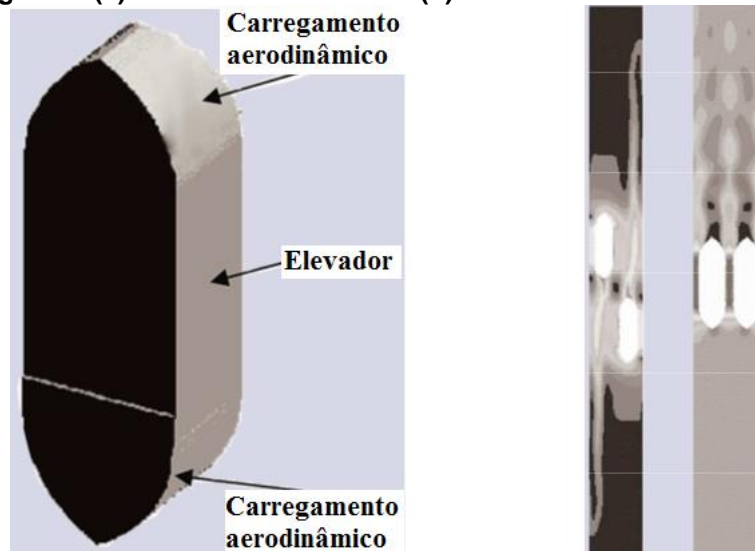
O movimento da cabina no interior do porão do elevador resulta em forças aerodinâmicas que também afetam a estabilidade do elevador bem como podem também influenciar o conforto de outros elevadores que estejam funcionando em um porão próximo. A magnitude e os componentes em frequência dessas forças são dependentes da velocidade de deslocamento da cabina dentro do porão.

Essas forças também são influenciadas pelas dimensões e pela forma do interior do porão do elevador, o número de elevadores que existem no mesmo porão, além do número de contrapesos e de suas localizações.

O mecanismo que gera estas forças é, portanto, bastante complexo. Enquanto não há informação suficiente disponível sobre os seus espectros de excitação, é razoável assumir que elas não são maiores do que as geradas pelas irregularidades das guias (AYMAN, 1997).

A figura 7 apresenta o modelamento aerodinâmico de uma cabina de elevador (figura 7a) e também os resultados para uma simulação do fluxo de deslocamento do ar contido em um porão para dois elevadores (figura 7b). A simulação demonstra as forças aerodinâmicas geradas quando o elevador está em deslocamento.

**Figura 7 - (a) Modelo Aerodinâmico (b) Resultados Aerodinâmicos**



Fonte: Kiyoshi *et al.* (2004).

Na figura 7b são apresentadas duas situações importantes, uma é o fluxo de ar com a passagem de uma cabina por outra, em sentidos opostos. Já na segunda situação é apresentado o fluxo resultante quando as duas cabinas viajam lado a lado no mesmo sentido.

Outras fontes de distúrbios em alta frequência são provocadas pelo movimento dos passageiros no interior da cabina e as forças exercidas pelo mecanismo de abertura e fechamento da porta também podem ser fontes, relativamente menores, de distúrbios internos de alta frequência que atuam diretamente sobre a cabine do elevador.

### 2.2.2. Forças de Perturbação de Baixa Frequência

A presença de uma grande carga no interior da cabina do elevador, concentrada em um ponto que não seja sobre a linha que une o centro de gravidade com o ponto de suspensão dos cabos de tração, pode causar momentos que, conseqüentemente, acabam mudando o sentido de orientação da viagem da cabine.

Os cabos de tração representam outra fonte de forças que podem agir mudando lentamente a direção da cabina. As magnitudes dessas forças são proporcionais ao comprimento dos cabos e, conseqüentemente, à posição da cabina ao longo da caixa de corrida.

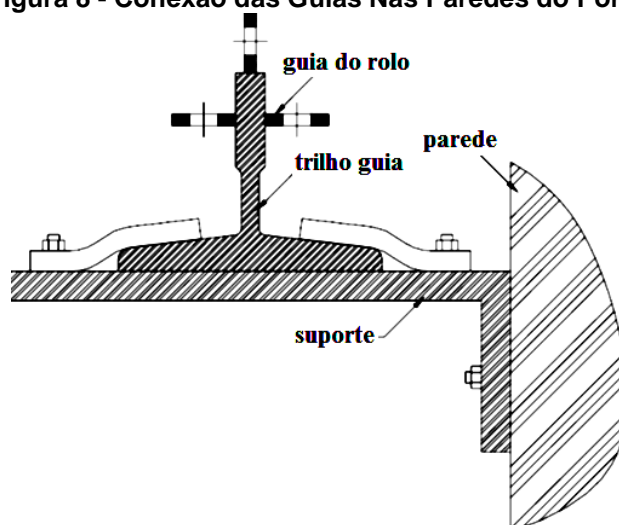
Os distúrbios nas guias afetam a cabina através das conexões com os roletes, enquanto as outras fontes afetam a estrutura da cabine ou a cabine diretamente. As vibrações nas guias são as fontes de perturbações mais importantes e que serão descritas neste trabalho.

Distúrbios que variam lentamente, abaixo de  $0,01 \text{ Hz}$ , não produzem vibrações que podem ser detectadas pelos passageiros. No entanto, como elas afetam os sistemas de amortecimento ativos a serem instalados na cabina do elevador, devem ser levadas em consideração.

Cada uma das fontes de vibrações descritas nesta seção pode ser uma única fonte de perturbação ao sistema ou ocorrer simultaneamente, sendo que, em alguns casos, essas vibrações podem permanecer durante parte de um deslocamento da cabina ou serem incorporadas permanentemente ao sistema. Sendo assim, influenciam na estabilidade da cabina durante o deslocamento do elevador.

Na figura 8 podem ser vistas as guias de alinhamento que são utilizadas pelo elevador como referência para o deslocamento da cabine pelos pavimentos de um edifício; têm características dimensionais que são intrínsecas ao seu processo de fabricação, como o tipo de material utilizado, tolerâncias admitidas pelo fabricante, entre outros fatores.

Figura 8 - Conexão das Guias Nas Paredes do Porão



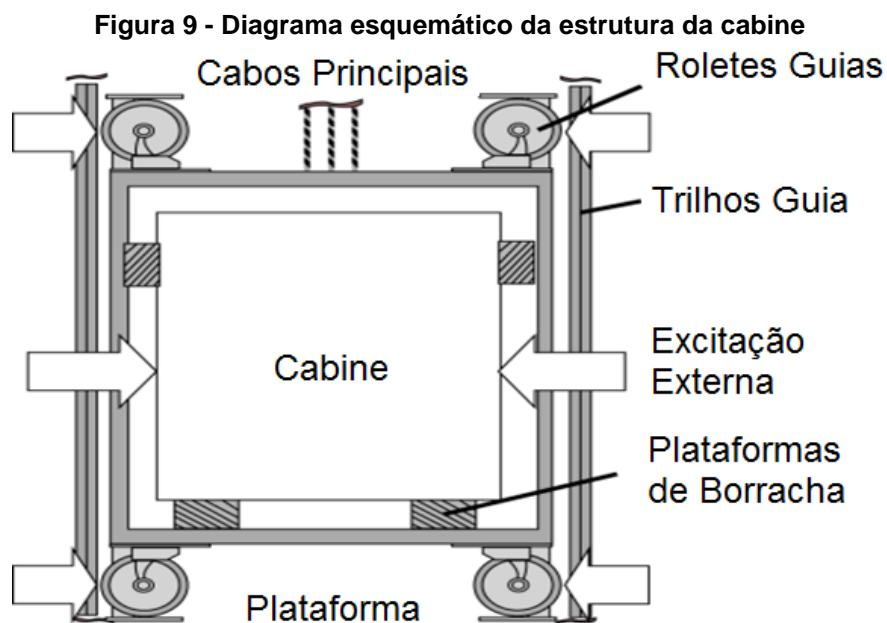
Fonte: Thyssenkrupp (2006).

Ao percorrer os pavimentos, a cabina do elevador tem os roletes conectados às guias que, por sua vez, estão presas às paredes do porão do elevador através de fixadores, que também são conhecidos pelo termo de *brackets*, como podem ser observadas na figura 8.

### 2.3. MODELO MATEMÁTICO DO ELEVADOR

A seguir veremos os modelos matemáticos que traduzem as dinâmicas desenvolvidas pelas vibrações na cabine do elevador durante seu trajeto. Como visto estas vibrações podem ser geradas por várias fontes agregadas ou individuais, em um determinado trajeto da viagem ou durante o percurso inteiro de deslocamento.

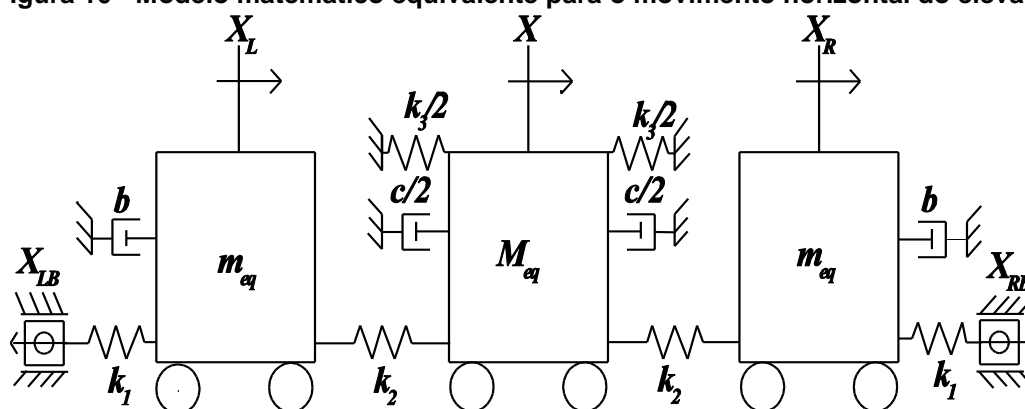
A figura 9 representa um diagrama esquemático do elevador de cabine. As guias de rolos suportam a plataforma com molas para evitar a transmissão da excitação externa causada por desalinhamento e deformação dos roletes de guia. Estes roletes guias e molas são componentes do sistema de suspensão.



Fonte: Santo *et al.*, (2016).

A figura 10 representa um modelo equivalente simplificado para representar os movimentos horizontais de um sistema de elevador.

**Figura 10 - Modelo matemático equivalente para o movimento horizontal do elevador**



Fonte: Santo *et al.*, (2016).

Onde:

$M_{eq}$  = massa da cabine [kg];

$m_{eq}$  = massa do sistema de suspensão [kg];

$b$  = coeficiente de amortecimento da suspensão [ $Ns/m$ ];

$c$  = coeficiente de amortecimento da cabine [ $Ns/m$ ];

$k_1$  = coeficiente de rigidez dos rolos guia [ $N/m$ ];

$k_2$  = coeficiente de rigidez da suspensão [ $N/m$ ];

$k_3$  = coeficiente de rigidez dos cabos do elevador referente ao movimento de inclinação da cabine [ $N/m$ ];

$X$  = deslocamento horizontal da cabine [ $m$ ];

$X_L$  = deslocamento do sistema de suspensão esquerdo [ $m$ ];

$X_R$  = deslocamento do sistema de suspensão à direita [ $m$ ];

$X_{LB}$  e  $X_{RB}$  = excitações externas causadas pelas deformações dos trilhos de guia.

As equações de movimento podem ser obtidas utilizando-se o método de energias de Lagrange para encontrar as equações de movimento. A equação (2.1) representa a equação de Euler-Lagrange.

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_i} = -Q_k, -i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2.1)$$

onde:

$q_i$  = coordenada da posição generalizada;

$\dot{q}_i$  = velocidade generalizada, representa as forças generalizadas conservativas e não conservativas;

$L$  = Função de Lagrange, definida como a diferença entre as energias cinéticas (T) e potenciais (V) do sistema (equação 2.2) (MEIROVITCH, 1970).

A equação (2.2) mostra a energia cinética total do sistema representado pela figura 10, como sendo a soma das energias cinéticas dos sistemas de suspensões, direito e esquerdo, e da energia cinética da cabine do elevador (SANTO *et al.*, 2016).

$$T = \frac{m_{eq}}{2} \dot{X}_L^2 + \frac{M_{eq}}{2} \dot{X}^2 + \frac{m_{eq}}{2} \dot{X}_R^2 \quad (2.2)$$

A energia potencial total do sistema é a soma das energias potenciais dos elementos de mola com rigidez  $k_1$ ,  $k_2$  e  $k_3$ , referentes aos elementos de mola dos sistemas de suspensões direito e esquerdo, e do elemento de mola translacional equivalente ao movimento pendular da cabine, ou seja, representa a cabine, visto na equação (2.3) (SANTO *et al.*, 2016).

$$V = \frac{k_1}{2}(X_L - X_{LB})^2 + \frac{k_1}{2}(X_{RB} - X_R)^2 + \frac{k_2}{2}(X - X_L)^2 + \frac{k_2}{2}(X_R - X)^2 + \frac{1}{4}k_{3NL}X^4 \quad (2.3)$$

As forças generalizadas conservativas e não conservativas do sistema,  $Q_k$ , referentes às forças de amortecimento dos sistemas de suspensão esquerdo e direito e da força de amortecimento da cabina, são representadas pela equação (2.4) (SANTO *et al.*, 2016).

$$Q_k = b\dot{X}_L + c\dot{X}^2 + b\dot{X}_R \quad (2.4)$$

Usando a formulação de Lagrange, pode-se escrever as equações diferenciais de segunda ordem do movimento que representam o sistema de transporte vertical como (SANTO *et al.*, 2016; TUSSET *et al.*, 2017):

$$\begin{aligned} m_{eq}\ddot{X}_L + b\dot{X}_L + (k_1 + k_2)X_L - k_2X &= k_1X_{LB} \\ M_{eq}\ddot{X} + c\dot{X} + 2k_2X + k_{3NL}X^3 - k_2X_L - k_2X_R &= 0 \\ m_{eq}\ddot{X}_R + b\dot{X}_R + (k_1 + k_2)X_R - k_2X &= k_1X_{RB} \end{aligned} \quad (2.5)$$

A equação (2.5) também pode ser representada na forma de espaços de estados adimensionais (SANTO *et al.*, 2016; TUSSET *et al.*, 2017):

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\alpha_2x_1 - \alpha_1x_2 + \alpha_3x_3 + \alpha_4U_a \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \beta_3x_1 - \beta_2x_3 - \beta_5x_3^3 - \beta_1x_4 + \beta_4x_5 \\ \dot{x}_5 &= x_6 \\ \dot{x}_6 &= \alpha_3x_3 - \alpha_2x_5 - \alpha_1x_6 + \alpha_4U_b \end{aligned} \quad (2.6)$$

Onde os novos parâmetros do sistema são definidos da seguinte forma (SANTO *et al.*, 2016; TUSSET *et al.*, 2017):



$$x_1 = Y_L, \quad x_2 = \dot{Y}_L, \quad x_3 = Y, \quad x_4 = \dot{Y}, \quad x_5 = Y_R, \quad x_6 = \dot{Y}_R, \quad \alpha_1 = \frac{b}{m}, \quad \alpha_2 = \frac{(k_1 + k_2)}{m}, \quad \alpha_3 = \frac{k_2}{m},$$
$$\alpha_4 = \frac{k_1}{m}, \quad \beta_1 = \frac{c}{M}, \quad \beta_2 = \frac{2k_2}{M}, \quad \beta_3 = \frac{k_2}{M}, \quad \beta_4 = \frac{k_2}{M}, \quad \beta_5 = \frac{k}{M}.$$

### 3. NORMAS INTERNACIONAIS PARA EXPOSIÇÃO DO CORPO HUMANO ÀS VIBRAÇÕES

A vibração no corpo humano é dividida em duas áreas: Vibração no Corpo Inteiro (WBV - *Whole Body Vibration*) e Vibração no Segmento Mão-Braço (HAV - *Hand Arm Vibration*). Estudos têm demonstrado que a frequência de ressonância humana para o corpo inteiro na direção vertical ocorre na região de 4 a 8  $Hz$ . Considerando vibrações em ambas as direções laterais e horizontais, a frequência de ressonância ocorre na região de 1 a 2  $Hz$  (WASSERMAN, 1987).

Os efeitos da vibração estão diretamente relacionados à faixa de frequência envolvida, bem como, à magnitude da excitação, variabilidade individual, tempo de exposição, entre outras variáveis ambientais. Magnusson *et al.* (1998), desenvolveram um protocolo para estudos epidemiológicos de WBV e distúrbios musculares de LBP (*Low Back Pain*). Em relação aos efeitos na saúde, uma ênfase especial foi enfocada em problemas musculoesqueléticos.

A resposta humana à vibração é muito complexa e depende de diversos fatores, sendo que a frequência e a amplitude da vibração são os fatores mais importantes a serem analisados (WOLLSTROM, 1998).

Uma possível classificação pode ser observada no quadro 1.

**Quadro 1 - Frequências de Influência Característica sobre o ser Humano**

Frequência [ $Hz$ ]	Influência Característica sobre o corpo Humano
Baixa: < 2	Desordem de Movimento, Movimentos no Corpo Todo.
Média: 2 – 100	O corpo todo pode se comportar como um sistema de partículas rígidas.
Alta: > 100	O corpo tem de ser tratado como o sistema contínuo.

Fonte: Wollstrom (1998).

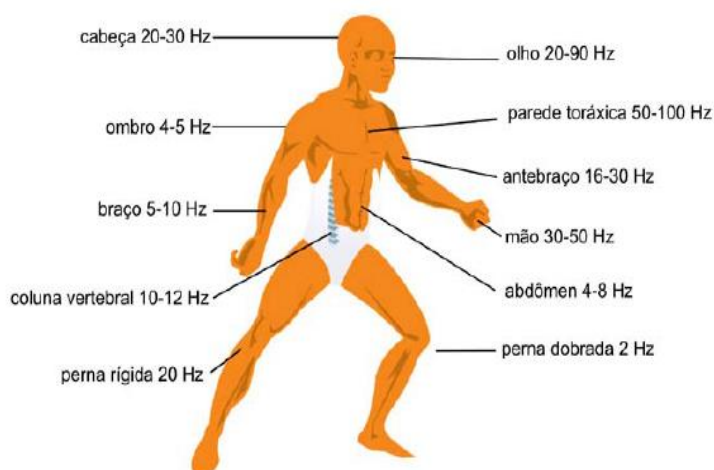
Região de Baixa Frequência: As vibrações em baixa frequência em veículos, são causadas pelo fenômeno de ressonância nessa região de frequências. No ponto de vista técnico, pode-se assumir que a resposta pode ser tratada como movimento de corpo rígido. Vibrações em regiões em que a frequência está abaixo de 0,5  $Hz$  afetam o equilíbrio orgânico, a postura do sistema humano e podem causar

sensação de enjoos pelo movimento, normalmente referido como náusea (WOLLSTROM, 1998).

**Região de Média Frequência:** Para as regiões de média frequência o corpo humano pode ser aproximado a um sistema discreto com diferentes frequências de ressonância (WOLLSTRON, 1998; GRINFFIN, 1990). As frequências ressonantes consideradas mais importantes são de 4 a 8  $Hz$  (estômago), 20-30  $Hz$  (cabeça) e 20-90  $Hz$  (globo ocular) como podem ser observados na figura 11.

**Alta Frequência:** Se vibrações são tratadas na região de alta frequência, um modelo discreto é improvável de ser válido. Neste caso, o corpo humano deve ser tratado como um meio contínuo, com diferentes tipos de ondas propagando e dependendo de diversos fatores (WOLLSTROM, 1998).

**Figura 11 - Frequências naturais de partes do corpo humano**



Fonte: Norma ISO 2631-1 (1997).

É importante notar que a posição do corpo é essencial para avaliar a resposta à vibração. Uma pessoa sentada difere de uma pessoa em pé (GRINFFIN, 1990). A norma ISO 2631-1 (1997) e a norma BS 6841 (1987), definem um sistema de coordenadas ortogonais para estudos do efeito da magnitude em diferentes direções.

As normas relativas à vibração no ser humano distinguem as posições e as direções de medição da vibração no corpo humano, o que pode ser visto na figura 12.

Figura 12 - Direção das posições para medição da vibração no corpo humano



Fonte: Norma ISO 2631-1 (1997).

O corpo humano também pode ser considerado um sistema mecânico, formado por vários segmentos com faixas de frequências naturais distintas. No Quadro 2 podem ser observadas as principais frequências de ressonância para cada parte do corpo humano.

Quadro 2 - Frequências de ressonância de várias partes de corpo humano

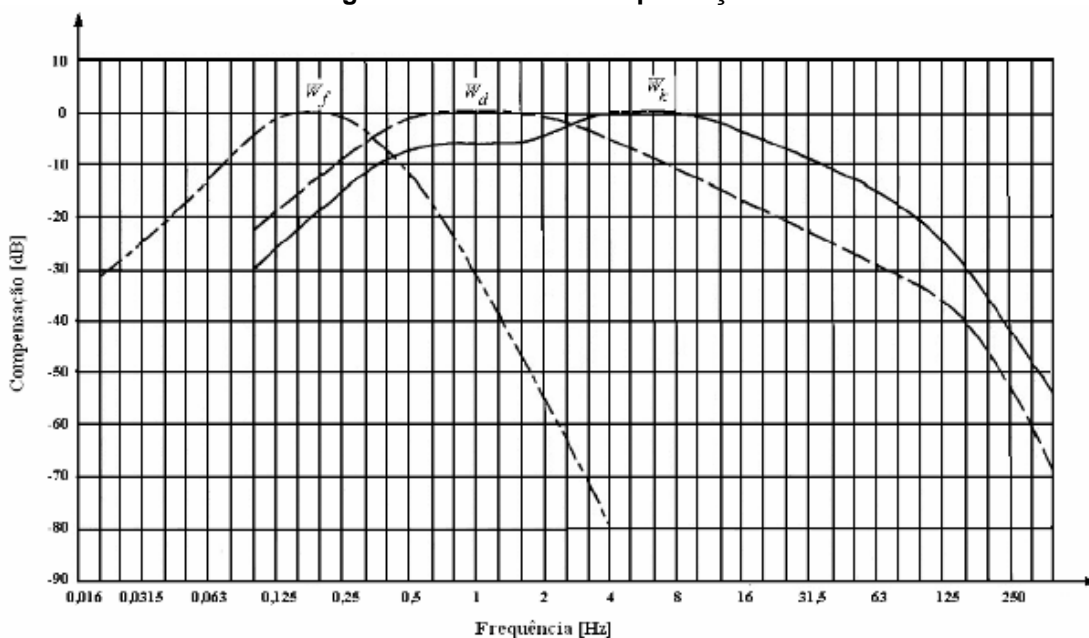
Posição	Parte do corpo	Direção da vibração	Escala de Frequência de Ressonância [Hz]
Deitado	Pés	X	16-31
	Joelhos	X	4-8
	Abdômen	X	4-8
	Tórax	X	6-12
	Crânio	X	50-70
	Pés	Y	0,8-3
	Abdômen	Y	0,8-4
	Cabeça	Y	0,8-4
	Pés	Z	1-3
	Abdômen	Z	1,5-6
Cabeça	Z	1-4	
Em pé	Joelho	X	1-3
	Ombros	X	1-2
	Cabeça	X	1-2
	Corpo Inteiro	Z	4-7
Sentado	Tronco	Z	3-6
	Tórax	Z	4-6
	Espinha	Z	3-5
	Ombros	Z	2-6
	Estômago	Z	4-7
	Olhos	Z	20-25

Fonte: Wasserman (1987).

Conforme Griffin (1990), as principais faixas de frequência às quais o corpo humano é exposto variam até 100 Hz. As magnitudes de interesse ao estudo do corpo humano sob vibração variam de 0,01 até 10  $m/s^2$  (pico). A exposição de indivíduos a magnitudes em torno de 10  $m/s^2$  [rms] (rms: root mean square) podem ser assumidas como arriscadas. Para estudos do comportamento do corpo humano submetido à vibração em frequências inferiores a 1 Hz e superiores a 20 Hz, serão necessárias altas magnitudes para que haja percepção pelo indivíduo.

Na figura 13 podem ser observadas as curvas de compensação para cada direção conforme a norma ISO 2631-1 (1997).

Figura 13 - Curva de compensação



Fonte: Norma ISO 2631-1 (1997).

onde:

$W_k$  = eixo z ou direção vertical exceto para a cabeça;

$W_d$  = para o eixo x e y ou para direção horizontal;

$W_f$  = para doenças ocupacionais.

Nas faixas de frequências associadas às características de conforto pode-se identificar a ocorrência de vibrações segundo os três eixos coordenados. Eixos longitudinais, transversais e, principalmente, verticais.

### 3.1. NORMAS E MEDIDAS PARA AVALIAÇÃO DO CONFORTO DE VIBRAÇÃO

As recomendações das normas servem como parâmetros a serem seguidos na tentativa de se prever ou avaliar as condições de conforto em um meio de transporte. As curvas apresentadas nas normas foram obtidas tendo como fontes de excitação sinais senoidais puros, enquanto que as fontes de excitação nas condições reais são na verdade uma superposição de várias frequências (MOURA, 2003).

Existem diversas normas e medidas para a avaliação do conforto de vibração. A avaliação da vibração é baseada em medições de movimento em termos de aceleração, velocidade e deslocamento, e o *jerk* (primeira derivada da aceleração). Muitas normas usam a aceleração por ser mais conveniente de se medir. Neste caso, o sinal de aceleração é usualmente ponderado com algumas funções para compensar a sensibilidade do corpo humano a diferentes frequências.

### 3.2. NORMA ISO 2631

A preparação da norma ISO 2631 iniciou em 1966, e sua primeira publicação em 1974, e teve como objetivo fornecer valores numéricos, como limite de exposição relacionado ao corpo humano (BALBINOT, 2001).

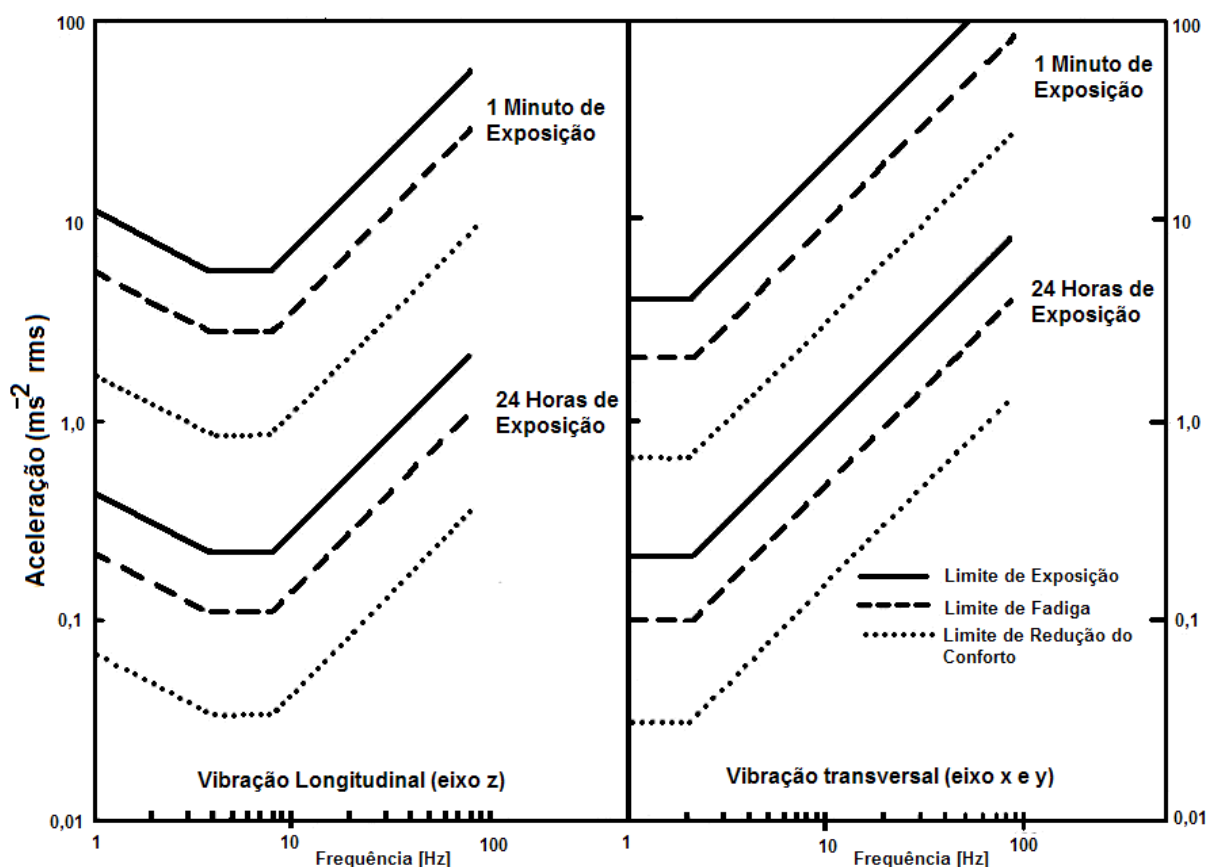
A norma ISO 2631, "*Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration*", consiste de diversas partes, sendo que algumas delas são dedicadas à avaliação do nível de conforto de passageiros em veículos. Normalmente, essa norma trabalha com limites de vibração para saúde, conforto e incidência de doenças de movimento, sendo que o nível de conforto é expresso como um limite de tempo de exposição. Certo nível de vibração pode ser permitido sem que ocorra risco de redução da saúde, desconforto ou doenças de movimento (ISO 2631-1, 1997).

A norma ISO 2631-1 descreve propriedades fundamentais da norma ISO 2631 como definições, direções para medição e avaliação, informações e orientações quanto aos possíveis efeitos da vibração sobre a saúde, o conforto, o limite de percepção, na faixa de 0,5 a 80 [Hz], e o enjoo, para frequências entre 0,1 e

0,5 [Hz]. A norma ISO 2631-4 é uma diretriz para avaliação dos efeitos da vibração e movimento de rotação sobre o passageiro e critério de conforto para transporte ferroviário (MOURA, 2003).

Também segundo a norma ISO-2631 (1974), os efeitos da magnitude da vibração são independentes da duração de 1 minuto até 4 minutos. Após este período, o limite da aceleração para 24 horas deve ser 1/20 do limite utilizado para 1 minuto de exposição, como pode ser observado na figura 14.

Figura 14 - Limite de exposição, fadiga e de conforto para 1 minuto e 24 horas de exposição à WBV



Fonte: Griffin (1990).

Existem três critérios de limite de exposição do corpo humano à vibração, segundo a norma ISO-2631 (ANFLOR, 2003):

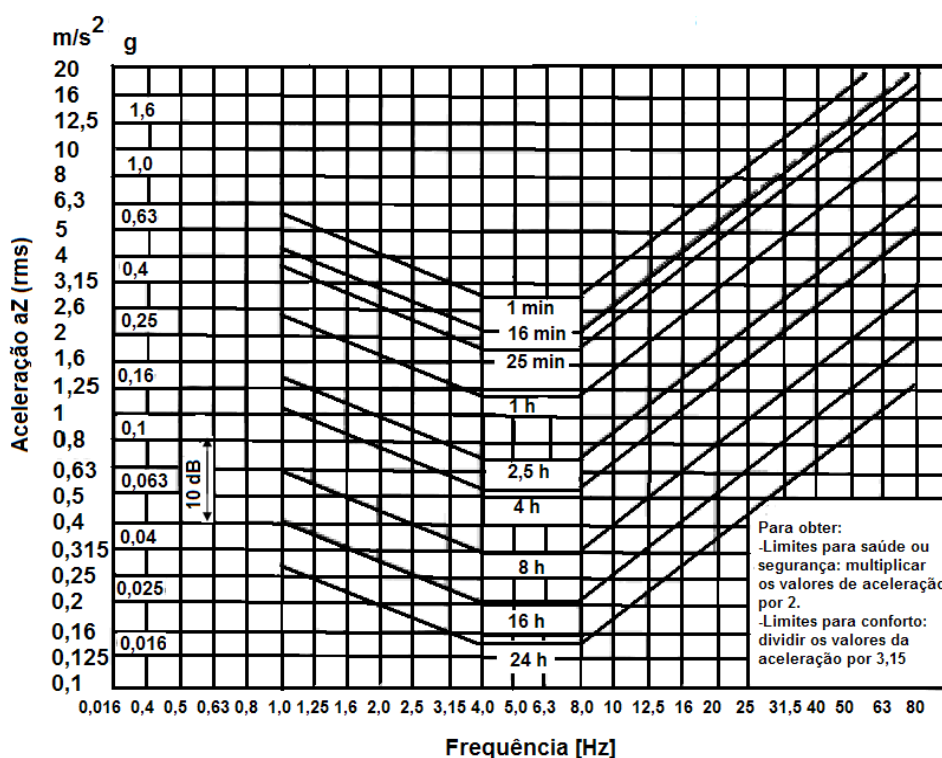
- Limite de saúde: Referente à preservação da saúde ou segurança. O limite de exposição é dito aproximadamente a metade do limiar da dor e não é

recomendável exceder estes limites, salvo com justificativa especial e devidas precauções;

- Limite de fadiga: Relacionado com a preservação da eficiência do trabalho. O limite de fadiga é conhecido como o limite reduzido de conforto, onde o indivíduo consegue concluir suas tarefas com o mínimo conforto, chegando à fadiga. Este tipo de vibração é muito comum ocorrer com pessoas que trabalham em indústrias, motoristas de veículos pesados, aeronaves, entre outros;
- Limite de conforto: Concerne à preservação do conforto, que fica na faixa de 4 a 8 Hz. Na vibração vertical da aceleração é de no máximo  $0,88 \text{ m/s}^2$  rms.

Para determinar tais limites de exposição, utilizam-se os valores apresentados nas figuras 15 e 16. Para cada faixa de frequência é determinado o limite de exposição relacionado à saúde, conforto e fadiga. Sabendo-se o valor da aceleração rms, para a faixa de frequência de 1 a 80 Hz, basta traçar a curva obtida e verificar se ultrapassa os limites definidos pela norma.

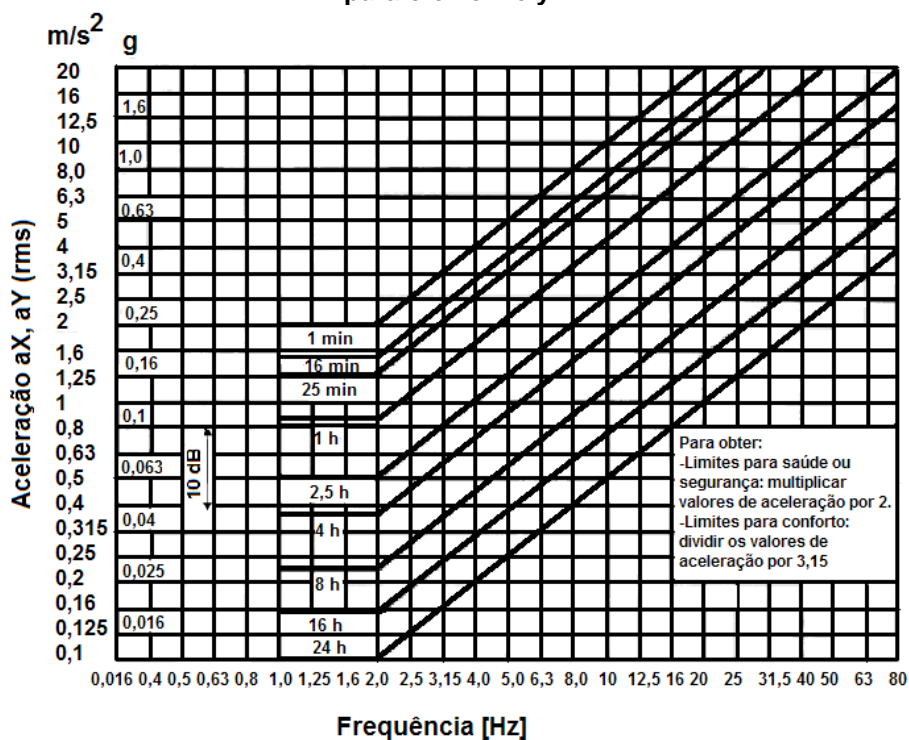
**Figura 15 - Limites para a fadiga, saúde e conforto versus frequência em um terço de oitava para o eixo Z**



Fonte: Beranek *et al.*, (1992).



Figura 16 - Limites para a fadiga, saúde e conforto versus frequência em um terço de oitava para o eixo x e y

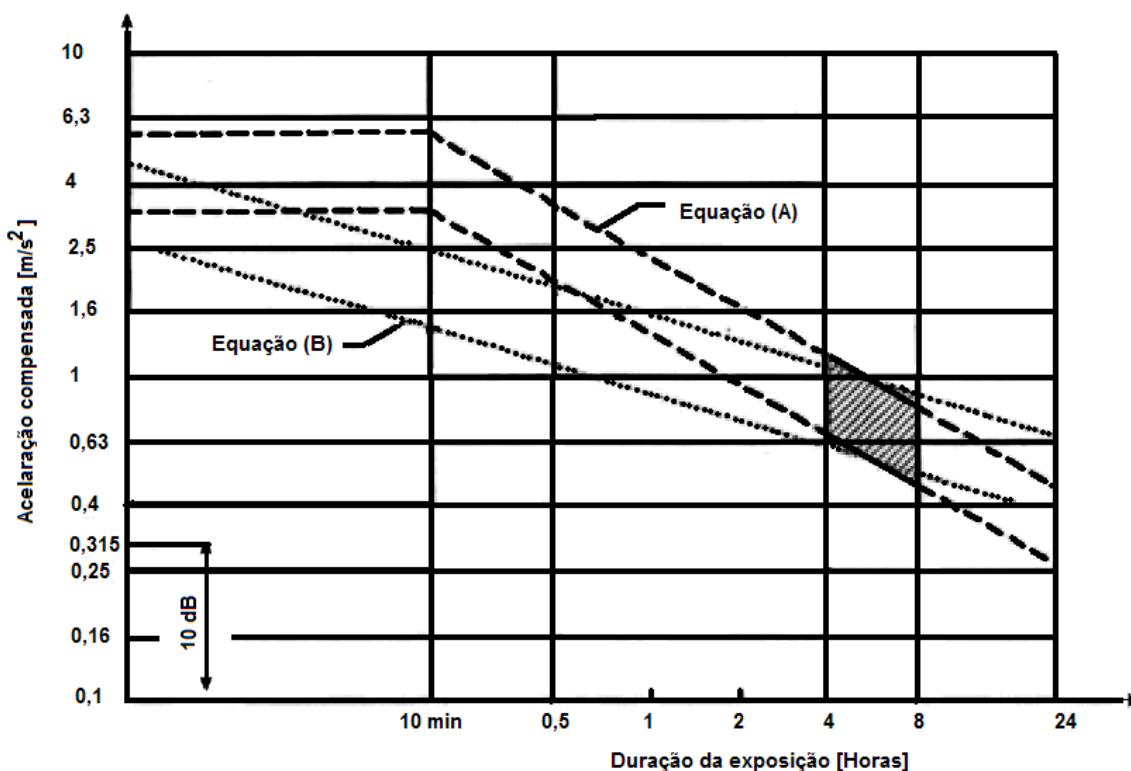


Fonte: Beranek *et al.*, (1992)

Nas normas ISSO, 1974, 1978 e 1985, eram apresentados três limites de exposição do corpo humano à vibração: limite de conforto, limite de fadiga, limite de exposição. A partir da edição da norma ISO 2631 (1997), tais limites não são citados, deixando assim, a norma em função dos cálculos de valor dose de vibração (VDV) (ANFLOR, 2003).

Em relação aos efeitos da vibração na saúde a norma ISO 2631 (1997), apresenta um gráfico que determina uma zona de cuidado para períodos entre 4 e 8 horas, para os quais ocorrem a maioria das exposições ocupacionais, o que pode ser melhor compreendido analisando a figura 17.

Figura 17 - Zonas de cuidado de orientação na saúde



Fonte: Norma ISO 2631 (1997).

Segundo a norma, as curvas de dependência do tempo de exposição, conforme figura 17, podem ser calculadas pelas seguintes fórmulas (ANFLOR, 2003):

A equação (A) pode ser calculada utilizando (3.1):

$$a_{w_1} T_1^{1/2} = a_{w_2} T_2^{1/2} \quad (3.1)$$

A equação (B) pode ser calculada utilizando (3.5)

$$a_{w_1} T_1^{1/4} = a_{w_2} T_2^{1/4} \quad (3.2)$$

Sendo  $a_{w_1}$  e  $a_{w_2}$  os valores da aceleração rms compensada, segundo a direção de medição, para a primeira e a segunda exposição e  $T_1$   $T_2$  são as durações correspondentes à primeira e à segunda exposição.

Quando a exposição da vibração consistir em dois ou mais períodos de exposição a diferentes magnitudes e duração, a energia da magnitude equivalente

de vibração correspondente à duração total de exposição pode ser determinada por (3.6).

$$a_{w_e} = \left[ \frac{\sum a_{w_i}^2 T_i}{\sum T_i} \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

onde  $a_{w_e}$  é a magnitude equivalente da vibração (aceleração rms em  $m/s^2$ ) e  $a_{w_i}$  é a magnitude da vibração (aceleração rms em  $m/s^2$ ) para a duração da exposição  $T_i$ .

### 3.3. NORMA BS

A norma BS 6841, 1987, define curvas ponderadas correspondentes a bandas de 1/3 de oitavas entre 0,5 e 80 Hz, permitindo que diferentes espectros de vibração sejam compensados de acordo com a sensibilidade do corpo humano em relação a diferentes frequências. O Valor Dose de Vibração estimado (eVDV) pode ser calculado pela seguinte equação (ANFLOR, 2003):

$$eVDV = \left[ (1,4a_{w(rms)})^4 t \right]^{1/4} \quad (3.4)$$

onde:

$eVDV$  - valor dose de vibração estimada [m/s 1,75];

$a_w$  - valor da aceleração compensada em rms, segundo a direção medida [m/s<sup>2</sup>];

t - duração da exposição [s].

Segundo esta norma, é ressaltada que VDV's suficientemente altos podem causar severos desconfortos, dores e ferimentos. Esta norma indica que magnitudes de vibração que produzam VDV's na faixa de 8,5 [m/s 1,75], causam um desconforto considerado médio e para VDV's na faixa de 15 [m/s 1,75] geralmente causam desconforto considerado severo. Mas não há um consenso por parte da comunidade

científica em relação à influência da magnitude do VDV e o risco de ferimentos a que o corpo humano está exposto (ANFLOR, 2003).

As normas BS 6841, 1987 e ISO 2631-1, 1997, apresentam valores de aceleração rms ponderada as quais indicam a reação dos indivíduos em relação ao conforto quando expostos a vibração. Tais valores podem ser observados no quadro 3.

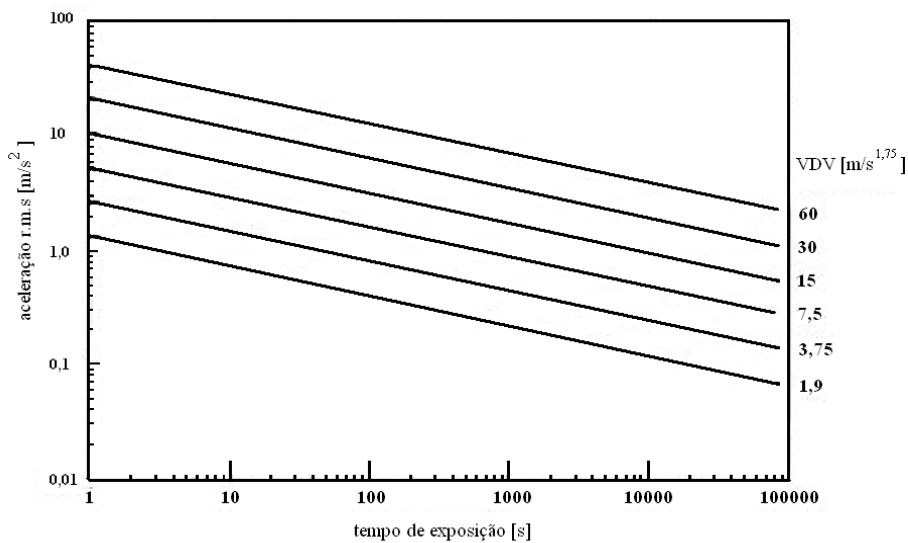
**Quadro 3 - Aceleração rms ponderada como uma indicação das reações com relação ao conforto**

Aceleração rms ( $m/s^2$ )	Classificação
<0,315	Confortável
0,315 a 0,63	Nível de desconforto baixo
0,5 a 1	Nível de desconforto médio
0,8 a 1,6	Desconfortável
1,25 a 2,5	Muito desconfortável
> 2,0	Extremamente desconfortável

Fonte: Normas BS 6841, 1987e ISO 2631-1 (1997).

A norma BS 6841 apresenta um conjunto de funções a serem usadas na construção dos filtros ou pesos a serem atribuídos aos sinais de aceleração. Os filtros são aplicados segundo uma correspondência entre o eixo que se deseja avaliar e seu respectivo filtro.

Figura 18 - Aceleração rms, correspondendo ao VDV de 1,9 a 60 para períodos de exposição à vibração de 1s a 24horas



Fonte: Norma BS 6841 (1987).

A magnitude da exposição é caracterizada pela aceleração ponderada pelas frequências. A figura 18 apresenta as acelerações *rms*, correspondentes a vários *VDV's* e durações da exposição à vibração.

## 4. AMORTECEDOR MAGENTO REOLÓGICO

Os amortecedores Magnéticos Reológicos MR possuem as mesmas características funcionais de amortecedores convencionais. Quando não estão magnetizados, o fluido apresenta fluidez capaz de passar por orifícios, porém, quando há a necessidade de maior rigidez, liga-se a bobina, gerando um campo magnético, que por sua vez faz circular uma corrente elétrica que passa pelo fluido, tornando-o mais rígido.

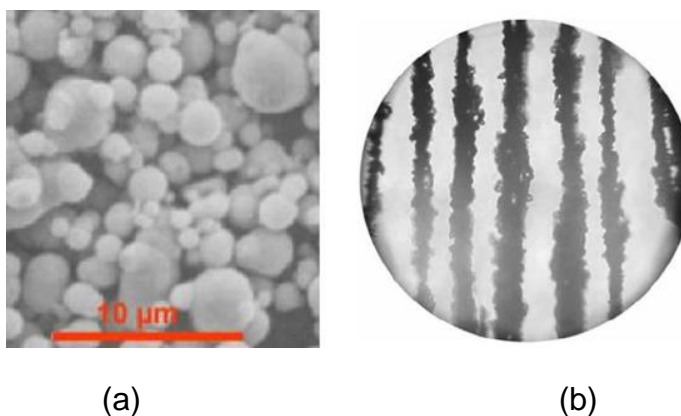
Logo, uma das características desse fluido é que, devido ao campo magnético, o fluido MR tem um comportamento de semissólido, gerando uma certa resistência ao seu fluxo. Assim, o fluido na câmara começa a se comportar como um meio de absorção de choque.

### 4.1. O FLUIDO MR

Spaggiari (2013) denominou os fluidos Magnetos Reológicos MR, como sendo líquidos inteligentes controláveis.

Basicamente, são constituídos de partículas não coloidais ferromagnéticas, misturadas em óleo ou água, e aditivos para evitar sedimentação. Têm a aparência de uma lama bem pesada e gordurosa, com densidade bem superior à água.

**Figura 19 - (a) Microfotografia de um fluido MR sem campo magnético, (b). Microfotografia de um fluido MR com um campo magnético aplicado com cadeias paralelas de ferro carbônio.**



Fonte: Spaggiari (2013).

Em um campo magnético as partículas tornam-se bipólos, deslocando-se no fluido e rearranjando-se em forma de cadeias microscópicas, que, por fim, geram a alteração de sua viscosidade (BARANWAL e DESHMUKH, 2012).

#### 4.1.1. Componentes do fluido MR

A composição do fluido Magnético Reológico é: Fluido Base, Partículas de Metal e Aditivos Estabilizantes (LORD, 2014). Estes três componentes definem o comportamento do fluido e a alteração de qualquer um destes resulta em mudanças de propriedades magnéticas.

#### 4.1.2. Fluidos base

Os fluidos base mais utilizados são os óleos minerais, óleos de silicone e óleos de hidrocarbonetos, pois necessitam ter baixa viscosidade e não alterar com a temperatura. Com a presença das partículas, o fluido se torna até três vezes mais denso que a água (TUSSET, 2008).

#### 4.1.3. Partículas Magnéticas

As partículas metálicas que podem ser magnetizadas são essenciais para o funcionamento do amortecedor MR. O tamanho das partículas usadas variam entre 1 e 7  $\mu\text{m}$ , logo, o pó de ferro, pó de carbonita e pó de algumas ligas de ferro cobalto são os materiais mais utilizados, em uma concentração no fluido base de 50%.

Outra característica importante destes materiais é sua capacidade de atingir alta saturação magnética, gerando uma forte corrente de magnetização.

#### 4.1.4. Aditivos Estabilizantes

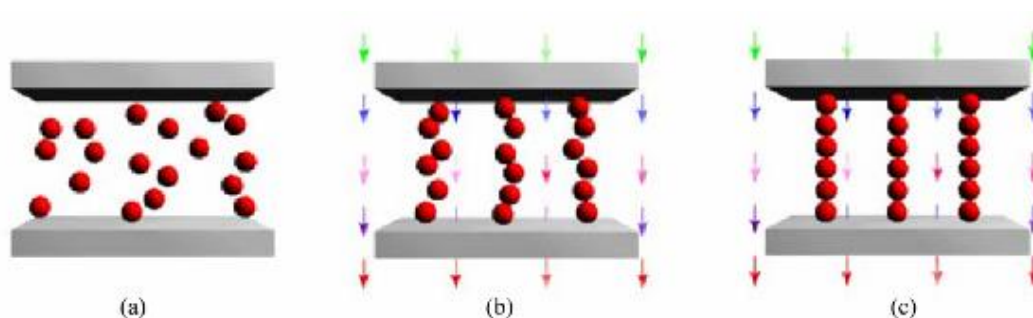
Sua principal função é reduzir a sedimentação das partículas metálicas, podendo esse acúmulo de material nas partículas, ou sua dissociação, causar perdas das propriedades magnéticas necessárias na tecnologia MR.

## 4.2. CARACTERÍSTICAS DO AMORTECEDOR MAGNETO-REOLÓGICO

Podemos afirmar que o fluido MR é inteligente e que ser controlado através de um campo magnético, no qual sua densidade se altera na presença deste campo.

Basicamente, o que ocorre é que, na presença de um campo magnético, cada partícula dentro do fluido base, torna-se um dipólo, que vai alinhando-se com as demais partículas, também magnetizadas, ao longo do campo magnético em que estão inseridos, gerando assim, uma cadeia estruturada, aumentando a viscosidade do fluido e a resistência mecânica do sistema, pois o fluido torna-se um semissólido. Esse processo, bem como o resultado dele, como a rigidez mecânica esperada, é resultado diretamente do campo magnético aplicado sobre o fluido, e da qualidade e quantidade de partículas ferromagnéticas presentes no fluido.

**Figura 20 - (a) Aplicação do Campo Magnético. (b) Campo Magnético Atuando. (c) Partículas Ferrosas Alinhadas com o Campo Magnético.**



Fonte: Koo (2003).

Esse efeito é reversível, ou seja, quando o fluido não sentir nenhum efeito do campo magnético, torna a suas características iniciais; por isso, o conceito de fluido inteligente.

### 4.2.1. Aplicações dos Fluidos Magneto Reológicos MR

Para o presente trabalho estaremos observando o fluido Magneto Reológico como fluido de amortecedores mecânicos de movimento, sendo que estes distinguem-se de acordo com sua utilização em:

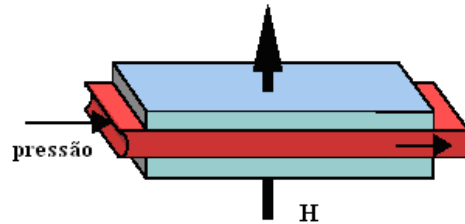
- Modo Válvula;
- Modo Cisalhamento;
- Modo Filme.



#### 4.2.1.1. Modo Válvula

Nesta configuração, o fluxo do fluido fica retido entre duas superfícies fixas, e o campo magnético é aplicado perpendicularmente à direção do fluxo. A intensidade do campo magnético irá controlar a resistência mecânica no fluido.

**Figura 21 - Modo válvula.**



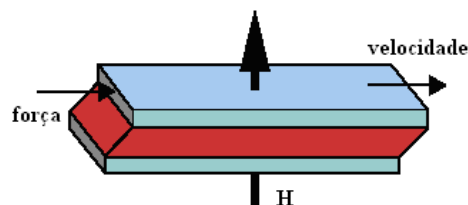
Fonte: Tusset (2008).

Esta aplicação é amplamente utilizada na indústria automobilística nos sistemas de amortecimento dos automóveis.

#### 4.2.1.2. Modo Cisalhamento

Para este modo, as superfícies têm movimento relativo, porém, o campo ainda é aplicado perpendicularmente à direção do fluxo. Nesta configuração as forças do campo magnético, que irão influenciar nas forças da viscosidade do fluido, resultam na força total de cisalhamento do sistema.

**Figura 22 - Modo de cisalhamento de operação MRF.**



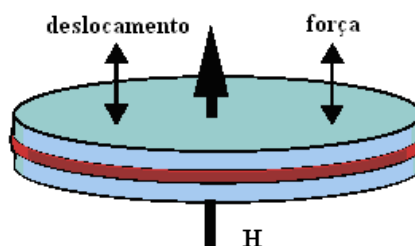
Fonte: Tusset (2008).

Esta aplicação é utilizada em sistemas de embreagens de automóveis.

#### 4.2.1.3. Modo Filme

Usado para aplicações de baixo movimento e alta força, ele pode ser usado para o controle de pequenos movimentos axiais ou rotacionais.

**Figura 23 - Modo de operação Filme MRF**

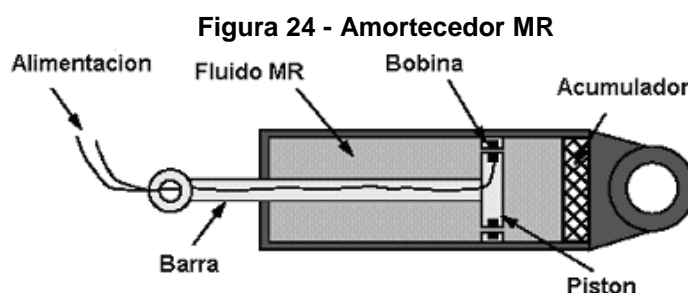


Fonte: Tusset (2008).

O nível de tensão para este modo é, aproximadamente, dez vezes maior dos demais.

#### 4.3. FUNCIONAMENTO DO AMORTECEDOR MAGNETO REOLÓGICO MR

De acordo com a figura 24, as propriedades magnéticas e as reações que o fluido Magnético Reológico tem quando imerso em um campo magnético podem ser utilizadas como um amortecedor. Para o controle deste campo magnético podemos utilizar a Tensão Elétrica [V] ou a Corrente Elétrica [A].



Fonte: Medina (2008).

Quando a barra do pistão entra no alojamento, o fluido magneto reológico MR penetra pelo orifício anular para a outra câmara do cilindro. Vemos na figura 24 que há duas regiões ativas em que o fluxo do fluido flui de um lado para o outro dentro

do cilindro, na presença de um campo magnético. Aumentando-se o campo magnético a resistência do fluxo no fluido nas regiões de ativação, também aumenta, até atingir um ponto de saturação da corrente elétrica, que, nesse caso, é quando a corrente elétrica do sistema aumenta para gerar mais campo magnético, mas a força de amortecimento para determinadas velocidade, não se altera. O acumulador tem por função compensar as mudanças de volume na haste do pistão. O pistão do acumulador comporta-se como uma barreira para o fluido MR, e um gás, normalmente nitrogênio, é que reage às mudanças de volume quando a haste do pistão entra no acumulador (KOO, 2003).

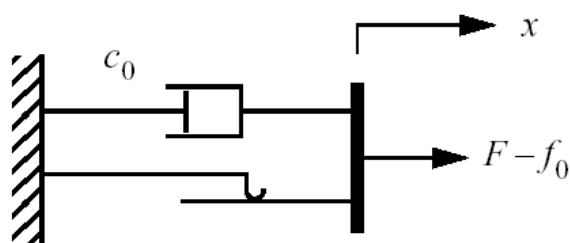
#### 4.4 MODELAMENTO MATEMÁTICO DO AMORTECEDOR MAGNETO REOLÓGICO MR

Há muitos modelos analíticos, baseados em diferentes funções, descrevendo as propriedades lineares e não-lineares dos amortecedores Magneto Reológicos MR (MA *et al.*, 2003).

##### 4.4.1. Modelo de Amortecimento Controlável de Bingham

O modelo de Bingham, modelagem mecânica, foi proposto por Stanway, *et al.* (1985, 1987), apud Spencer *et al.* (1997), em que um componente representa a força de fricção de Coulomb em paralelo ao amortecedor viscoso.

**Figura 25 - Modelo de Bingham para amortecimento controlável proposto por Stanway, *et al.*, (1987).**



Fonte: Spencer *et al.*, (1997).

Matematicamente temos:

$$F = f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (4.1)$$

onde:

$F$  – força total de amortecimento [N];

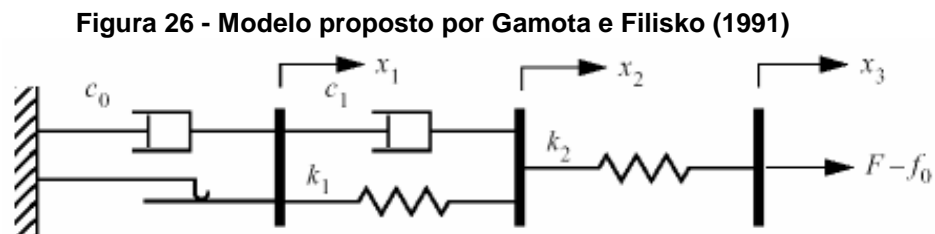
$c_0$  - coeficiente de amortecimento viscoso [Ns/m];

$f_c$  - força de atrito de Coulomb [N];

$f_0$  - acumulador do amortecedor [N].

#### 4.4.2. Modelo de Bingham Modificado

Gamota e Filisko (1991) mostraram um amortecedor composto por um amortecedor com elemento de fricção paralelo a um amortecedor viscoso e em série com um sistema linear tipo molas, o que seria uma melhoria no modelo de Bingham.



Fonte: Spencer *et al.*, (1997).

Matematicamente tem-se (TUSSET, 2008):

Quando  $|F| > f_c$  ,:

$$F = k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + f_0 = c_0 \dot{x}_1 + f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) + f_0 = k_2(x_3 - x_2) + f_0 \quad (4.2)$$

Quando  $|F| \leq f_c$  ,:

$$F = k_1(x_2 - x_1) + c_1 \dot{x}_2 + f_0 = k_2(x_3 - x_2) + f_0 \quad (4.3)$$

Onde:

$F$  – força total do amortecedor [N];

$c_0$  - coeficiente de amortecimento associado ao modelo de Bingham [Ns/m];

$c_1$  - coeficiente de amortecimento viscoso [Ns/m];

$k_1$  e  $k_2$  – coeficiente de rigidez [N/m];

$f_0$  - acumulador do amortecedor [N];

$f_c$  - força de atrito de Coulomb [N];

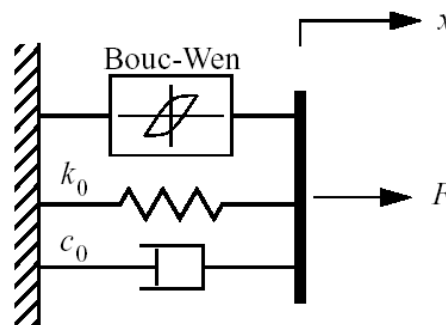
$x_1, x_2$  e  $x_3$  - deslocamento [m];

$\dot{x}_1$  e  $\dot{x}_2$  - velocidade de deslocamento [m/s].

#### 4.4.3. Modelo de Amortecedor Magnético Reológico MR de Bouc-Wen

Extremamente versátil, o modelo de Bouc-Wen exhibe uma variedade no comportamento da histerese do sistema.

Figura 27 - Modelo Bouc-Wen para amortecedor MR.



Fonte: Spencer *et al.*, (1997).

Matematicamente tem-se:

$$F = c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \quad (4.4)$$

Em que  $z$  é obtido através de:

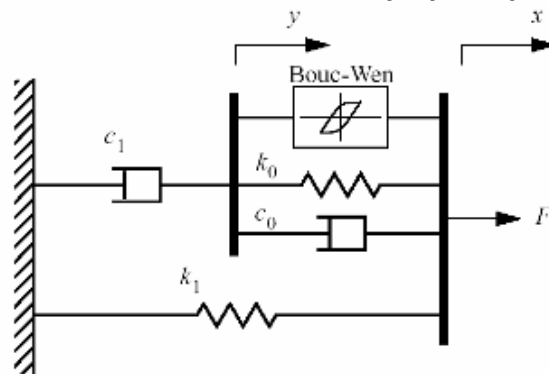
$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z \|z\|^{n-1} - \beta \dot{x} z^n + A \dot{x} \quad (4.5)$$

Sendo os parâmetros do modelo:  $\alpha$  [N/m],  $c_0$  [Ns/m],  $k_0$  [N/m],  $\gamma$  [ $m^{-2}$ ],  $\beta$  [ $m^{-2}$ ],  $x_0$  [m], as constantes  $n$  e  $A$  dependem das características do amortecedor.

#### 4.4.4. Modelo Bouc-Wen para amortecedor magnético reológico MR

Spencer *et al.* (1997), propôs modificações no modelo Bouc-Wen, utilizando a versatilidade em ajustes da histerese magnética. Observa-se o modelo mecânico na figura 28 (LIAO E LAI, 2002).

Figura 28 - Modelo mecânico de um amortecedor MR proposto por Spencer *et al.*, (1997).



Fonte: Liao e Lai, (2002).

Matematicamente temos:

$$F = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (4.6)$$

onde  $\dot{y}$  pode ser obtida por:

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} [\alpha z + k_0(x - y) + c_0 \dot{x}] \quad (4.7)$$

onde  $z$  pode ser obtida por:

$$\dot{z} = \gamma |\dot{x} - \dot{y}| |z|^{n-1} z - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (4.8)$$

Sendo os parâmetros do modelo:  $\alpha$  [N/m],  $c_0$  [Ns/m],  $c_1$  [Ns/m],  $k_0$  [N/m],  $k_1$  [N/m],  $\gamma$  [m<sup>-2</sup>],  $\beta$  [m<sup>-2</sup>],  $x_0$  [m], as constantes  $n$  e  $A$  dependem das características do amortecedor.

#### 4.4.5. Modelo Dependente da Corrente e Histerese aplicado ao modelo de Bouc-Wen Modificado para Amortecedores Magnéticos Reológicos MR

Matematicamente tem-se:

$$F = \left( 1 + \frac{k_2}{1 + e^{-a_2(i+i_0)}} - \frac{k_2}{1 + e^{-a_2 i_0}} \right) (\alpha z + c_0 \dot{x} + (k_0 + k_1)x + k_1 y); i \geq 0 \quad (4.9)$$

onde:

$k_2$  e  $a_2$  - constantes positivas;

$I_0$  - constante arbitrária obtida experimentalmente em:

$c_0(u) = c_{0a} + c_{0b}u$  e  $\alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u$ . O fator  $z$  pode ser obtida por:

$$\dot{z} = A\dot{x} - \beta\dot{x}|z|^n - \gamma|\dot{x}||z|^{n-1}z \quad (4.10)$$

#### 4.4.5. Modelo Matemático de LuGre

Jiménez e Álvarez-Icaza (2003), propôs um modelo de amortecedor magnético reológico MR por:

$$F = \sigma_a z + \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} + \sigma_b \dot{x} v \quad (4.11)$$

onde:

$v$  - tensão elétrica aplicada na bobina de excitação do campo magnético do amortecedor [V];

$z$  pode ser obtida por:

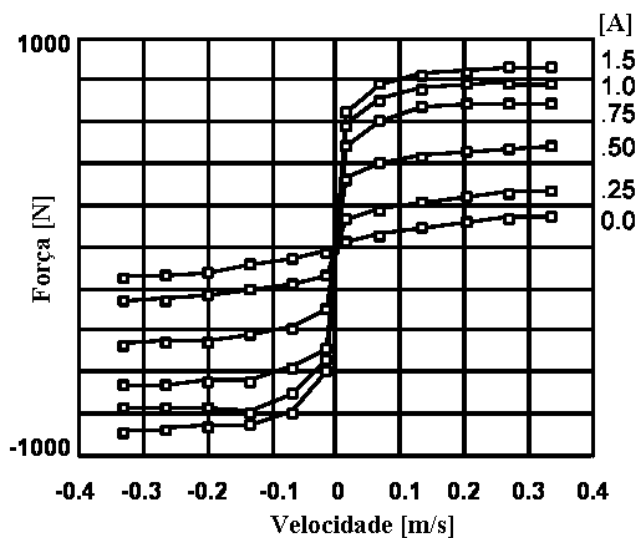
$$\dot{z} = x - \alpha_0 a_0 |\dot{x}| \quad (4.12)$$

sendo os parâmetros do modelo:  $\sigma_a$  [N/m],  $\sigma_0$  [N/m.v],  $\sigma_1$  [N.s/m],  $\sigma_2$  [N.s/m],  $\sigma_b$  [N.s/m.v] e  $a_0$  [v/N].

#### 4.4.6. Modelo Fuzzy do Amortecedor Magnético Reológico MR de Tusset (2008)

Tusset (2008), considera a dinâmica do sistema em seu modelo de amortecedor MR, utilizando a lógica nebulosa Fuzzy para controle do sistema. Como as curvas de variação do sistema são simétricas, em função da velocidade de deslocamento com a corrente elétrica na bobina em relação à força de amortecimento (MCMANUS *et al.*, 2002), utiliza-se o modelo de Mandani com as funções pertinentes para Velocidade [m/s] e Corrente Elétrica [A], com função de pertinência e sua superposição.

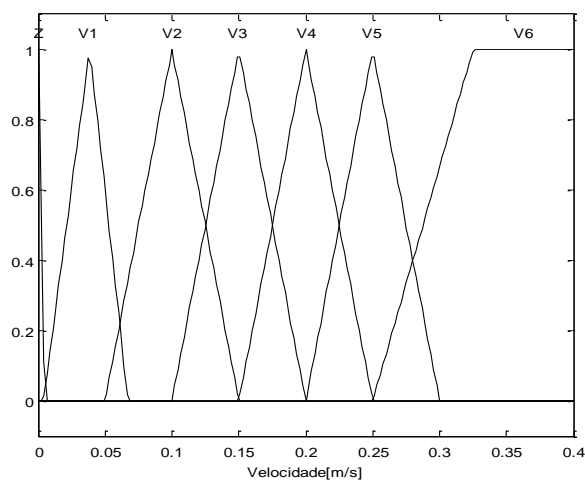
Figura 29 - Características da Força-velocidade de um amortecedor MR em função da corrente.



Fonte: Adaptado de McManus *et al.*, (2002).

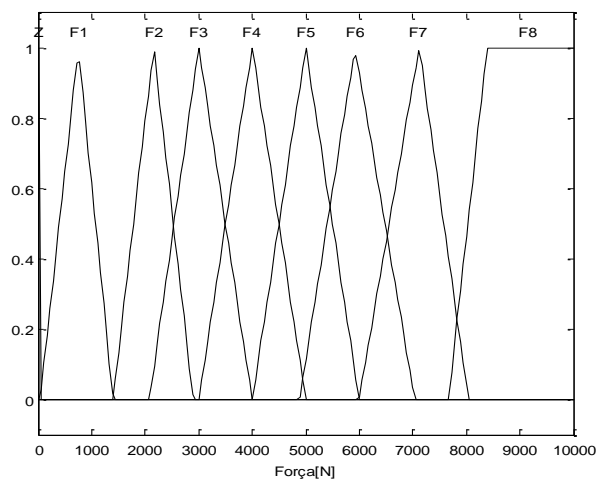
Na figura 29, podemos ver as funções pertinentes da Velocidade, Força e Corrente.

Figura 30 - (a) Função de pertinência para a Velocidade. (b) Função de pertinência para a Força. (c) Função de pertinência para a Corrente.

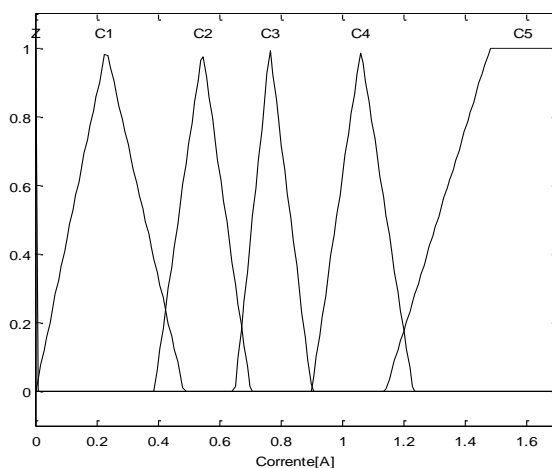


(a)





(b)



(c)

Para obter os consequentes a ser aplicados no Fuzzy, foram utilizados os seguintes algoritmos:

**se (Velocidade é ...) e (Força é ...) então (Corrente é ...) (4.13)**

As regras a serem aplicadas ao algoritmo (4.13) são observadas na Tabela 1.

**Tabela 1 - Mapa de regras Fuzzy para controle através da corrente.**

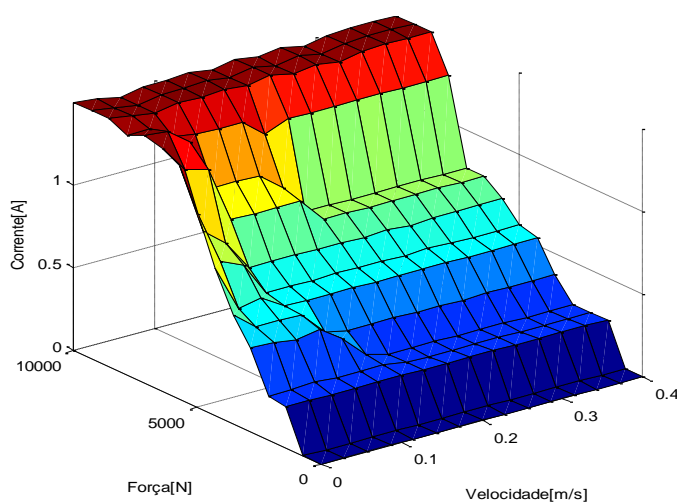
		Velocidade							
		[A]	Z	V1	V2	V3	V4	V5	V6
Força	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	F1	C1	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	F2	C1	C1	C1	C1	C1	C1	C1	C1
	F3	C2	C2	C2	C1	C1	C1	C1	
	F4	C3	C2	C2	C2	C2	C2	C2	
	F5	C4	C3	C2	C2	C2	C2	C2	
	F6	C5	C4	C3	C3	C3	C3	C3	
	F7	C5	C5	C4	C4	C3	C3	C3	
F8	C5	C5	C5	C5	C5	C5	C5		

Fonte: Tuset (2008).

A Tabela 1 mostra as regras definidas para determinar o nível de corrente elétrica aplicada para excitar a bobina do amortecedor MR, para então gerar um campo magnético suficiente, gerando uma força para contrapor a vibração do sistema, levando em consideração a velocidade do pistão, caracterizando assim um sistema semiativo ou ativo.

Na Figura 31 vemos uma superfície gerada com as 63 regras Fuzzy da Tabela 1.

**Figura 31 - Superfície de controle dimensional para 63 regras do controle da Corrente**



Fonte: Tusset (2008).

Na desfuzzificação será definido um valor mínimo para o método “e”, um valor máximo para o método “ou”, um valor mínimo de implicação e um valor máximo para agregação, utilizando a desfuzzificação pelo método de centro das áreas.

$$u_{coa} = \frac{\sum_{i=1}^N u_i \mu_{out}(u_i)}{\sum_{i=1}^N \mu_{out}(u_i)} \quad (4.14)$$

#### 4.4.7. Modelo Dependente da Corrente Aplicada para Amortecedores Magnético Reológicos MR

Tusset *et al.* (2012), propõem um modelo dependente da corrente elétrica aplicada na bobina do amortecedor MR, que por sua vez gera o campo magnético, em um sistema dinâmico visto na figura 31, com a força normalizada aproximada na seguinte equação:

$$F = f(i)|v|^{-g(i)} \tanh(0.43v) \quad (4.15)$$

sendo:

$$f(i) = \frac{2.6}{(3.7058e^{-3.2934i}) + 1} \quad (4.16)$$

$$g(i) = \frac{0.9}{(1.1548e^{-6.8239i}) + 1} \quad (4.17)$$

Observa-se que o modelo da equação 4.15 dá condições de encontrar a corrente elétrica a ser aplicada para estabelecer o controle. Delimitando a velocidade em  $\dot{x} \leq 0.4$ , com a força normalizada, podemos determinar o nível de corrente elétrica aplicada através de:

$$C = f(i)|v|^{-g(i)} \tanh(0.43v) - F \quad (4.18)$$

Para determinarmos a força  $F$  em uma lei de controle, relacionando a velocidade ( $v = \dot{x}$ ), força que será o resultado da corrente elétrica aplicada a bobina do MR, que gerará o campo magnético, utilizamos a equação 4.18.

#### 4.4.8. Aplicando o Modelo de Bouc-Wen em Amortecedores Magnético Reológicos MR com um Sistema Dependente da Corrente Elétrica de Excitação e da Histerese Magnética

Uma aproximação da função 4.4 pode ser feita da seguinte forma (TUSSET *et al.*, 2013):

$$F = \frac{3.2}{(3e^{-3.4i}) + 1} \dot{x} + \frac{8.5}{(1.28e^{-3.9i}) + 1} z \quad (4.19)$$

onde:

$i$  - corrente elétrica aplicada na bobina do amortecedor MR [A];

$z$  - obtido da equação (4.12),

considerando:  $A=180$ ,  $\beta=0$ ,  $n=2$  e  $\gamma=0.1$ .

O nível de corrente elétrica aplicada na bobina do amortecedor MR suficiente para gerar a força magnética desejada é determinado pela função:

$$C(i) = \frac{3.2}{(3e^{-3.4i}) + 1} \dot{x} + \frac{8.5}{(1.28e^{-3.9i}) + 1} z - U \quad (4.20)$$

onde:

$U$  - força estimada através de uma lei de controle;

A equação 4.20 considera a velocidade do pistão do amortecedor MR ( $\dot{x}$ ) e uma estimada força necessária utilizando uma técnica de controle ( $U$ ).

## 5. PROBLEMA DO CONTROLE ÓTIMO DO SISTEMA LINEAR COM FUNCIONAL QUADRÁTICO

O objetivo do controle é manter o sistema o mais próximo do ponto de equilíbrio desejado, durante um intervalo de tempo de interesse, ou minimizar os efeitos provocados pelos distúrbios no sistema.

### 5.1. PROBLEMA DO CONTROLE LINEAR QUADRÁTICO PARA INTERVALO DE TEMPO FINITO, COM PARÂMETROS VARIÁVEIS NO TEMPO

As limitações do controle LQR, assim como em outros controles, são classificadas de acordo com parâmetros iniciais ou condições naturais que elas se aplicam.

#### 5.1.1. Considerações em um Sistema Linear Quadrático

Tomando como base um sistema linear, dentro de um controle linear quadrático dado por:

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (5.1)$$

com índice de desempenho funcional (NAIDU, 2003):

$$\begin{aligned}
 J(u) = J(x(t_0), u(t), t_0) = & \\
 \frac{1}{2} x^T(t_f) F(t_f) x(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [x^T(t) Q(t) x(t) + u^T(t) R(t) u(t)] dt = & \quad (5.2) \\
 \frac{1}{2} x^T(t_f) F(t_f) x(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [x^T(t) u^T(t)] \begin{bmatrix} Q(t) & 0 \\ 0 & R(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ u(t) \end{bmatrix} dt &
 \end{aligned}$$

Deseja-se um desvio  $z(t) = 0$  e conseqüentemente um erro  $e(t) = 0 - x(t)$ , propondo assim o sistema de controle.

#### 5.1.1.1. Limitações da Função de Controle

Antes de se obter a função de Controle Ótimo, algumas suposições podem ser feitas. O controle  $u(t)$ , em muitas situações físicas, apresenta limitações em um sistema real, pois há variáveis que não são consideradas, já que não existem parâmetros mensuráveis para considerar em um controle.

#### 5.1.1.2. As Condições Iniciais

Outra consideração está relacionada às condições de “partida” do controle representadas por  $x(t = t_0) = x_0$  do sistema. O tempo final  $t_f$  é estipulado, mas o estado final  $x(t_f)$  não, ou seja, temos que trabalhar o sistema considerando uma condição inicial e uma condição final, tendendo ao infinito. Na prática, o tempo de estabilização do sistema para o controle não deve tender ao infinito, ou seja, desejamos que o controle seja realizado imediatamente. Porém, o sistema deve estar preparado para realizar o controle a qualquer momento dentro de um tempo indeterminado, infinito.

#### 5.1.1.3. A Matriz de Desempenho

A matriz final de desempenho  $F(t_f)$ , e a matriz de peso de ponderação  $Q(t)$  têm dimensões  $n \times n$  e são matrizes semidefinidas positivas, a matriz de peso do controle  $R(t)$  tem dimensão  $r \times r$  e é definida positiva.

#### 5.1.1.4. Frações não Funcionais

A fração  $\frac{1}{2}$  não será funcional na equação 5.3, pois tem função de cancelar o 2 que surgiria no decorrer da resolução do funcional (5.3) (NAIDU, 2003).

$$\begin{aligned}
J(u) &= J(x(t_0), u(t), t_0) = \\
&\frac{1}{2} x^T(t_f) F(t_f) x(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [x^T(t) Q(t) x(t) + u^T(t) R(t) u(t)] dt = \\
&\frac{1}{2} x^T(t_f) F(t_f) x(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [x^T(t) u^T(t)] \begin{bmatrix} Q(t) & 0 \\ 0 & R(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ u(t) \end{bmatrix} dt
\end{aligned} \tag{5.3}$$

### 5.1.2. O Princípio de Pontryagin e o Hamiltoniano

O princípio de Pontryagin, ou máximo, é utilizado para encontrar o melhor controle possível quando há restrições no estado da entrada.

Usando a definição Hamiltoniana ou princípio mínimo temos (NAIDU, 2003):

$$H^* = V(x^*(t), u^*(t), t) + \lambda^{*T}(t) f(x^*(t), u^*(t), t) \tag{5.4}$$

considerando (5.4), junto com o índice de desempenho, podemos formular o Hamiltoniano como (NAIDU, 2003):

$$H(x(t), u(t), \lambda(t)) = \frac{1}{2} x^T(t) Q(t) x(t) + \frac{1}{2} u^T R(t) u(t) + \lambda^T(t) [A(t)x(t) + B(t)u(t)] \tag{5.5}$$

onde:

$\lambda$  - vetor de resposta de ordem  $n$  dimensional.

### 5.1.3. O Controle Ótimo

Para o Controle Ótimo  $u^*(t)$  utilizando:

$$\frac{\partial H}{\partial u} = 0 \rightarrow R(t)u^*(t) + B^T(t)\lambda^*(t) = 0 \tag{5.6}$$

obtendo:

$$u^* = -R^{-1}(t)B^T(t)\lambda^*(t) \quad (5.7)$$

onde:

$$\frac{\partial}{\partial u} \left\{ \frac{1}{2} u^T(t)R(t)u(t) \right\} = R(t)u(t) \quad (5.8)$$

e:

$$\frac{\partial}{\partial u} \left\{ \lambda^T(t)B(t)u(t) \right\} = B^T(t)u(t) \quad (5.9)$$

#### 5.1.4. Sistema de Estado e Resposta

Para a equação de Estado e Resposta obteremos com (NAIDU, 2003):

$$\dot{x}^*(t) = + \left( \frac{\partial H}{\partial \lambda} \right)_* \rightarrow \dot{x}^*(t) = A(t)x^*(t) + B(t)u^*(t) \quad (5.10)$$

$$\dot{\lambda}^*(t) = - \left( \frac{\partial H}{\partial x} \right)_* \rightarrow \dot{\lambda}^*(t) = -Q(t)x^*(t) - A^T(t)\lambda^*(t) \quad (5.11)$$

Substituindo as funções de controle (5.10) e (5.11) na equação de estados, obtemos o sistema na forma canônica (estado e resposta), também chamado sistema Hamiltoniano (NAIDU, 2003):

$$\begin{bmatrix} \dot{x}^*(t) \\ \dot{\lambda}^*(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(t) & -E(t) \\ -Q(t) & -A^T(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x^*(t) \\ \lambda^*(t) \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

onde:

$$E(t) = B(t)R^{-1}(t)B^T(t) \quad (5.13)$$

a condição geral pode ser determinada por:

$$\left[ H^* + \frac{\partial S}{\partial t} \right]_{t_f} \delta t_f + \left[ \left( \frac{\partial S}{\partial x} \right)_* - \lambda^*(t) \right]_{t_f}^T \delta x_f = 0 \quad (5.14)$$

onde:

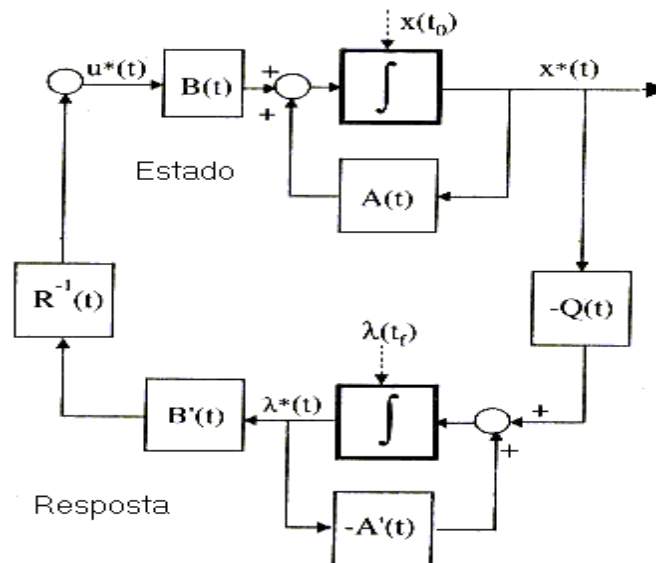


$S$  é igual a matriz de custo  $Q$  no funcional (5.2) para  $t = t_f$ , sendo conhecido  $t_f$  e  $\delta t_f = 0$  em (5.14), com  $x(t_f)$  desconhecido, tendo  $\delta x_f$  como um valor arbitrário em (5.14). Conseqüentemente, o coeficiente  $\delta x_f$  em (5.14) se torna zero já que (NAIDU, 2003):

$$\lambda^*(t_f) = \left( \frac{\partial S}{\partial x(t_f)} \right)_* = \frac{\partial \left[ \frac{1}{2} x^T(t_f) F(t_f) x(t_f) \right]}{\partial x(t_f)} = F(t_f) x^*(t_f) \quad (5.15)$$

Esta condição final na resposta  $\lambda^*(t_f)$  junto com a condição inicial  $x_0$  do sistema de estado e o sistema de equações (5.3), geram dois pontos, conhecido como problema de valor de limite:

**Figura 32 - Sistema de estado e resposta.**



Fonte: Naidu (2003).

### 5.1.5. Controle Ótimo com Realimentação

O espaço de estado representado na figura 32 sugere obter a função de controle ótimo  $u^*(t)$  como uma função (realimentação negativa) de estado ótimo  $x^*(t)$ . Formulando o controle ótimo em malha fechada que é obter  $u^*(t)$  como uma

função de  $\lambda^*(t)$  conforme (5.6) e como uma função de  $x^*(t)$ , considerando a condição final  $\lambda^*(t)$  determinada por (5.11). Isto permite relacionar a resposta em termos de estado para  $t = t_f$ , podendo com isso relacionar a resposta ao estado em todo o intervalo de tempo  $[t_0, t_f]$ . Chegando à seguinte equação (REID, 1972; MEYER, 1973):

$$\lambda^*(t) = P(t)x^*(t) \quad (5.16)$$

onde:

a matriz  $P(t)$  ainda será determinada, o que pode ser observado em (5.16), assim o controle ótimo (5.6) pode ser escrito como:

$$u^*(t) = -R^{-1}(t)B^T(t)P(t)x^*(t) \quad (5.17)$$

diferenciando (5.17) temos:

$$\dot{\lambda}^*(t) = \dot{P}(t)x^*(t) + P(t)\dot{x}^*(t) \quad (5.18)$$

usando as equações (5.12), (5.6), (5.7) e (5.8) temos:

$$\dot{x}^*(t) = A(t)x^*(t) - B(t)R^{-1}(t)B^T(t)P(t)x^*(t) \quad (5.19)$$

$$\dot{\lambda}^*(t) = -Q(t)x^*(t) - A^T(t)P(t)x^*(t) \quad (5.20)$$

substituindo (5.20) e (5.18) em (5.19), temos:

$$\begin{aligned} -Q(t)x^*(t) - A^T(t)P(t)x^*(t) = \dot{P}(t)x^*(t) + P(t)\left[A(t)x^*(t) - B(t)R^{-1}(t)B^T(t)P(t)x^*(t)\right] \rightarrow \\ \left[\dot{P}(t) + P(t)A(t) + A^T(t)P(t) + Q(t) - P(t)B(t)R^{-1}(t)B^T(t)P(t)\right]x^*(t) = 0 \end{aligned} \quad (5.21)$$

Assim eliminamos a função  $\lambda^*(t)$  do controle (5.6) e das equações (5.7) e (5.8) utilizando a equação (5.12).

## 5.2. A EQUAÇÃO DE RICCATI

A equação (5.17) deve ser satisfeita para qualquer  $t \in [t_0, t_f]$  e para qualquer condição inicial  $x^*(t_0)$ . Onde  $P(t)$  não depende das condições iniciais, sendo ótima para qualquer  $x^*(t)$ . Sendo que  $P(t)$  deve satisfazer a seguinte equação diferencial:

$$\dot{P}(t) + P(t)A(t) + A^T(t)P(t) + Q(t) - P(t)B(t)R^{-1}(t)B^T(t)P(t) = 0 \quad (5.22)$$

Esta matriz diferencial é uma equação do tipo Riccati. A transformação (5.16) é também chamada de transformação de Riccati, sendo  $P$  chamado matriz de Riccati ou coeficiente de Riccati, e (5.17) é a função de controle ótimo. A matriz (5.22) também pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{P}(t) = -P(t)A(t) - A^T(t)P(t) - Q(t) + P(t)E(t)P(t) \quad (5.23)$$

onde:

$$E(t) = B(t)R^{-1}(t)B^T(t) \quad (5.24)$$

Comparando as condições de limite de (5.11) e a transformação de Riccati (5.12), temos a seguinte condição final para a matriz  $P(t)$ .

$$\lambda^*(t_f) = P(t_f)x^*(t_f) = F(t_f)x^*(t_f) \rightarrow P(t_f) = F(t_f) \quad (5.23)$$

Assim a matriz (5.23) ou a matriz (5.24) pode ser resolvida de forma retroativa, utilizando (5.23), obtendo a solução da matriz  $P$  para qualquer  $t \in [t_0, t_f]$ , sendo  $P$  uma matriz simétrica.

A função de controle ótimo  $u^*(t)$  é um mínimo.

Para provar o teorema, consideremos a segunda derivada parcial do Hamiltoniano (5.4) e a segunda derivada do funcional (5.5). Para analisar a natureza do controle ótimo utilizamos a seguinte matriz (NAIDU, 2003):

$$\Pi = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 H}{\partial x \partial u} \\ \frac{\partial^2 H}{\partial x \partial u} & \frac{\partial^2 H}{\partial u^2} \end{bmatrix}_* \quad (5.24)$$

sendo que (5.24) deve ser definida positiva (definida negativa) para um mínimo (máximo). Em geral isto se reduz à seguinte condição:

$$\left( \frac{\partial^2 H}{\partial u^2} \right)_* \quad (5.25)$$

tem que ser definida positiva para um mínimo ou definida negativa para um máximo.

Usando (5.4) e calculando as derivadas parciais, temos:

$$\begin{aligned} \left( \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} \right)_* &= Q, & \left( \frac{\partial^2 H}{\partial x \partial u} \right)_* &= 0 \\ \left( \frac{\partial^2 H}{\partial u \partial x} \right)_* &= 0, & \left( \frac{\partial^2 H}{\partial u^2} \right)_* &= R \end{aligned} \quad (5.26)$$

substituindo (5.26) em (5.24), temos que:

$$\Pi = \begin{bmatrix} Q & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

Sendo  $R$  definida positiva,  $Q$  semidefinida positiva e a matriz (5.27) semidefinida positiva. Calculando a segunda derivada parcial de  $H$  em relação a  $u^*$ , obtemos a matriz  $R$ , sendo  $R$  definida positiva, o que garante que o controle  $u^*$  é um mínimo, provando o teorema proposto.

### 5.3. ÍNDICE DE DESEMPENHO ÓTIMO

O índice de desempenho ótimo é dado pela seguinte equação:

$$J^*(x^*(t), t) = \frac{1}{2} x^{*T}(t) P(t) x^*(t) \quad (5.28)$$

sendo:

$$\int_{t_0}^{t_f} \frac{d}{dt} (x^{*T}(t) P(t) x^*(t)) dt = -\frac{1}{2} x^{*T}(t_0) P(t_0) x^*(t_0) + \frac{1}{2} x^{*T}(t_f) P(t_f) x^*(t_f) \quad (5.29)$$

substituindo  $\frac{1}{2} x^{*T}(t_f) P(t_f) x^*(t_f)$  de (5.29) em (5.2) e considerando (5.20), temos:

$$\begin{aligned} J^*(x^*(t_0), t_0) &= \frac{1}{2} x^{*T}(t_0) P(t_0) x^*(t_0) \\ &+ \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \left[ x^{*T}(t) Q(t) x^*(t) + u^{*T}(t) R(t) u^*(t) + \frac{d}{dt} (x^{*T}(t) P(t) x^*(t)) \right] dt \\ &= x^{*T}(t_0) P(t_0) x^*(t_0) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \left[ x^{*T}(t) Q(t) x^*(t) + u^{*T}(t) R(t) u^*(t) \right. \\ &\left. + \dot{x}^{*T}(t) P(t) x^*(t) + x^{*T}(t) \dot{P}(t) x^*(t) + x^{*T}(t) P(t) \dot{x}^*(t) \right] dt \end{aligned} \quad (5.30)$$

utilizando a equação (5.19) para  $\dot{x}^*(t)$ , temos:

$$\begin{aligned} J^*(x^*(t_0), t_0) &= \frac{1}{2} x^{*T}(t_0) P(t_0) x^*(t_0) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} x^{*T}(t) \left[ Q(t) + A^T(t) P(t) + P(t) A(t) \right. \\ &\left. - P(t) B(t) R^{-1}(t) B^T(t) P(t) + \dot{P}(t) \right] x^*(t) dt \end{aligned} \quad (5.31)$$

utilizando (5.19), anulamos a integral, restando:

$$J^*(x(t_0), t_0) = \frac{1}{2} x^{*T}(t_0) P(t_0) x^*(t_0) \quad (5.32)$$

a relação também é válida para  $x^*(t)$ , onde:

$$J^*(x(t), t) = \frac{1}{2} x^{*T}(t) P(t) x^*(t) \quad (5.33)$$

em termos de  $t_f$ , temos:

$$J^*(x(t_0), t_0) = \frac{1}{2} x^{*T}(t_0) P(t_0) x^*(t_0) \quad (5.34)$$

Considerando que sempre é conhecido o valor de  $x(t_0)$ , e que  $P(t)$  pode ser resolvida para qualquer  $t$ , é conveniente utilizar a função (5.34).

Algoritmo para resolução do problema do controle ótimo para intervalo de tempo finito com parâmetros variáveis no tempo.

Dado o sistema linear:

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (5.35)$$

como o seguinte funcional de desempenho (OGATA, 2002):

$$J = \frac{1}{2} x^T(t_f) F(t_f) x(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \left[ x^T(t) Q(t) x(t) + u^T(t) R(t) u(t) \right] dt \quad (5.36)$$

sujeito às seguintes condições:

$$\begin{aligned} x(t_0) &= x_0; \\ t_f, &\text{ é dado;} \\ x(t_f), &\text{ não tem restrição.} \end{aligned}$$

#### 5.4. RESOLUÇÃO DO SISTEMA COM O ALGORÍTIMO DE RESOLUÇÃO

A seguir teremos a resolução do sistema.

##### 5.4.1. Resolvendo a Equação de Riccati

Temos a função de Riccati a seguir:

$$\dot{P}(t) = -P(t)A(t) - A^T(t)P(t) - Q(t) + P(t)B(t)R^{-1}(t)B^T(t)P(t) \quad (5.37)$$

com a seguinte condição:

$$P(t = t_f) = F(t_f) \quad (5.38)$$

#### 5.4.2. Resolvendo o Vetor de Estado Ótimo

Para o vetor de estado ótimo do sistema temos:

$$\dot{x}^*(t) = \left[ A(t) - B(t)R^{-1}(t)B^T(t)P(t) \right] x^*(t) \quad (5.39)$$

com a seguinte condição:

$$x(t_0) = x_0 \quad (5.40)$$

#### 5.4.3. A Lei de Controle

A lei de Controle Ótimo  $u^*(t)$  será:

$$u^*(t) = -K(t)x^*(t) \quad (5.41)$$

onde:

$$K(t) = R^{-1}(t)B^T(t)P(t) \quad (5.42)$$

#### 5.4.4. Índice de Desempenho

Para obter o índice de desempenho  $J^*$  teremos:

$$J^* = \frac{1}{2} x^{*T}(t)P(t)x^*(t) \quad (5.43)$$

### 5.5. PROBLEMA DE CONTROLE LINEAR QUADRÁTICO PARA INTERVALO DE TEMPO INFINITO, COM PARÂMETROS VAARIÁVEIS NO TEMPO

Considerando que  $t_f \rightarrow \infty$ , então temos um sistema de controle linear quadrático para tempo infinito (ATHANS e FALB, 1966; ANDERSON e MOORE, 1990).

Considerando o sistema linear variável no tempo dado por:

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (5.44)$$

e o índice de desempenho quadrático:

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{\infty} [x^T(t)Q(t)x(t) + u^T(t)R(t)u(t)] dt \quad (5.45)$$

onde:

$Q(t)$  = matriz  $n \times n$  simétrica semidefinida positiva;

$R(t)$  = matriz  $r \times r$  simétrica definida positiva.

Este problema só pode ser resolvido quando se sabe que é controlável e estável, do contrário o resultado do funcional  $J$  não terá nenhum sentido. Desta forma, é necessário impor a condição de que o sistema (5.35) seja completamente controlável. E utilizando a mesma metodologia aplicada para a determinação da função de controle ótimo para o tempo finito, obtemos a função de controle ótimo para o caso de tempo infinito:

$$u^*(t) = -R^{-1}(t)B^T(t)\hat{P}(t)x^*(t) \quad (5.46)$$

onde:

$$\hat{P}(t) = \lim_{t_f \rightarrow \infty} \{P(t)\} \quad (5.47)$$

onde  $\hat{P}(t)$  é uma matriz  $n \times n$  simétrica, definida positiva, e é a solução da equação de Riccati:

$$\dot{\hat{P}}(t) = -\hat{P}(t)A(t) - A^T(t)\hat{P}(t) - Q(t) + \hat{P}(t)B(t)R^{-1}(t)B^T(t)\hat{P}(t) \quad (5.48)$$

satisfazendo a condição final:

$$\lim_{t_f \rightarrow \infty} \{\hat{P}(t)\} = 0 \quad (5.49)$$

o índice de desempenho  $J^*$  para este caso é:

$$J^* = \frac{1}{2} x^{*T}(t)\hat{P}(t)x^*(t) \quad (5.50)$$



### 5.5.1. Algoritmo de Resolução

Algoritmo para resolução do problema do controle ótimo para o caso de  $t_f \rightarrow \infty$ , com parâmetros variáveis no tempo.

Dado o sistema linear:

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (5.51)$$

com o seguinte funcional de desempenho (OGATA, 2002):

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{\infty} \left[ x^T(t)Q(t)x(t) + u^T(t)R(t)u(t) \right] dt \quad (5.52)$$

sujeito às seguintes condições:

$$x(t_0) = x_0; \quad (5.53)$$

onde:

$x(\infty)$ , não tem restrição.

#### 5.5.1.1. Resolvendo a Equação de Riccati

Dada a equação de Riccati:

$$\dot{\hat{P}}(t) = -\hat{P}(t)A(t) - A^T(t)\hat{P}(t) - Q(t) + \hat{P}(t)B(t)R^{-1}(t)B^T(t)\hat{P}(t) \quad (5.54)$$

com a seguinte condição:

$$\hat{P}(t = t_f) = 0 \quad (5.55)$$

#### 5.5.1.2. O vetor de Estado Ótimo

O vetor de estado ótimo é resolvido por:

$$\dot{x}^*(t) = \left[ A(t) - B(t)R^{-1}(t)B^T(t)\hat{P}(t) \right] x^*(t) \quad (5.56)$$

com a seguinte condição:  $x(t_0) = x_0$ .

#### 5.5.1.3. A lei de Controle

A lei de Controle Ótimo  $u^*(t)$  será:

$$u^*(t) = -K(t)x^*(t) \quad (5.57)$$

onde:

$$K(t) = R^{-1}(t)B^T(t)\hat{P}(t) \quad (5.58)$$

#### 5.5.1.4. O índice de Desempenho

O índice de desempenho  $J^*$  será obtido por:

$$J^* = \frac{1}{2} x^{*T}(t)\hat{P}(t)x^*(t) \quad (5.59)$$

### 5. 6. PROBLEMA DE CONTROLE LINEAR QUADRÁTICO PARA INTERVALO DE TEMPO INFINITO, COM PARÂMETROS INVARIÁVEIS NO TEMPO

Considerando o seguinte sistema linear:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (5.60)$$

e o índice de desempenho quadrático (OGATA, 2002):

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{\infty} [x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t)] dt \quad (5.61)$$

onde:

$x(t)$  - vetor de estado de ordem  $n$  dimensional;

$u(t)$  - vetor de controle de ordem  $n$  dimensional;

$A$  - matriz de estado  $nxn$ ;

$B$  - matriz de controle de ordem  $nxr$ ;

$Q$  - matriz simétrica semidefinida positiva de ordem  $nxn$ ;

$R$  - matriz simétrica definida positiva de ordem  $rxr$ .

#### 5.6.1. Observações do Sistema

Algumas observações importantes devem ser feitas em relação a este sistema considerado nas seguintes situações:

- quando se tem certeza da permanência do estado regulador próximo de zero, após começar o estado transitório;

- necessidade de analisar casos em que o tempo seja muito grande.

#### 5.6.1.1. Considerando Tempo Infinito na Função de Desempenho

Para  $t_f \rightarrow \infty$ , incluir a função de desempenho final não faz sentido.

Conseqüentemente, o termo que envolve  $F(t_f)$  não existe no funcional de desempenho (5.2).

#### 5.6.1.2. Considerando Tempo Infinito para o Controle

Já para  $t_f \rightarrow \infty$ , o sistema (5.39) tem que ser completamente controlável. A controlabilidade do sistema (5.39), pode ser analisada através da matriz de controlabilidade:

$$C = [B \quad AB \quad \dots A^{n-1} \quad B] \quad (5.62)$$

onde, (5.62) tem que ser uma matriz não singular ou possuir  $n$  linhas ou  $n$  colunas linearmente independentes, o que garante a controlabilidade e garante que a função de desempenho tenha custo finito. Por outro lado, se o sistema é controlável, mas com algum ou todos os estados não controláveis e instáveis, o funcional de desempenho tende para o infinito. Em tais situações, não podemos distinguir controle ótimo dos outros controles. Alternativamente, podemos assumir que o sistema (5.60) é completamente controlável. Sendo  $P(t)$  a solução de (5.39), para  $P(t_f)=0$  (Kalman, 1960).

A controlabilidade do sistema e a condição de que  $F(t_f) = 0$ , implica em:

$$\lim_{t_f \rightarrow \infty} \{P(t_f)\} = \bar{P} \quad (5.63)$$

onde,  $\bar{P}$  é uma matriz constante, definida positiva, simétrica e de ordem  $n \times n$ . Sendo  $\bar{P}$  constante,  $\bar{P}$  é solução equação não linear de Riccati:

$$\frac{d\bar{P}}{dt} = 0 = -\bar{P}A - A^T\bar{P} + \bar{P}BR^{-1}B^T\bar{P} - Q \quad (5.64)$$

de onde obtemos a equação algébrica de Riccati para o sistema linear invariante no tempo:

$$\bar{P}A + A^T\bar{P} + Q - \bar{P}BR^{-1}B^T\bar{P} = 0 \quad (5.65)$$

Considerando (5.65) com condição final  $P(t_f) = 0$ , e fazendo a seguinte transformação:

$$T = t_f - t \quad (5.66)$$

assim podemos considerar o tempo final  $t_f$  como tempo inicial  $t_0$ ,  $P(t_f)$  como condição inicial e  $\bar{P}$  como solução do estado fixo de (5.47). Como  $t_f \rightarrow \infty$ ,  $P(t)$  se torna um estado fixo e a matriz  $\bar{P}$  uma constante (ATHANS e FALB, 1966).

A lei de Controle Ótimo para este sistema é:

$$u^*(t) = -R^{-1}B^T\bar{P}x^*(t) = -\bar{k}x^*(t) \quad (5.67)$$

onde:  $\bar{K} = R^{-1}B^T\bar{P}$ , é chamada de matriz de ganho de Kalman. Reescrevendo (5.67):

$$u^*(t) = -\bar{K}_a^T x^*(t) \quad (5.68)$$

onde:  $\bar{K}_a = \bar{P}BR^{-1}$

O estado ótimo do sistema é obtido utilizando o controle (5.67) em (5.68):

$$\dot{x}^*(t) = \left[ A - BR^{-1}B^T\bar{P} \right] x^*(t) = Gx^*(t) \quad (5.69)$$

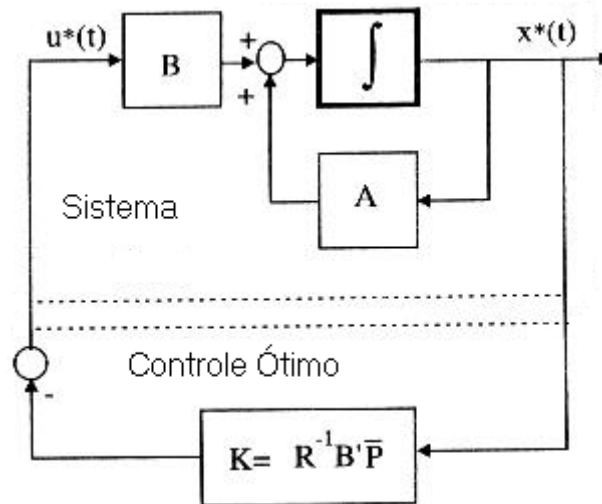
onde, a matriz  $G = A - BR^{-1}B^T\bar{P}$  tem que ter autovalores estáveis para que o sistema de controle ótimo (5.66) seja estável. Sendo o índice de desempenho  $J^*$  para este caso:

$$J^* = \frac{1}{2} x^{*T}(t) \bar{P} x^*(t) \quad (5.70)$$

onde:

$$x(0) = \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{bmatrix} \quad (5.71)$$

Figura 33 - Implementação do sistema de controle ótimo com realimentação.



Fonte: Naidu (2003).

### 5.6.2. Algoritmo de Controle

Algoritmo para resolução do problema do controle ótimo para intervalo de tempo infinito e com parâmetros invariáveis no tempo.

Dado o sistema linear:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (5.72)$$

sujeito às seguintes condições:

$$x(t_0) = x_0; \quad (5.73)$$

$$x(\infty) = 0 \quad (5.74)$$

#### 5.6.2.1. Equação de Riccati

Algoritmo de resolução da equação de Riccati é dada por:

$$-\bar{P}A - A^T \bar{P} - Q + \bar{P}B R^{-1} B^T \bar{P} = 0 \quad (5.75)$$

### 5.6.2.2. Vetor de Estado Ótimo

Resolver o vetor de estado ótimo:

$$\dot{x}^*(t) = [A - BR^{-1}B^T\bar{P}]x^*(t) \quad (5.76)$$

com a seguinte condição:

$$x(t_0) = x_0 \quad (5.77)$$

### 5.6.2.3. Controle Ótimo

A lei de controle ótimo  $u^*(t)$  é obtida por:

$$u^*(t) = -\bar{K}x^*(t) \quad (5.78)$$

onde:

$$\bar{K}(t) = R^{-1}B^T\bar{P} \quad (5.79)$$

### 5.6.2.4. Índice de Desempenho

O índice de desempenho  $J^*$  é obtido por:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t)] dt \quad (5.80)$$

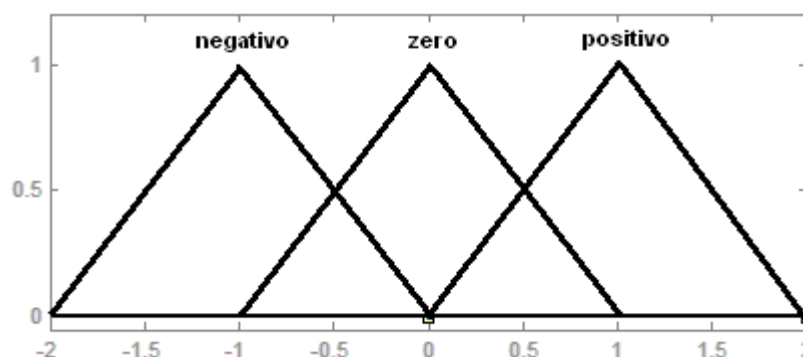
## 6. A TEORIA DAS LÓGICAS NEBULOSAS DO CONTROLE FUZZY

Em 1965 Lotfi Zadeh, professor da Universidade da Califórnia em Berkeley, desenvolvia a lógica de controle nebulosa dos conjuntos Fuzzy (SANDRI e CORREIA, 1999), onde determinava-se que a estrutura e as funções de transferência seriam os dois principais componentes do sistema.

A função de pertinência é determinada por análises gráficas ou tabulada em valores discretos de uma variável, dentro dos limites atribuídos ao estudo onde aplica-se o controle Fuzzy.

Segundo Shaw e Simões (1999), as quantidades de funções de pertinência dependem da experiência do processo. Normalmente atribuem-se de 2 a 7 funções, sendo que para valores maiores há a necessidade de uma maior demanda computacional.

Figura 34 - Superposição de funções de pertinência com 50%.



Fonte: Tusset (2008).

Shaw e Simões, 1999, também coloca que devemos levar em consideração o grau de superposição entre as funções de pertinência, que normalmente ficam entre 25% e 75% em uma frequência não maior que 50%.

### 6.1. O PROCESSO DE FUZZIFICAÇÃO

A fuzzificação é um processo de mapeamento no conjunto dos números reais para o domínio do fuzzy. Podemos usar também valores linguísticos, com descrições por funções de pertinência e dados qualitativos para as variáveis de entrada.

### 6.2. O PROCESSO DE DESFUZZIFICAÇÃO

Nesse processo utiliza-se para saída do sistema as variáveis linguísticas, gerando valores numéricos discretos. Logo, a desfuzzificação é a transformada inversa do domínio fuzzy em domínio discreto.

### 6.3. O PROCESSO DE DESFUZZIFICAÇÃO POR CENTRO-DE-ÁREA

O método de Centro-da-Área, conhecido também como Centro-de-Gravidade, calcula o ponto central, ou centroide, dos termos que representam a saída fuzzy,  $(\mu_{out})$  que é composto por todas as regras do sistema.

Matematicamente tem-se:

$$u_{coa} = \frac{\sum_{i=1}^N u_i \mu_{out}(u_i)}{\sum_{i=1}^N \mu_{out}(u_i)} \quad (6.1)$$

onde:

$\mu_{out}(u_i)$  - área da função pertinente alterado pelo fuzzy;

$u_i$  - posição central (centroide) da função pertinente individual.

### 6.4. MÉTODO DE DESFUZZIFICAÇÃO POR CENTRO-DE-MÁXIMO

Nesta metodologia, também chamado de Desfuzzificação pelas alturas, não se utilizam as áreas das funções pertinentes, mas os picos, com os valores não-



nulos posicionados em seus picos correspondentes, determinando o valor de saída pelo ponto de apoio que os pesos ficaram equilibrados.

Para a saída discreta, calcula-se a média ponderada dos máximos.

$$u_{com} = \frac{\sum_{i=1}^N u_i \cdot \sum_{k=1}^n \mu_{o,k}(u_i)}{\sum_{i=1}^N \sum_{k=1}^n \mu_{o,k}(u_i)} \quad (6.2)$$

onde:

$\mu_{o,k}(u_i)$  - indica os pontos de máximos nas funções pertinentes de saída.

Notamos na equação 6.2, todos os valores discretos  $u_i$  são somados nos  $N$  pontos para todas as  $n$  regras e para o valor de pertinência  $\mu_{o,k}(u_i)$  é considerada a  $k$ -ésima regra consequente para um valor de controle  $u_i$ .

## 6.5. MÉTODO DE DESFUZZIFICAÇÃO PELA MÉDIA-DO-MÁXIMO

O método de Média-do-Máximo (m-o-m), considera a saída de maior valor de pertinência  $\mu_{out}(u_i)$ , somente para casos em que não haja mais de um máximo nas funções pertinentes.

Matematicamente temos:

$$u_{mom} = \sum_{m=1}^M \frac{u_m}{M} \quad (6.3)$$

onde:

$u_m$  -  $m$ -ésimo elemento do universo de discurso fuzzy em forma de função

$\mu_{out}(u_i)$  que possua um máximo;

$M$  - número total de elementos.

## 6.6. REGRAS PARA CONTROLADORES FUZZY

As chamadas regras de inferência baseiam-se em condições ou premissas que vão gerar determinadas consequências. São dois tipos de regras: *Modus Ponens* (Modo Afirmativo) e o *Modus Tollens* (Modo Negativo).

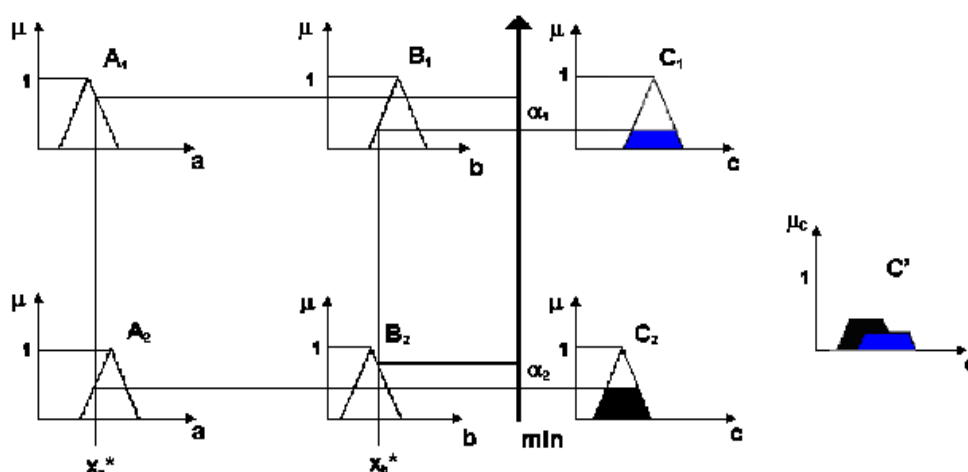
Cada regra é representada por uma condição afirmativa “se... então...”, que irá gerar uma consequência de proposições combinadas por conexões lógicas “e” ou “ou”. Logo teremos o algoritmo.

$$\text{se } x_1 = A_1 \text{ e (ou) } x_2 = A_2 \text{ então } y = B \quad (6.4)$$

## 6.7. CONTROLADORES FUZZY

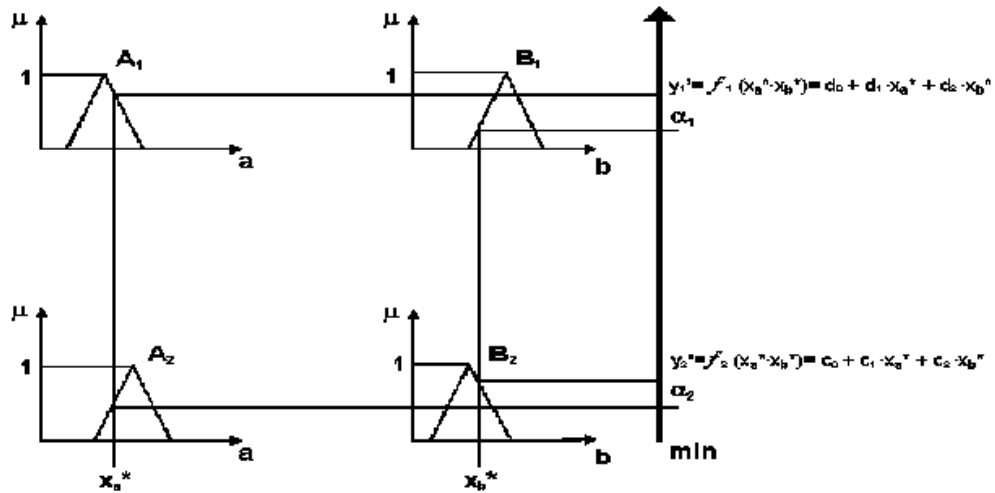
Driakov *et al.* (1993), classifica dois modelos de controladores de acordo com as literaturas: o modelo de Mamdani, considerado um modelo clássico e o modelo de Takagi-Sugeno que é um modelo de interpolação (ambos os modelos podem ser utilizados pelo software Matlab®. Nas Figuras 35 e 36 tem-se as formas de representação destes controladores.

Figura 35 - Modelo clássico de Mandani.



Fonte: Tusset (2008).

Figura 36 - Modelo de interpolação de Takagi-Sugeno.



Fonte: Tusset (2008).

Matematicamente, a regra Mandani é representada da seguinte forma (MANDANI e ASSILIAN, 1975):

$$r_k: \text{ se } x_1 \text{ é } A_1^k \text{ e...e } x_{N_x} \text{ é } A_{N_x}^k \text{ então } y_1 \text{ é } B_1^k \text{ e...e } y_{N_x} \text{ é } B_{N_x}^k \quad (6.5)$$

A regra Mandani utiliza como operador o min para as proposições das regras e o operador *max* para agregação. Segundo Teixeira (2001), é uma regra mais intuitiva, representando melhor o raciocínio humano.

A regra Sugero de Takagi e Sugero (1983), apud Teixeira, (2001), é a seguinte:

$$r_1: \text{ se } x_1 \text{ é } A_{1,k} \text{ e...e } x_{n,k} \text{ é } A_{N_x,k} \text{ então } u_1 = f_{1,k}(x_1, \dots, x_{n_x}), \dots, f_{N_x,k}(x_1, \dots, x_{n_x})$$

$$\vdots$$

$$r_k: \text{ se } x_1 \text{ é } A_{1,k} \text{ e...e } x_{n,k} \text{ é } A_{N_x,k} \text{ então } u_k = f_{1,k}(x_1, \dots, x_{n_x}), \dots, f_{N_x,k}(x_1, \dots, x_{n_x})$$

onde  $f_{N_x,k}(x_1, \dots, x_{n_x})$  a função modeladora que combina as linearidades das entradas, logo:

$$u_s = b_{0,k} + \sum_{i=1}^{N_x} b_{i,k} x_i \quad (6.6)$$

onde  $b_{i,k}$  e  $b_{0,k}$ , são parâmetros constantes.

Teixeira (2001), define a regra Sugero como uma regra mais eficiente, pois não depende de implementações numéricas para cálculos das áreas.

As entradas  $x_1, x_2, \dots, x_{Nx}$  de um sistema a ser controlado, são proposições inferidas de regras antecedentes. Assim, obtém-se o grau pertinente de cada proposição de cada regra. Escolhe-se, para cada regra, um valor mínimo para as funções pertinentes inferidas, desde a primeira pertinente resultante  $\mu_{u1}(x_1, \dots, x_{Nx})$  até a última pertinente resultante  $\mu_{uk}(x_1, \dots, x_{Nx})$ . Se não for necessário agregar o conjunto resultante das implicações de cada regra, pode obter-se o resultado por:

$$u_s = \frac{\sum_{i=1}^k u_{u_i} u_i}{\sum_{i=1}^k u_{u_i}} \quad (6.7)$$

## 6.8. TABELA OU MAPA DE REGRAS FUZZY

Assim como as regras de inferências Fuzzy, o Mapa de Regras Fuzzy baseia-se no conhecimento e inteligências associadas ao campo de estudo no controle, com o preenchimento das entradas da matriz de regras, durante a identificação do sistema fuzzy (SHAW e SIMÕES, 1999).

Na tabela 2, estão definidas as regras de inferência relativas a duas entradas, a Velocidade e a Velocidade Relativa e uma saída que é a Força.

**Tabela 2 - Mapa de regras para o controle fuzzy**  
**Velocidade**

	<b>Força [N]</b>	<b>ng</b>	<b>nm</b>	<b>ze</b>	<b>pm</b>	<b>pg</b>
<b>Velocidade Relativa</b>	<b>ng</b>	ng	ng	nm	nm	nm
	<b>nm</b>	ng	nm	nm	nm	nm
	<b>ze</b>	nm	nm	pm	pm	pm
	<b>pm</b>	pm	pm	pm	pm	pg
	<b>pg</b>	pm	pm	pm	pg	pg

Fonte: Tuset (2008).

onde: **ng** (negativo grande), **nm** (negativo médio), **ze** (zero), **pm** (positivo médio) e **pg** (positivo grande) representam as variáveis linguísticas do sistema fuzzy.

## 7. CONTROLE LQR E FUZZY APLICADO NO CONTROLE DA VIBRAÇÃO LATERAL DO ELEVADOR

Nesta seção serão apresentados os resultados das simulações numéricas, considerando as duas estratégias de controle propostas, o controle LQR e o controle Fuzzy, considerando em ambas as estratégias de controle a aplicação do amortecedor MR. Para realizar as simulações numéricas serão considerados os parâmetros utilizados por Santo *et al.* (2014, 2016) e Rivas e Perondi (2010). Para determinação da corrente elétrica a ser aplicada na bobina do amortecedor MR será considerado o modelo proposto por Tusset *et al.* (2012) representado pela equação (4.15) para a estratégia de controle LQR, e o modelo Fuzzy para amortecedor MR proposto por Tusset (2008) para o controle proposto Fuzzy.

O quadro 4 apresenta os parâmetros utilizados nas simulações numéricas.

**Quadro 4 - Parâmetros Utilizados para as Simulação Numérica (Rivas e Perondi, 2010; Santo *et al.*, 2014).**

Parâmetros	Unidade	Descrição	Valor
$M$	Kg	Massa da Cabine	1120
$m$	Kg	Massa do Sistema de Suspensão	17,5
$b$	N.s/m	Coefficiente de Amortecimento da Suspensão	668,21
$c$	N.s/m	Coefficiente de Amortecimento da Cabine	2 058,2
$k_1$	N/m	Coefficiente de Rigidez dos Rolos Guias	250 000
$k_2$	N/m	Coefficiente de Rigidez de Suspensão	19 027
$k_3$	N/m	Coefficiente de Rigidez da Mola Equivalente ao Movimento de Inclinação da Cabina	19 027
$a$	m	Amplitude de Excitação Externa	0,01

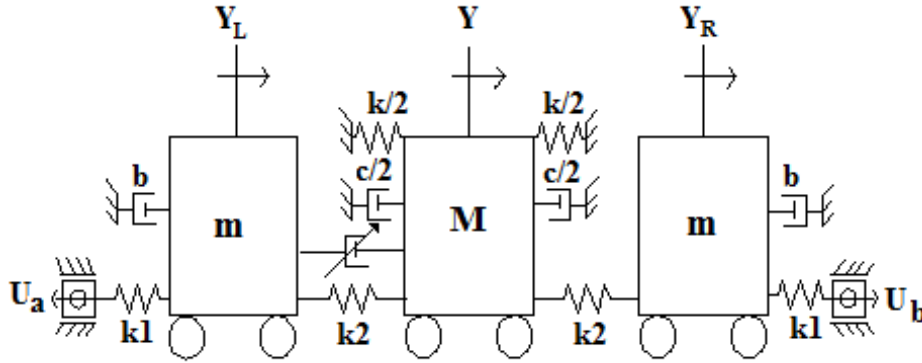
Fonte: Rivas e Perodi, (2010); Santo *et al.*, (2014).

Os parâmetros apresentados no quadro 4 representam a massa do elevador ( $M$ ), a massa do rolete ( $m$ ), os coeficientes de rigidez ( $k$ ) e dissipação dos componentes do rolete e da cabine ( $b$  e  $c$ ), e amplitude de excitação externa do elevador ( $a$ ).

### 7.1. PROPOSTA DE CONTROLE CONSIDERANDO O CONTROLE LQR

Na figura 37 pode-se observar a introdução de um amortecedor MR em paralelo com as guias do rolete, e uma excitação externa, representado a vibração gerada pelas imperfeições do trilho guia, e dada por  $U_a = U_b = 0.01\sin(31.4159t)$ .

**Figura 37 - Modelo equivalente para o movimento horizontal do elevador com amortecedor MR.**



Fonte: Adaptado de Santo *et al.*, (2016).

Considerando a figura 37 pode-se considerar equações (2.6) com a introdução de um controle semiativo, e representado na seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= x_2 \\
 \dot{x}_2 &= -\alpha_2 x_1 - \alpha_1 x_2 + \alpha_3 x_3 + \alpha_4 U_a + \delta_1 u \\
 \dot{x}_3 &= x_4 \\
 \dot{x}_4 &= \beta_3 x_1 - \beta_2 x_3 - \beta_5 x_3^3 - \beta_1 x_4 + \beta_4 x_5 - \delta_2 u \\
 \dot{x}_5 &= x_6 \\
 \dot{x}_6 &= \alpha_3 x_3 - \alpha_2 x_5 - \alpha_1 x_6 + \alpha_4 U_b
 \end{aligned} \tag{7.1}$$

onde  $u$  representa a força do amortecedor MR, e  $\delta_1 = \frac{1}{m}$  e  $\delta_2 = \frac{1}{M}$ .

De acordo com Tuset *et al.* (2012) a corrente elétrica a ser aplicada no amortecedor MR pode ser determinada resolvendo-se numericamente a seguinte função:

$$C = \begin{cases} f(i)|v|^{-s(i)} \tanh(0.43v) - F, & \text{if } v \neq 0 \\ 0, & \text{if } v \approx 0 \end{cases} \tag{7.2}$$

onde:  $C$  é a corrente elétrica aplicada na bobina do amortecedor,  $u$  é a força estimada pelo controle proposto,  $f(i)$  e  $g(i)$  podem ser escritas da seguinte forma (TUSSET *et al.*, 2012):

$$f(i) = \frac{2.6}{(3.7058e^{-3.2934i}) + 1} \quad (7.3)$$

$$g(i) = \frac{0.9}{(1.1548e^{-6.8239i}) + 1} \quad (7.4)$$

Considerando a equação (7.1) na seguinte forma matricial:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{G} \quad (7.5)$$

onde:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\alpha_2 & -\alpha_1 & \alpha_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \beta_3 & 0 & -\beta_2 & -\beta_1 & \beta_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \alpha_3 & 0 & -\alpha_2 & -\alpha_1 \end{bmatrix}, \mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \delta_1 \\ 0 \\ -\delta_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ e } \mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 \\ \alpha_4 U_a \\ 0 \\ -\beta_5 x_3^2 \\ 0 \\ \alpha_4 U_b \end{bmatrix}.$$

O controle da força de amortecimento pode ser obtido através do controle LQR:

$$\mathbf{u} = -\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}\mathbf{x} \quad (7.6)$$

onde:  $\mathbf{Q}$  e  $\mathbf{R}$  são matrizes definidas positivas, e a matriz  $\mathbf{P}$  é obtida pela equação de Riccati dada por:

$$\mathbf{PA} + \mathbf{A}^T\mathbf{P} - \mathbf{PBR}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} + \mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (7.7)$$

de modo que a realimentação da saída de força é capaz de minimizar o índice de desempenho  $J$ :

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{\infty} [\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}] dt \quad (7.8)$$

Portanto, a minimização funcional implica a minimização dos erros relacionados aos estados  $\mathbf{x}$ , e a força ( $\mathbf{u}$ ) aplicada pelo amortecedor MR. Definido matrizes  $\mathbf{Q}$  e  $\mathbf{R}$ , como:

$$\mathbf{Q} = 10^5 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1000000 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1000000 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ e } \mathbf{R} = 10^{-1} \quad (7.9)$$

Substituindo as matrizes  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{Q}$  e  $\mathbf{R}$  na equação (7.7), obtém-se a matriz de Ricatti  $\mathbf{P}$ , dado por:

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} 1.9048(10^7) & 784.5849 & 1.9345(10^6) & 8.6144(10^5) & 8.0549(10^4) & -1.5830(10^4) \\ 784.5849 & 1.3293(10^3) & 7.6146(10^4) & 8.2427(10^4) & 1.9614(10^4) & 50.5085 \\ 1.9345(10^6) & 7.6146(10^4) & 1.0018(10^{11}) & 1.1260(10^8) & 1.6852(10^6) & 640.4774 \\ 8.6144(10^5) & 8.2427(10^4) & 1.1260(10^8) & 1.1716(10^8) & 3.3662(10^6) & 6.7063(10^3) \\ 8.0549(10^4) & 1.9614(10^4) & 1.6852(10^6) & 3.3662(10^6) & 2.1187(10^7) & 2.5678(10^3) \\ -1.5830(10^4) & 50.5085 & 640.4774 & 6.7063(10^3) & 2.5678(10^3) & 1.3755(10^3) \end{bmatrix}$$

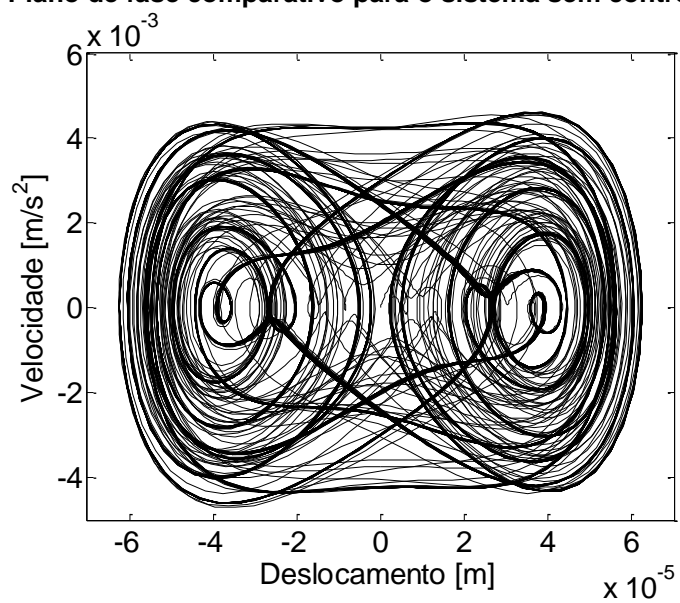
Substituindo as matrizes  $\mathbf{R}$ ,  $\mathbf{B}$  e  $\mathbf{P}$  na equação (7.6), obtemos o controle:

$$u = 7243.1294x_1 - 23.6365x_2 + 961849.1073x_3 + 998972.4480x_4 + 18847.0373x_5 + 31.0160x_6 \quad (7.10)$$

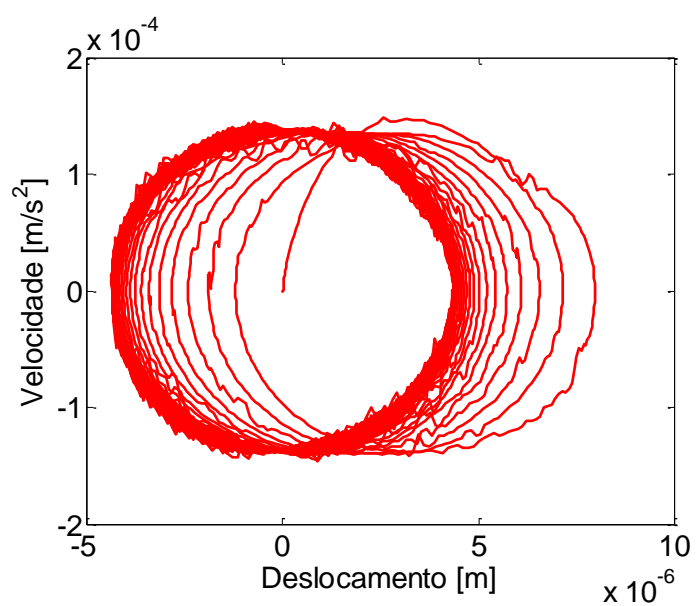
Pode-se observar, nas Figuras 38 e 39, o comportamento da cabine do elevador sujeita a uma excitação externa dado por ( $U_a = U_b = 0.01\sin(31.4159t)$ ), considerando a introdução do controle proposto (7.10).



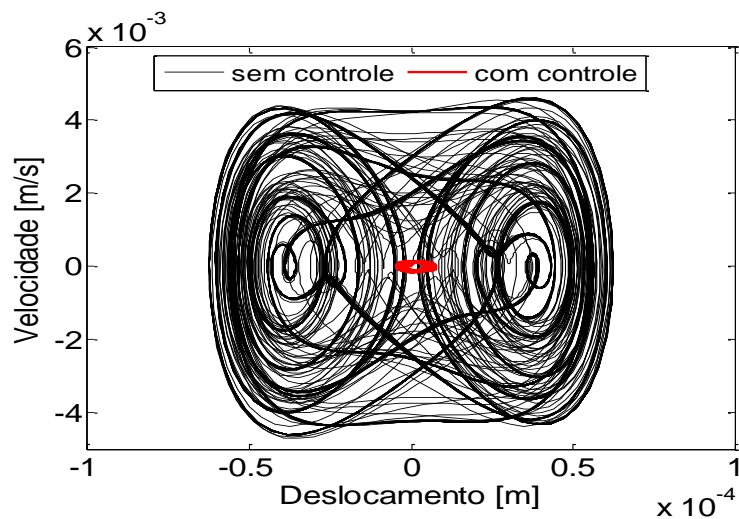
Figura 38 - (a) Plano de fase do sistema sem controle ( $u=0$ ). (b) Plano de fase do sistema com controle  $u$ . (c) Plano de fase comparativo para o sistema sem controle e com controle



(a)



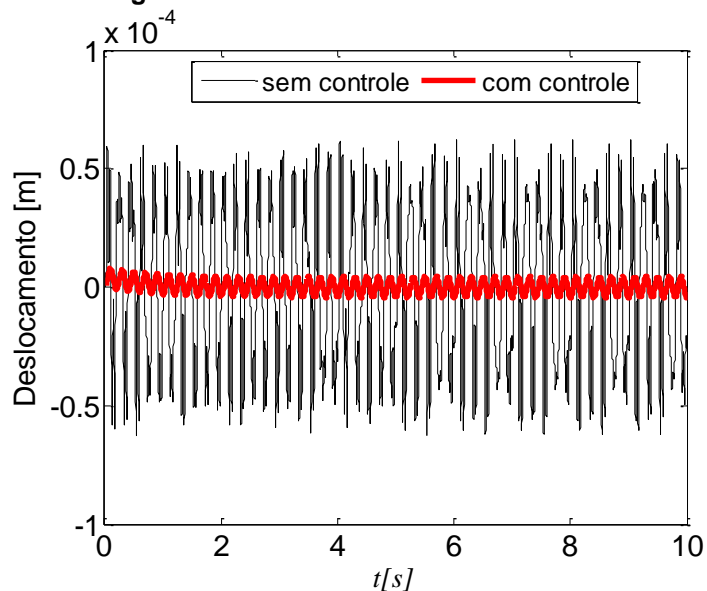
(b)



(c)

Como pode ser observado na Figura 39, com a introdução do controle (7.10) foi possível reduzir de forma significativa tanto o deslocamento lateral do elevador, como a sua velocidade de deslocamento. Na figura 39 pode-se observar a comparação entre os deslocamentos laterais, considerando o sistema sem o controle proposto e com o controle LQR proposto.

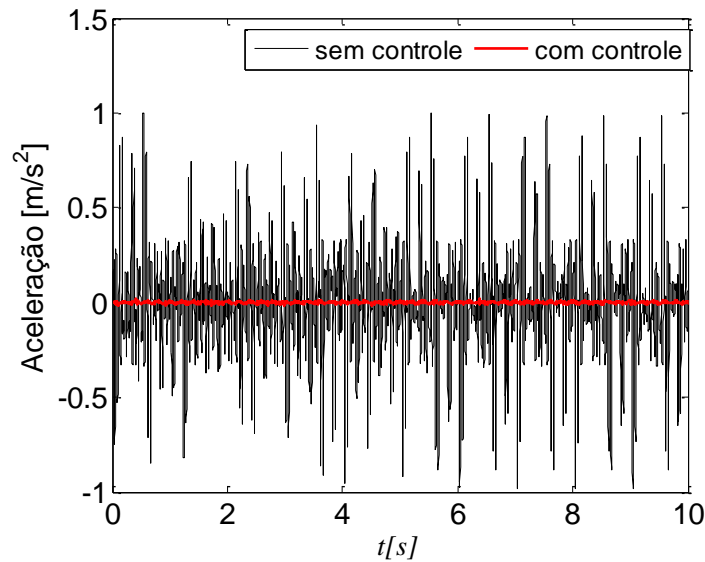
**Figura 39 - Deslocamento lateral da cabine.**



Analisando os resultados apresentados na figura 39 fica mais evidente a redução da amplitude do deslocamento lateral do elevador com a introdução do controle, sendo que foi possível reduzir em aproximadamente 93% a amplitude de vibração, redução que contribui para a conservação dos componentes mecânicos e elétricos do elevador.

Na figura 40 é apresentado o nível de aceleração a que os passageiros estão expostos, considerando o elevador sem o controle e com o controle.

Figura 40 - Nível de aceleração na cabine.

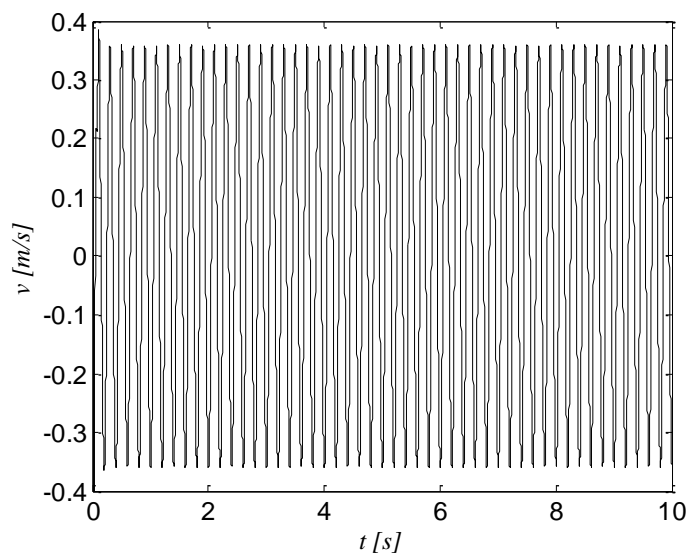


É possível observar que o controle proposto reduz a amplitude de aceleração da cabine. O *rms* da aceleração foi reduzido em cerca de 98.6367%, onde a aceleração descontrolada do sistema ( $\ddot{x}_{3_{rms}} = 0.2714$ ) foi reduzida para ( $\ddot{x}_{3_{rms}} = 0.0037$ ), quando o amortecedor MR foi introduzido no sistema.

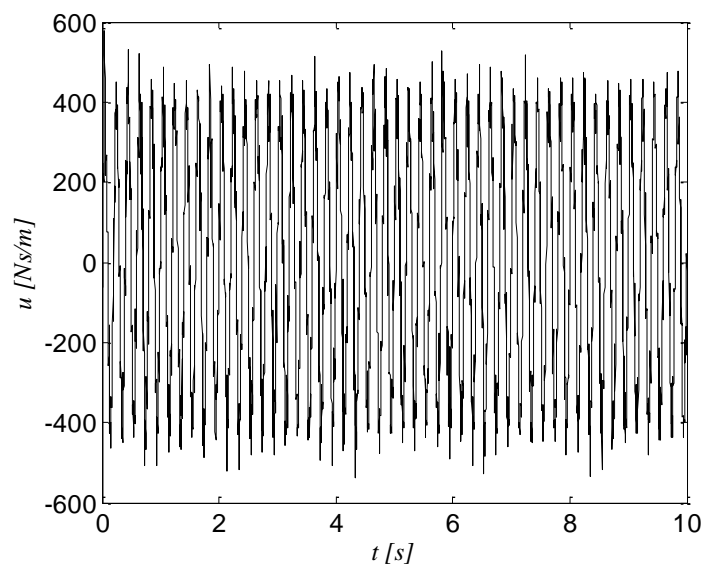
Ao mesmo tempo observa-se o decréscimo no *VDV*, isto é, o  $VDV = 0.0047 [m/s^{1.75}]$  para o sistema de controle proposto, e assim reduzindo o (*VDV*) do sistema não controlado em 98.661%.

A figura 41 apresenta a velocidade do pistão do amortecedor MR obtido através da ( $v = x_4 - x_2$ ) e da variação da força do amortecedor MR obtida pela equação (7.8), considerando a variação da corrente aplicada à bobina do amortecedor.

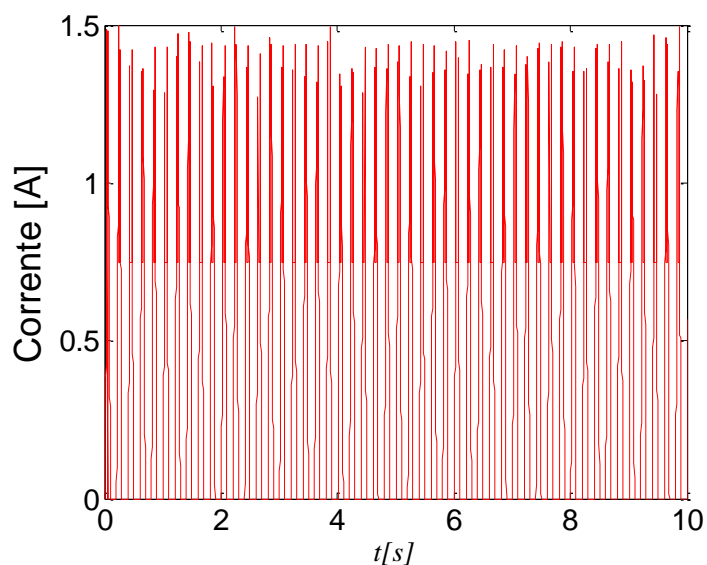
Figura 41 - (a) Velocidade do pistão do amortecedor MR. (b) Força de controle  $u$ . (c) A corrente aplicada no amortecedor.



(a)



(b)



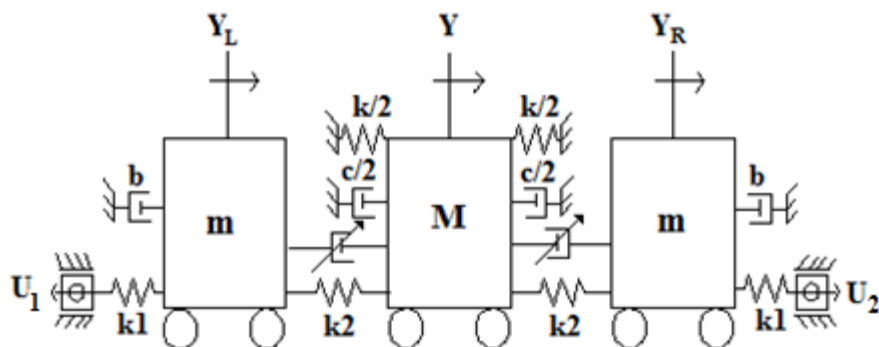
(c)

Conforme ilustrado na Figura 41b, os valores de controle da força são inferiores a  $420 \text{ [Ns/m]}$ , sendo um valor comum da força desenvolvida por amortecedores MR. Também podemos ver na figura 41c, a corrente elétrica necessária para controlar a força de amortecimento MR.

## 7.2. PROPOSTA DE CONTROLE CONSIDERANDO O CONTROLE FUZZY

Considere, agora, a introdução de dois amortecedores MR controlado em paralelo com as guias do rolo de mola como mostrado na figura 42, e que os distúrbios sejam gerados por uma fonte randômica  $U_a = U_b = 0.01(r(t))$

**Figura 42 - Modelo equivalente para o movimento horizontal do elevador com dois amortecedores MR.**



Fonte: Adaptado de Santo *et al.*, (2016).

Considerando a figura 42, pode-se considerar equações (2.6) com a introdução de dois controles semiativos, e representado na seguinte forma:

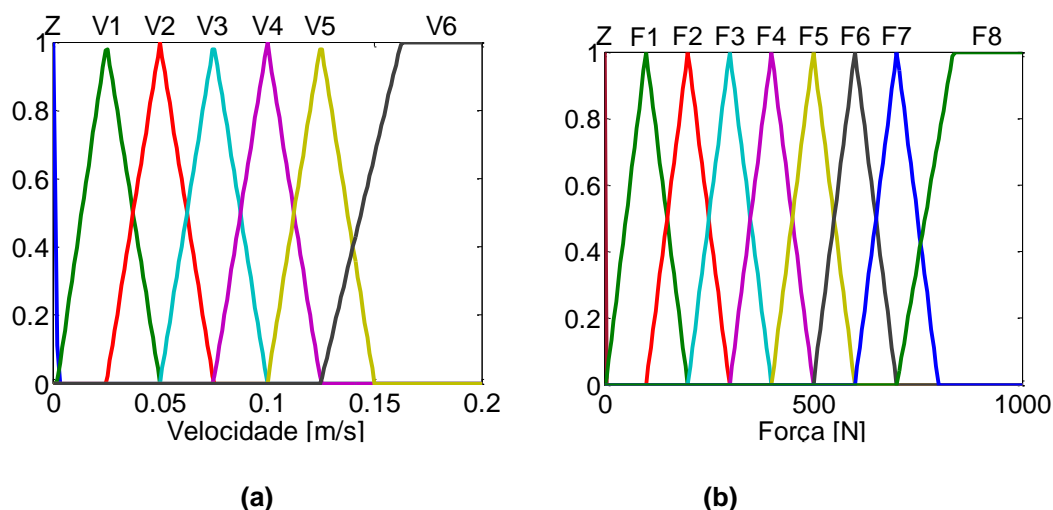
$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= x_2 \\
 \dot{x}_2 &= -\alpha_2 x_1 - \alpha_1 x_2 + \alpha_3 x_3 + \alpha_4 U_a + \delta_1 u_1 \\
 \dot{x}_3 &= x_4 \\
 \dot{x}_4 &= \beta_3 x_1 - \beta_2 x_3 - \beta_5 x_3^3 - \beta_1 x_4 + \beta_4 x_5 - \delta_2 (u_1 + u_2) \\
 \dot{x}_5 &= x_6 \\
 \dot{x}_6 &= \alpha_3 x_3 - \alpha_2 x_5 - \alpha_1 x_6 + \alpha_4 U_b + \delta_1 u_2
 \end{aligned} \tag{7.9}$$

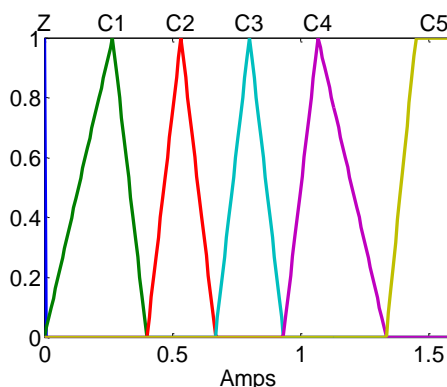
onde:  $u_1$  e  $u_2$  representa a força do amortecedor MR,  $\delta_1 = \frac{1}{m}$  e  $\delta_2 = \frac{1}{M}$ .

De acordo com Tuset (2009) pode-se obter a corrente elétrica aplicada na bobina do amortecedor considerando a aplicação de um sistema Fuzzy.

Nas figuras 43 podem ser observadas funções de pertinências utilizadas na obtenção da corrente elétrica utilizada no controle Fuzzy proposto.

**Figura 43 - (a) Função de pertinência de entrada (Velocidade). (b) Função de pertinência de entrada (Força). (c) Função pertinência de saída (Corrente Elétrica).**





(c)

Fonte: Santos *et al.*, (2016).

Para o cálculo da desfuzzificação foi definido mínimo para o método (e) e máximo para o método (ou) implicação mínima, agregação máxima, e realizando a desfuzzificação (centroide).

A consequente aplicação no controle fuzzy será obtida da seguinte forma:

**se (Velocidade é ...) e (Força é ...) então (Corrente Elétrica é ...)** (7.10)

As regras a serem aplicadas para determinação da corrente elétrica podem ser vistas no quadro 5.

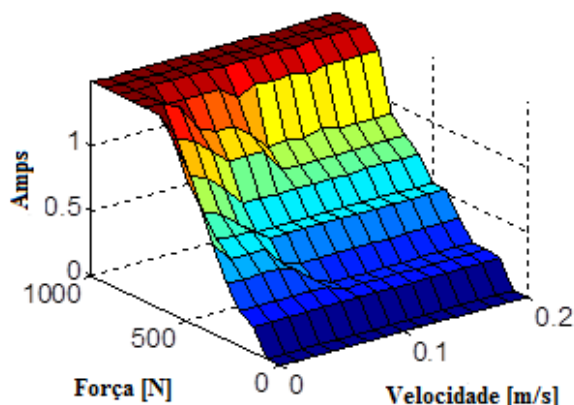
**Quadro 5 - Mapa de regras Fuzzy para obtenção da corrente elétrica do amortecedor MR (Tusset *et al.*, 2008)**

		VELOCIDADE						
FORÇA	Corrente [A]	Z	V1	V2	V3	V4	V5	V6
	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	F1	C1	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	F2	C1	C1	C1	C1	C1	C1	C1
	F3	C2	C2	C2	C1	C1	C1	C1
	F4	C3	C2	C2	C2	C2	C2	C2
	F5	C4	C3	C2	C2	C2	C2	C2
	F6	C5	C4	C3	C3	C3	C3	C3
	F7	C5	C5	C4	C4	C3	C3	C3
F8	C5	C5	C5	C5	C5	C5	C5	

Fonte: Tusset *et al.*, (2008).

Na Figura 44 pode ser observada a superfície gerada pelas regras dadas pelo quadro 5.

**Figura 44 - Superfície de regras Fuzzy para determinação da corrente elétrica**



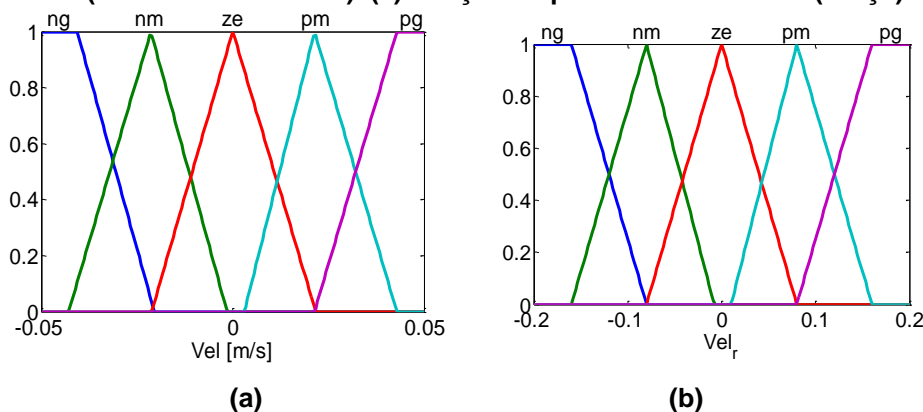
Fonte: Tusset (2008).

A Figura 44 ilustra a variação da corrente eléctrica aplicada na bobina do amortecedor MR, de acordo com a variação da velocidade do pistão do amortecimento e da potência estimada pelo controle Fuzzy proposto.

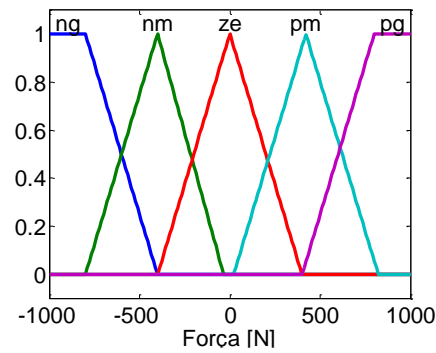
Para determinação do controle Fuzzy para determinação da força do atuador foi utilizado o modelo clássico de Mamdani, com cinco funções de pertinências simétricas e uniformemente espaçadas, a fim de suavizar quaisquer discontinuidades de força e minimizar problemas, como solavancos e ruídos. A escolha das funções de pertinência (velocidade) e (velocidade relativa) deve-se ao fato da relação entre elas para determinar o nível de amortecimento entre a cabine e os roletes.

Na figura 45 pode-se observar as funções de pertinência utilizadas para determinação da força a ser aplicada no controle.

**Figura 45 - (a) Função de pertinência de entrada (Velocidade). (b) Função de pertinência de entrada (Velocidade Relativa). (c) Função de pertinência de saída (Força).**







(c)

Para o cálculo da desfuzzificação foi definido um mínimo com o método (e) e um máximo com o método (ou) com mínima implicação, máxima agregação para realizar a desfuzzificação (centroide).

A consequente aplicação no controle fuzzy será obtida da seguinte forma:

$$\text{se (Velocidade é ...) e (Velocidade Relativa é ...) então (Força é ...)} \quad (7.11)$$

As regras a serem aplicadas podem ser vistas na Tabela 3.

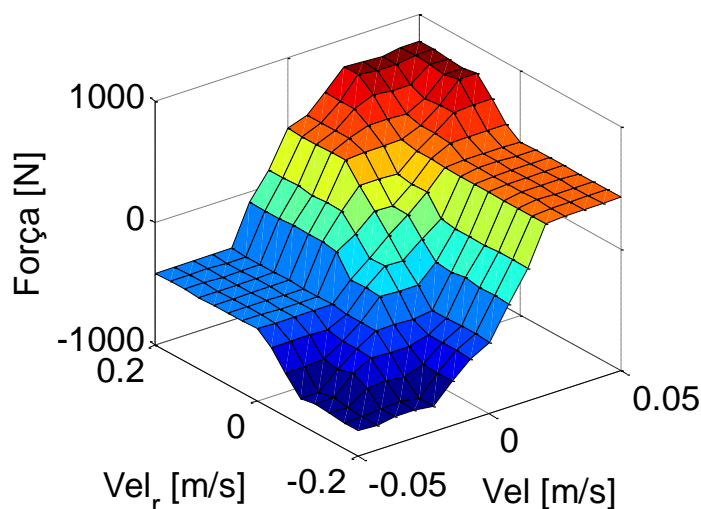
Tabela 3 - Mapa de regras fuzzy para a força de controle.

$F$		$V$				
		$NG$	$NM$	$ZE$	$PM$	$PG$
$V_{rel}$	$NG$	$NG$	$NG$	$NM$	$NM$	$NM$
	$NM$	$NG$	$NM$	$NM$	$NM$	$NM$
	$ZE$	$NM$	$NM$	$ZE$	$PM$	$PM$
	$PM$	$PM$	$PM$	$PM$	$PM$	$PG$
	$PG$	$PM$	$PM$	$PM$	$PG$	$PG$

Fonte: Tusset *et al.*, (2008).

Na Figura 46 pode ser observada a superfície gerada pelas regras dadas pela Tabela 3.

Figura 46 - Superfície de regras Fuzzy para a força de controle

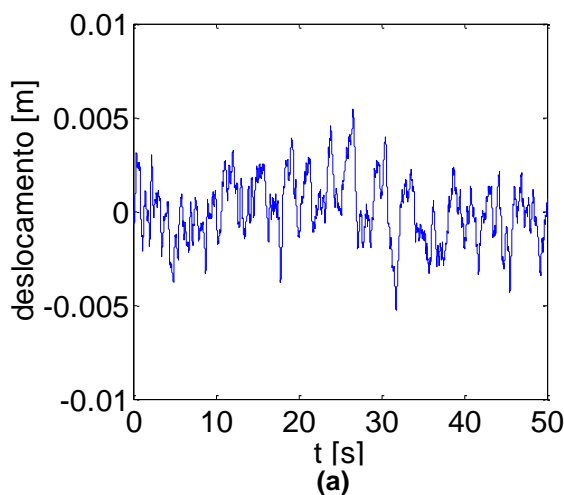


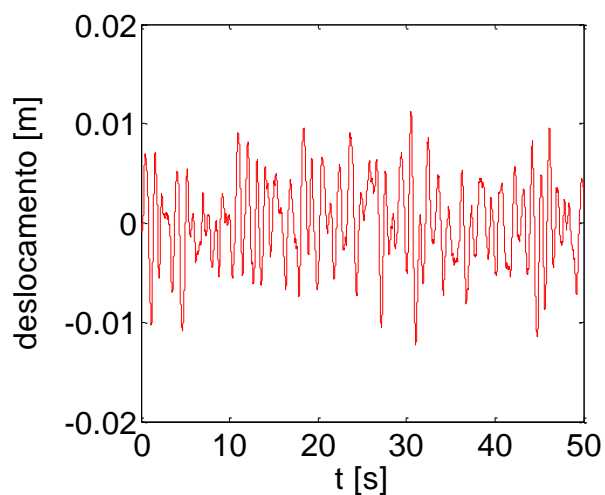
Fonte: Tusset (2008).

A Figura 46 ilustra a variação de força que deve ser aplicada pelo amortecedor MR de acordo com a variação da velocidade de deslocamento lateral do elevador e a velocidade de deslocamento do pistão do amortecedor MR.

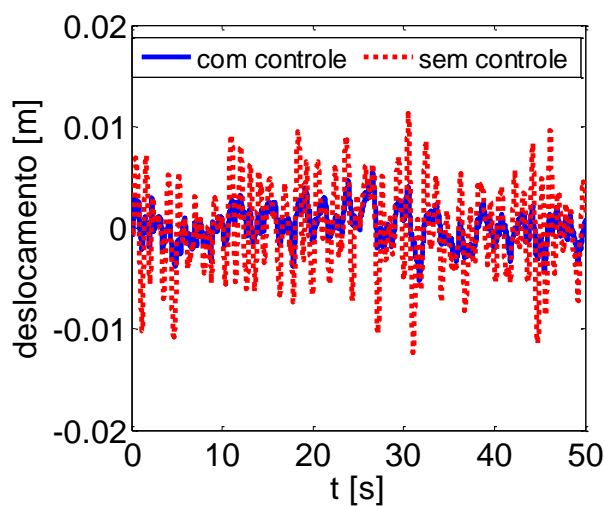
Na Figura 47, pode-se observar o deslocamento lateral da cabine do elevador ( $x_3$ ), considerando que a velocidade do pistão do amortecedor MR obtido por ( $V=x_2-x_4$ ) para o deslocamento da esquerda e  $V = x_6 - x_4$  para o deslocamento da direita e a força de variação do amortecedor MR obtido pelo controle Fuzzy (Tabela 3), considerando que a variação da corrente aplicada à bobina do amortecedor MR, obtido pelo controle Fuzzy (Tabela 3).

Figura 47 - Deslocamento lateral da cabine do elevador. (a) Com controle Fuzzy. (b) Sem controle Fuzzy. (c) Comparação entre os deslocamentos considerando sem controle e com controle.





(b)

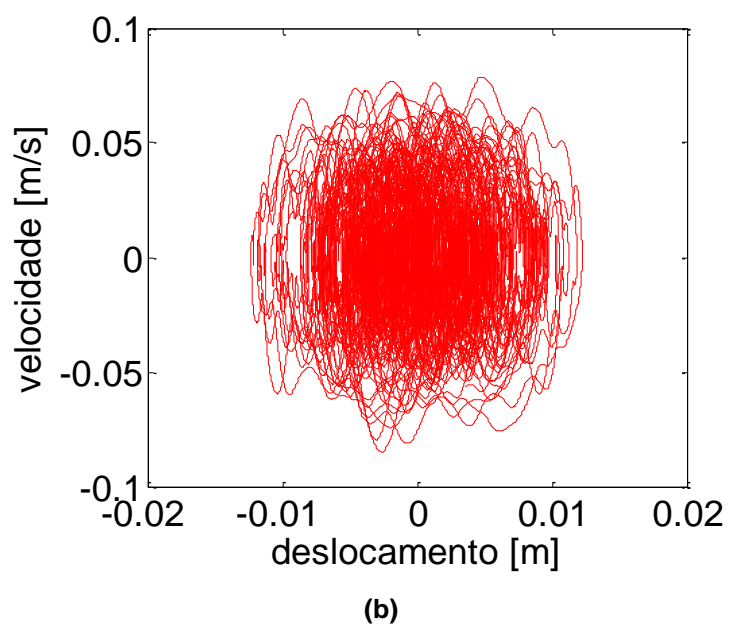
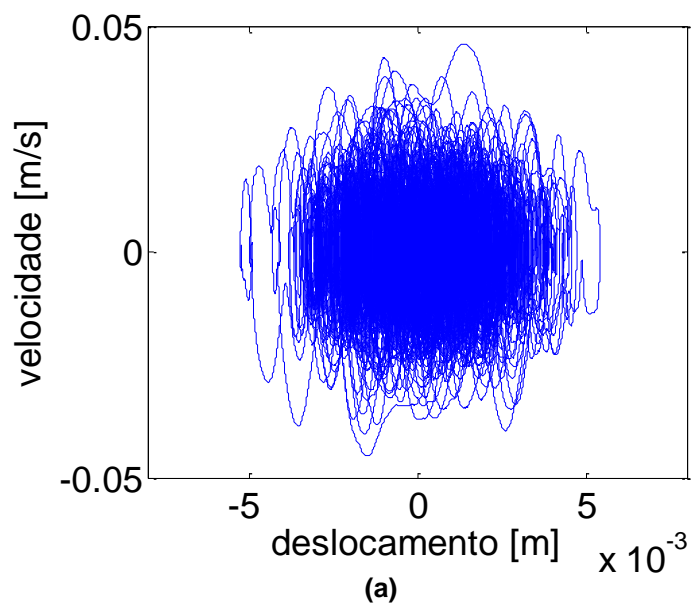


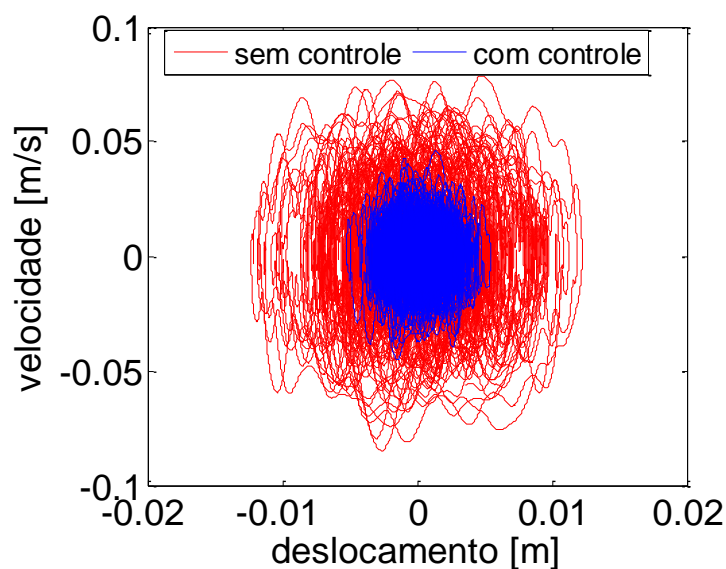
(c)

Como pode ser observado na figura 47 com a aplicação do controle Fuzzy foi possível reduzir o deslocamento da cabine do elevador, contribuindo com a prevenção de danos nos componentes físicos e eletrônicos do elevador.

Na figura 48 podem-se observar os diagramas de fase, considerando o sistema sem controle e com controle.

Figura 48 - (a) Plano de fase para o sistema com controle Fuzzy. (b) Plano de fase para o sistema sem controle Fuzzy. (c) Plano de fase para o sistema sem e com controle Fuzzy



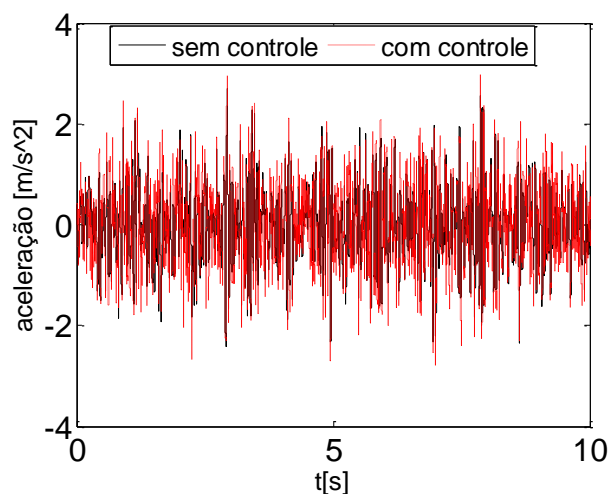


(c)

Como pode ser visto nas figuras 49 e 50, o controle fuzzy reduziu a velocidade de deslocamento lateral do elevador assim como o deslocamento lateral (deslocamento máximo = 0,012318 [m] e deslocamento em  $RMS$  = 0,004349 [m]) do sistema sem controle para (deslocamento máximo = 0,005417 [m] e deslocamento em  $RMS$  = 0,001682 [m]), para o sistema com controle, mostrando a contribuição do controle proposto para o controle do deslocamento lateral.

Na figura 50 é apresentado o nível de aceleração a que os passageiros estão expostos, considerando o elevador sem o controle Fuzzy e com o controle Fuzzy, considerando que a excitação externa é randômica.

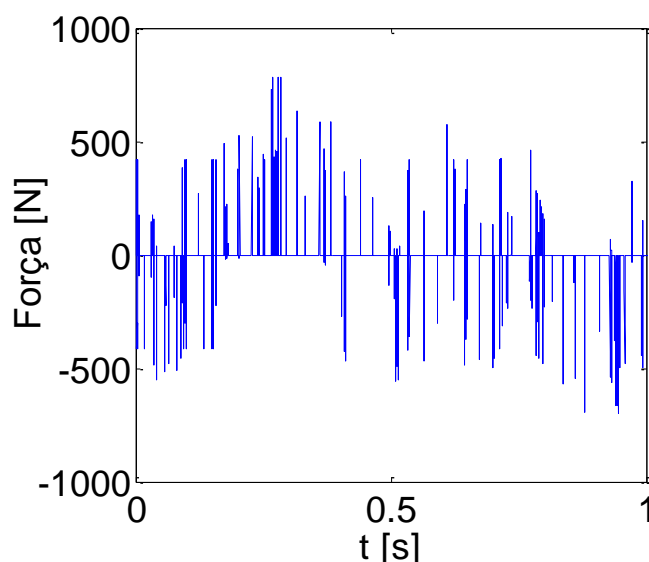
**Figura 49 - Comparação entre os níveis de aceleração da cabine para o sistema sem controle e com controle**



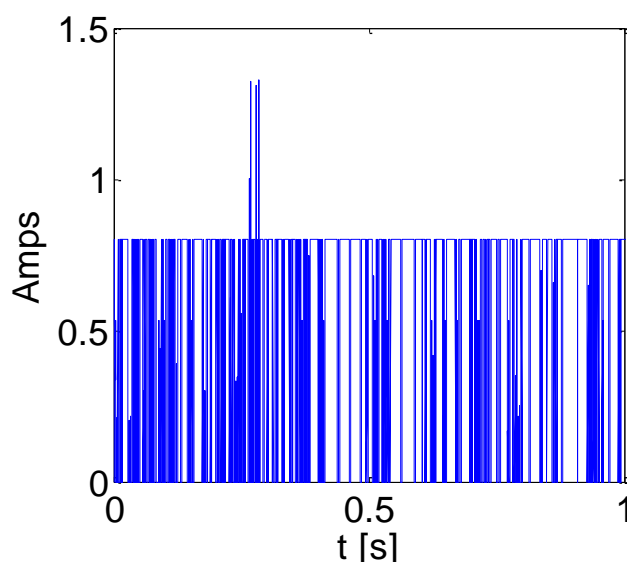
É possível observar na Figura 49 que o controle Fuzzy proposto não reduziu a amplitude de aceleração da cabine do elevador. Sendo a aceleração em *rms* do sistema sem controle ( $\ddot{x}_{3_{rms}} = 0.7352$ ) e para o sistema com controle ( $\ddot{x}_{3_{rms}} = 0.7540$ ), demonstrando que a redução da amplitude do deslocamento lateral não alterou os níveis de aceleração da cabine. Sendo o *VDV* do sistema sem controle  $VDV = 1.5667[m/s^{1.75}]$  e para o sistema com controle  $VDV = 1.5751[m/s^{1.75}]$ .

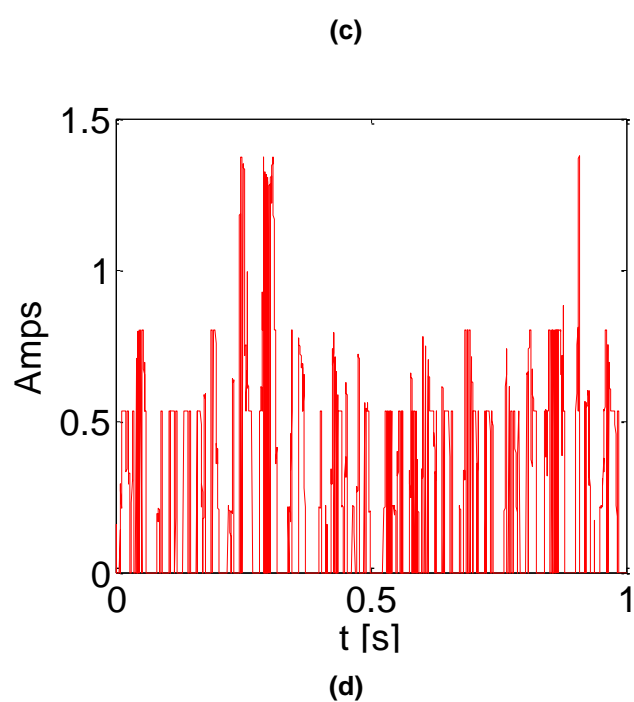
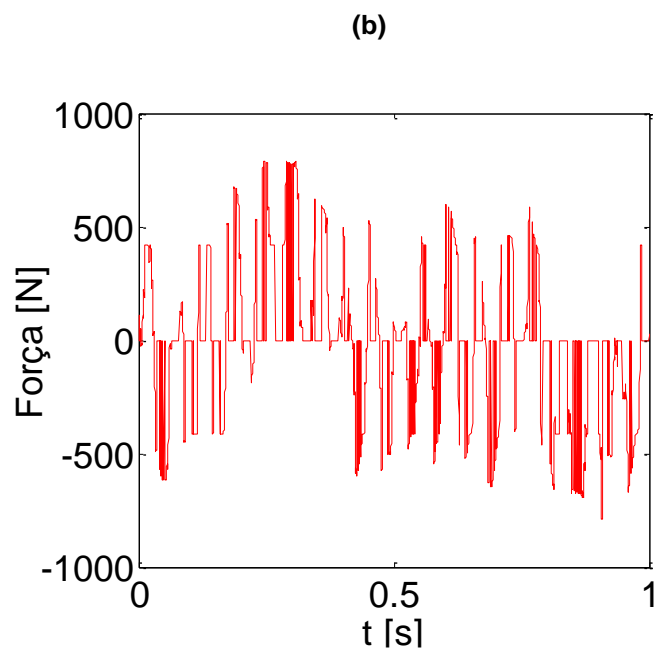
Na Figura 50 são apresentadas as variações da força de cada amortecedor, assim com a corrente elétrica necessária para gerar esta força.

**Figura 50 - (a) Força aplicada em u1. (b) Corrente Elétrica aplicada no amortecedor MR1. (c) Força aplicada em u2. (d) Força aplicada no amortecedor MR2**



(a)





É possível observar na figura 50 que tanto a força como a corrente elétrica variaram de acordo com as entradas aleatórias externas.

## 8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foram apresentadas duas estratégias de controle aplicadas no controle das vibrações laterais de um elevador, o controle LQR e o controle Fuzzy. Ambas as estratégias utilizadas consideraram o atuador do controle um amortecedor MR. Com o objetivo de analisar diferentes fontes de vibração do elevador foram consideradas para o caso do controle com o LQR uma excitação periódica com amplitude de deslocamento de 0,01 metros, enquanto que para o caso do controle Fuzzy, a fonte de excitação foi randômica também com amplitude de 0,01 metros. Nos quadros 6 e 7 pode-se observar o desempenho de cada estratégia de controle aplicada no controle da vibração lateral da cabine do elevador.

**Quadro 6 - Resultados do controle LQR**

	sem controle	com controle
<b><i>rms</i> da aceleração</b>	0,2714 [ $m/s^2$ ]	0,0037 [ $m/s^2$ ]
<b><i>VDV</i></b>	1,5667 [ $m/s^{1,75}$ ]	0,0047 [ $m/s^{1,75}$ ]
<b>Deslocamento máximo</b>	$6,231 \cdot 10^{-5}[m]$	$0,4364 \cdot 10^{-5}[m]$

**Quadro 7 - Resultados do controle Fuzzy**

	sem controle	com controle
<b><i>rms</i> da aceleração</b>	0,7352 [ $m/s^2$ ]	0,7540 [ $m/s^2$ ]
<b><i>VDV</i></b>	1,5667 [ $m/s^{1,75}$ ]	1,5751 [ $m/s^{1,75}$ ]
<b>Deslocamento máximo</b>	0,012318 [ $m$ ]	0,005417 [ $m$ ]

Como podem ser observados nos resultados apresentados nos Quadros 6 e 7, ambos os controles foram eficientes no controle do deslocamento lateral da cabine do elevador, contribuindo assim com a preservação de componentes físicos e eletrônicos do mesmo. Mas quando analisamos os índices de níveis de conforto relacionados aos níveis de aceleração a que os passageiros estão expostos (*rms* e *VDV*), verificamos que o controle Fuzzy praticamente não alterou os níveis de aceleração, enquanto que o controle LQR os reduziu de forma significativa, proporcionando, assim, mais conforto aos passageiros.



Para uma futura implementação das estratégias de controle propostas, foi considerada neste trabalho a utilização de amortecedores MR controlados pela corrente elétrica. Sendo considerados dois modelos de conversão da força do controle para corrente elétrica, constatou-se que ambos os modelos demonstram ser adequados para serem embarcados em um sistema microcontrolado.

Com relação à utilização dos amortecedores MR, foi possível observar que os níveis de força utilizados nas simulações são níveis de amortecedores já disponíveis no mercado e adequados para a aplicação em elevadores. Para a aplicação do controle LQR é necessário apenas um amortecedor, enquanto que para o controle Fuzzy foi necessário utilizar dois amortecedores. Este é um aspecto importante para a implementação prática das estratégias de controle propostas, pois o custo para a implementação do controle LQR vai ser menor que o controle Fuzzy.

Como sugestões de trabalhos futuros, pode-se considerar analisar o controle Fuzzy para diferentes funções de pertinência, considerando a otimização do controle, através da aplicação de estratégias bioinspiradas, como o PSO (*Particle Swarm Optimization* – Otimização pelo Exame de Partículas) ou os algoritmos genéticos. Também propõem-se como trabalhos futuros embarcar os códigos dos controles propostos em um sistema microcontrolado para aplicações futuras.

## REFERÊNCIAS

- ANDERSON, B. D. O; MOORE, J. B. **“Optimal Control: linear quadratic methods”**. Englewood Cliffs, NJ. Prentice Hall. 1990.
- ANFLOR, C. T. M. **“Estudo da Transmissibilidade da Vibração no Corpo Humano na Direção Vertical e Desenvolvimento de um Modelo Biodinâmico de Quatro Graus de Liberdade”**, Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre. 2003.
- ARRASTE, X., KACZMARCZYK, S., ALMANDOZ, G., ABETE, J.M. **“The modeling, simulation and experimental testing of the dynamic responses of an elevator system, Mechanical Systems and Signal Processing.”** pp. 258-282. 2014.
- ATHANS, M. and FALB, P. L. **“Optimal control: an introduction to the theory and its applications.”** Lincoln Laboratory publications, New York; Sydney: McGraw-Hill, c1966 xiv, pp. 879. 1966.
- AYMAN, S. H. **“Active Damping of Vibrations in Elevator Cars”**. Tese (Doutorado) — Swiss Federal Institute Of Technology, Cairo, Arab Republic of Egypt. 1997.
- BALBINOT A. **“Caracterização dos níveis de vibração em motoristas de ônibus: um enfoque no conforto e na saúde”**, Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre. 2001.
- BARANWAL, D., DESHMURKH, T.S. **“MR-Fluid Technology and Its Application- A Review”** International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, pp. 563-569. 2012.
- BENOSMAN, M.; FUKUI, D. **“Lyapunov-based Control of the Sway Dynamics for Elevator Ropes”**, American Control Conference (ACC), DOI: 10.1109/ACC.2014.6858585, ISSN: 0743-1619, ISBN: 978-1-4799-3272-6, pp. 329-334. 2014.
- BERANEK, L. L. **“Noise and vibration control engineering, principles and applications”**, John Wiley & Sons, New York, USA. 1992.
- BS 6841. **“Measurement and evaluation of human exposure to wholebody mechanical vibration and repeated shock”**, British Standard Guide. 1987.
- CARLSON, J.D., SPENCER Jr., B.F. **“Magneto-rheological fluid dampers: scalability and design issues for application to dynamic hazard mitigation”**, Proc.2nd Workshop on Structural Control: Next Generation of Intelligent Structures, Hong Kong, China, pp. 99-109. 1996.
- CARLSON, J. D. and K. D. Weiss. **“A Growing Attraction To Magnetic Fluids”**, Machine Design, Aug. pp. 61-66. 1994.

CARLSSON, N., RICCI, M., HROVAT, D., DAHLEH, M. “**A Suboptimal Nonlinear Active Suspension**”, Proc. American Control Conf., vol: 3, pp. 4036-4040. 2000.

CHANG CC, LIN CC, SU WC, HUANG YP. “**Direct Output Feedback Control of High-Speed Elevator Systems.**” In: Conference Sponsors: Pressure Vessels and Piping Division, Baltimore, Maryland, USA, 17-21 July 2011, pp. 289-296. ASME 2011 Pressure Vessels and Piping Conference 8: Seismic Engineering. 2011.

DRIANKOV D., HELLENDORRN H., REINFRANK M. “**An Introduction to Fuzzy Control**”, Springer-Verlag. 1993.

FODOR M., REDFIELD R. “**Resistance Control. Semi-active Damping Performance.**” Advanced Automotive Technologies, American Society of Automotive Engineers (ASMO), Dynamic Systems and Control Division, DSC, Vol.56, 1995, pp. 161-169. 1995.

FORTUNE, J.W. “**Mega-High Rise elevating**”. ElevatorWorld. 1997.

GAMOTA, D.R., FILISKO, F.E. “**Dynamic Mechanical Studies of Electrorheological Materials: Moderate Frequencies**”, Journal of Rheology, vol: 35, pp. 399-425. 1991.

GRIFFIN, M., J. “**HandBook of human vibration**”, Academic Press. U.S.A. 1990.

ISO 2631. “**Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration**”. International Standard. 1974.

ISO 2631-1. “**Mechanical Vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part I: general requirements**”. International Standard. 1997.

JIMÉNEZ, R., ÁLVAREZ-ICAZA, L. “**Lugre friction model for magnetorological damper. Structural control and health monitoring**”. Proceedings of the 42nd IEEE. Conference on Decision and Control. Maui, Hawaii USA, pp. 3840-3845. 2003.

KACZMARCZYK S, MIRHADIZADEH S, PICTON P, SALAMALIKI-SIMPSON R, TURNER S. “**Modelling, simulation and experimental validation of nonlinear dynamic interactions in an aramid rope system.**” ICOVP Lisbon, Portugal 9-12 September 2013.

KALMAN, R. E. “**A new approach to linear filtering and prediction problems, Transactions of the ASME**” – Journal of Basic Engineering 82: pp. 35–45. 1960.

KAWABE, I., TORIUMI, T., OHTA, A., MIURA, N. “**Monoisotopic REE abundances in seawater and the origin of seawater tetrad effect.**” Geochemical Journal 32, pp. 213–229. 1998.

KIYOSHI, T.; ARAKAWA, A.; UCHIYAMA, K.; FUJIMORI, M.; MIZUNO, K.; CAI, H. **“Exceptionally high fertility observed in three F1 hybrids between *Lolium multiflorum*.”** *Lam. and L. temulentum L.* Japanese Society of Grassland Science, Grassland, v. 58, n. 2, pp. 66-72. 2004.

KOO, Jeong-Hoi. **“Using Magneto-Rheological Dampers in Semiactive Tuned Vibration Absorbers to Control Structural Vibrations”**, Tese Mechanical Engineering, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University. 2003.

LIAO W. H., LAI, C. Y. **“Harmonic analysis of a magnetorheological damper for vibration control”**, Institute of Physics Publishing, Smart Mater Struct, vol: 11, pp. 288–296. 2002.

LORD, 2014, [www.mrfluid.com](http://www.mrfluid.com).

LOTFI A. Z. **“Fuzzy Sets.”** *Information and Control* 8, pp. 338-353. 1965.

MA, X. Q., WANG, E. R., RAKHEJA S., SU, C.Y. **“Evaluation of Modified Hysteresis Models for Magneto-Rheological Fluid Dampers”**, The Fourth International Conference on Control and Automation (ICCA'03), Montreal, Canada, pp. 760-764. 2003.

MAGNUSSON, M. L., POPE, M.H., HULSHOF, C. T.J., BOVENZI, M. **“Development of a protocol for epidemiological studies of whole-body vibration and musculoskeletal disorders of the lower back”**, *Journal of Sound and Vibration*. 1998.

MANDANI, E. H. e ASSILIAN, S. **“An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller”**, *International Journal of Man-Machine Studies* 7, pp. 1-13. 1975.

McMANUS, S. J., St. CLAIR, A., BOILEAU, P. E., BOUTIN, J., RAKHEJA, S. **“Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper”**, *Journal of Sound and Vibration*, pp. 313-327. 2002.

MEDINA, C. A., NETO, R. S. **“Channel estimation for RLS-based linearly constrained minimum variance receivers.”** Vehicular Technology Conference, 2008. VTC 2008-Fall. IEEE 68<sup>th</sup>. 2008.

MEIROVITCH, L. **“Methods of Analytical Dynamics.”** USA: McGraw – Hill. 1970.

MEYER, D. E. **“Verifying affirmative and negative propositions: Effects of negation on memory retrieval.”** Kornblum (Ed.). *Attention and Performance IV*. New York: Academic Press. 1973.

MITSUI, N., NARA, T. **“Analysis of horizontal quaking of high-speed elevators”**. Vol. 8. Hitachi Review. 1971.

MOURA, E.D. A. “**Estudo de Suspensões Passiva, Semi-Ativa MR e Ativa**”, Dissertação de Mestrado, P.P.E.M UFI. 2003.

NAI, K., FORSYTHE, W., GOODALL, R. M. “**Vibration reduction techniques for high speed passenger elevators**”. In Proceedings of the Third IEEE Conference on Control Applications, pp. 965-970. 1994.

NAIDU, D. S. “**Optimal Control Systems**”, Idaho State University, Pocatello, Idaho, USA. 2003.

NETO, J. J. e ROCHA, R. L. A. “**Um método de escolha automática de soluções usando tecnologia adaptativa.**” Boletim Técnico, Escola Politécnica, São Paulo, v. BT/PCS, n. 0002, pp. 1-12. 2000.

OGATA, C. “**Engenharia do Controle Moderno**”, 3 ed. Prentice-Hall do Brasil. 2000.

ONSAKU, S., NAKAYAMA. T., KAMIMURA, L., MOTOZONO, Y. “**Nonlinear Hoc control for semi-active suspensio**”. JSAE Review (20), pp. 447-452. Son H.J. *et al.* 1999.

REID, W. T. “**Riccati Differential Equation**”. New York. Academic Press. 1972.

SANDILO, S. H. & VAN Horssen, W. T. “**Nonlinear Dynamics: an international journal of nonlinear dynamics and chaos in engineering systems.**” 80, 3, pp. 1613-1630. 2015.

SANDRI S., CORREA, C. “**Lógica Nebulosa**”, V Escola de Redes Neurais, Promoção: Conselho Nacional de Redes Neurais ITA, São José dos Campos – SP. pp. 73-90. 1999.

SANTO, D. R.; BALTHAZAR, J. M.; TUSSET, A. M.; PICCIRILLO, V.; BRASIL, M. R. L. F. “**On nonlinear horizontal dynamics and vibrations control for high-speed elevators**”. Journal of Vibration and Control, pp. 1-10. 2016.

SANTOS, L. C. C. ; TUSSET, A. M. ; JANZEN, F. C. ; PICCIRILLO, V. ; BALTHAZAR, J. M.;, R. T. “**Fuzzy control applied in suppression of vibrations in a nonlinear lift system.**” In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2016, Fortaleza. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica-CONEM 2016. pp. 1-8. 2016.

SHAW, I. S., SIMÕES, M.G. “**Controle e Modelagem Fuzzy**”, FAPESP, Editora Edgard Blücher LTDA, São Paulo. 1999.

SPAGGIARI, A. “**Properties and applications of Magnetorheological fluids**”. Frattura ed Integrità Strutturale, pp. 57-61. 2013.

SPELTA C, PREVIDI F, BOLZERN P, CUTINI M, BISABLIA C, and BERTINOTTI S. **“Performance analysis of semi-active suspension with control of variable damping and stiffness.”** Vehicle System Dynamics, pp. 237-256. 2011.

SPENCER, B. F., DYKE, S. J., SAIN, M. K., CARLSON. J. D. **“Phenomenological model of a magnetorheological damper”**, J. Eng. Mech., pp. 230-238. 1997.

SUGENO, M. e KANG, G. T. **“Structure identification of fuzzy model.”** Fuzzy Sets and Systems, pp. 329–346. 1986.

TAKAGI, T. e SUGENO, M. **“Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control.”** IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, pp. 116–132. 1983.

TEIXEIRA, R. L. **“Uma metodologia de projeto de controladores híbridos inteligentes com aplicações no controle ativo de vibrações mecânica”**, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFB, Uberlândia. 2001.

THYSSENKRUPP, E. S. **“Manuais Tecnicos da ThyssenKrupp Elevadores SA.”** Informações Tecnicas Utilizadas em Manuais Internos da TKE. 2006.

TRUONG TB, Ahn TK. **“Analysis of LHCSR3, a protein essential for feedback de-excitation in the green alga Chlamydomonas reinhardtii”**. PLoS Biology. 2011.

TUSSET, A. M. **“Controle ótimo aplicado em modelo de suspensão veicular não-linear controlada através de amortecedor magneto-reológico”** Tese de doutorado, PPEM, UFRGS. 2008.

TUSSET, A. M., TAMAGNA, A., RAFIKOV, M., GOMES, H. M. **“Comparação entre a aplicação do controle ótimo e o controle fuzzy em um modelo de suspensão não-linear”**. In: XXVI ENEGEP. 2006.

TUSSET, A. M., BALTHAZAR, J. M., CHAVARETTE, F. R., FELIX, J. L. P. **“On energy transfer phenomena, in a nonlinear ideal and nonideal essential vibrating systems, coupled to a (MR) magneto-rheological damper”**. Nonlinear Dynamics, pp. 1859-1880. 2012.

TUSSET, A.M., BALTHAZAR, J.M., FELIX, J.L.P. **“On elimination of chaotic behavior in a non-ideal portal frame structural system, using both passive and active controls”**. Journal of Vibration and Control, pp. 803-813. 2013.

TUSSET, A. M.; M.; Balthazar, J. M. **“Intelligent controller design for magnetorheological damper based on quarter-car model”**. Journal of Vibration and Control, pp. 1907-1920. 2009.

TUSSET, A. M., BALTHAZAR, J. M., RAFIKOV, M. "**Aplicação do controle linear feedback em modelo de suspensão veicular não-linear controlado através de amortecedor magnetorreológico**", 6o Brazilian Conference on Dynamics, Control and Their Applications, UNESP - Campus de São José do Rio Preto, SP, Brasil. 2007.

TUSSET, A. M.; SANTO, D. R.; BALTHAZAR, J. M.; PICCIRILLO, V.; SANTOS, L. C. C.; BRASIL, M. R. L. F. "**Active Vibration Control of an Elevator System Using Magnetorheological Damper Actuator**". International Journal of Nonlinear Dynamics and Control, pp. 114-131. 2017.

OGATA, C. "**Engenharia do Controle Moderno**", 3 ed. Prentice-Hall do Brasil. 2000.

VENKATESH, S.R., CHO, Y.M., KIM, J. "**Robust control of vertical motions in ultra-high rise elevators.**" Journal of Control Engineering Practice, pp. 121-132. 2002.

WASSERMAN, D. E. "**Human aspects of occupational vibration**", Elsevier Science Publishers B. V., U.S.A. 1987.

WOLLSTROM, M. "**Internal Noise and Vibration in Railway Vehicles-A Pilot Study**", Report of Department of Vehicle Engineering Royal Institute of Technology, Stockholm. 1998.

YANG, S., and LYNN, M. "**More Evidence Challenging the Robustness and Usefulness of the Attraction Effect.**" Journal of Marketing Research: August 2014, Vol. 51, No. 4, pp. 508-513. 2014.

[http://www.lord.com/products-and-solutions/magneto-rheological-\(mr\)/mr-controllers.xml](http://www.lord.com/products-and-solutions/magneto-rheological-(mr)/mr-controllers.xml) pesquisado em 14/01/2014.

**ANEXO A - Súmula Curricular**



Com a realização deste trabalho foi possível gerar duas publicações aprovadas por revisores especializados, uma em evento internacional e uma em revista internacional:

- Santos, L. C. C.; Tusset, A. M. ; Janzen, F. C.; Piccirillo, V. ; Balthazar, J. M. ; Rocha, R. T., 2016." **Fuzzy control applied in suppression of vibrations in a nonlinear lift system.**" In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Fortaleza. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica-CONEM 2016. pp. 1-8.
- Tusset, A. M.; Santo, D. R. ; Balthazar, J. M. ; Piccirillo, V. ; Santos, L. C. C. ; Brasil, M. R. L. F., 2017." **Active Vibration Control of an Elevator System Using Magnetorheological Damper Actuator**". International Journal of Nonlinear Dynamics and Control.