UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CRISTIANO OKADA PONTELLI

Estratégias de controle para isolação ativa de vibrações em barras de pulverizadores agrícolas

São Carlos 2012

CRISTIANO OKADA PONTELLI

Estratégias de controle para isolamento ativa de vibrações em barras de pulverizadores agrícolas

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Projetos Mecânicos.

Orientador: Prof. Dr. Mário Francisco Mucheroni.

São Carlos 2012

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

Pontelli, Cristiano Okada

P814e Estratégias de controle para isolamento ativa de vibrações em barras de pulverizadores agrícolas. / Cristiano Okada Pontelli ; orientador Mário Francisco Mucheroni. São Carlos, 2012.

Tese (Doutorado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Projetos Mecânicos)-- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2012.

1. Modelagem de sistemas multicorpos (MBS). 2. Modelos de pulverizadores agrícolas. 3. Suspensão ativa de barras. 4. Controle PID. 5. Controle Fuzzy. 6. Fusão de sensores. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **CRISTIANO OKADA PONTELLI**.

Título da tese: "Estratégias de controle para isolação ativa de vibrações em barras de pulverizadores agrícolas".

Data da defesa: 14/12/2012

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Mario Francisco Mucheroni (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Dr. **Roberto Hideaki Tsunaki**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Dr. **Rubens André Tabile**
(Pós-Doutorado/FAPESP)

Aprovado

Prof. Dr. **Edilson Reis Rodrigues Kato**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Aprovado

Prof. Dr. **Bento Rodrigues de Pontes Junior**
(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"/UNESP- Bauru)

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Titular **Denis Vinicius Coury**

Protocolado em _____
Serviço de Pós-Graduação
EESC/USP

À minha esposa, Sirléia Fernandes Okada Pontelli por toda a paciência, compreensão e dedicação por todo o período de elaboração deste trabalho.

À minha filha, Laura Fernandes Okada Pontelli que durante todo esse período de elaboração deste trabalho soube esperar sem nunca cobrar a falta de tempo que poderíamos estar juntos.

Também a minha mãe (*in memoriam*), Maria Aparecida Okada Pontelli por ser um exemplo de vida, dedicando toda a sua vida para que seus filhos pudessem ser pessoas de boa índole.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Mário Francisco Mucheroni, que nos anos de convivência, muito me ensinou, contribuindo para meu crescimento científico e intelectual. Sendo uma pessoa muito espirituosa e com grande capacidade de transmitir seu conhecimento.

Ao Prof. Dr. Roberto Hideaki Tsunaki, pela atenção e apoio durante o processo de definição e co-orientação. Proporcionou-me grandes conhecimentos experimentais e de análise de dados, sendo uma pessoa muito receptiva e sempre disposto a ajudar.

Aos meus amigos que de alguma forma contribuíram para a conclusão deste trabalho.

À Máquinas Agrícolas JACTO, que proporcionou a realização deste trabalho, sendo responsável por dispor os equipamentos e instrumentos utilizados para realização deste trabalho, além de possibilitar a minha ausência por um determinado tempo, porém sempre embasada em seus valores, capacitando e desenvolvendo cada vez mais seus funcionários.

"Há homens que lutam um dia e são bons.
Há outros que lutam um ano e são melhores.
Há os que lutam muitos anos e são muito bons.
Porém, há os que lutam toda a vida.
Esses são os imprescindíveis."

Bertolt Brecht.

"Ninguém cresce sozinho"

Shunji Nishimura

Sumário

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	x
RESUMO.....	xii
ABSTRACT.....	xiv
CAPÍTULO 1- INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivos.....	6
1.2 Apresentação do trabalho	7
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1 Causas dos movimentos das barras.....	9
2.2 Efeitos do movimento da barra.....	12
2.3 Principais projetos de suspensão de barra.....	16
2.4 Métodos de avaliação do desempenho de suspensão de barra	22
CAPÍTULO 3 - SISTEMAS DE SUSPENSÃO	26
3.1 Suspensões Ativas.....	27
3.2 Suspensões Adaptativas	28
3.3 Suspensões Semi-Ativas.....	30
3.4 Suspensões totalmente ativas.....	33
CAPITULO 4 - ESTRATÉGIAS DE CONTROLE E FUSÃO DE	
SENSORES	35
4.1 Controle proporcional, integral e derivativo - PID.....	36
4.1.1 Métodos de ajuste dos ganhos do PID.....	37
4.2 Controle com Lógica “fuzzy”	39
4.3 Fusão de Sensores	48

CAPITULO 5 - MODELAGEM DE SISTEMAS MULTICORPOS (MBS) E

VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	50
5.1 Etapas do modelamento.....	53
5.2 Validação Experimental.....	70
CAPITULO 6 - SIMULAÇÕES E COMPARAÇÕES	77
6.1 – Descrição dos modelos utilizados nas simulações.....	77
6.2 – Simulações.....	94
6.2.1 – Entrada do tipo degrau	95
6.2.2 – Entrada Harmônica.....	99
6.2.3 – Entrada Randômica.....	113
6.2.4 – Entrada com descontinuidade brusca	121
CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES.....	127
ANEXO A – CARACTERÍSTICAS DOS INSTRUMENTOS DE MEDIDA.....	137

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1.1 – Pulverizadores costais: (a) costal manual; (b) costal motorizado.	2
Figura 1.2 – Pulverizadores de barra: (a) 3 pontos; (b) carreta; (c) automotriz.	2
Figura 1.3 – Turboatomizadores: (a) 3 pontos; (b) carreta.	2
Figura 1.4 – Atomizadores do tipo canhão de ar: (a) 3 pontos; (b) carreta.	3
Figura 1.5 – Pulverizadores: (a) Enrolador de mangueira; (b) pistolas.	3

CAPÍTULO 2

Figura 2.1 – Coordenadas generalizadas usadas para descrever os movimentos do trator e da barra.	10
Figura 2.2 – Geração dos movimentos de rolagem e guinada em uma barra rigidamente montada em um trator.	11
Figura 2.3 – Translação lateral da barra devido ao movimento de rolagem do pulverizador.	13

CAPÍTULO 3

Figura 3.1 – Esquema de uma suspensão Semi-Ativa.	31
Figura 3.2 – Três tipos básicos de projetos usando fluidos MR: a) modo válvula, b) modo de corte direto, c) modo de filme comprimido. ...	32
Figura 3.3 – Esquema de uma suspensão totalmente ativa.	34

CAPÍTULO 4

Figura 4.1 – Diagrama de blocos de um sistema PID.	36
Figura 4.2 - Operação típica do controle PID.	37
Figura 4.3 – Constante de ajuste pelo método de Ziegler-Nichols.	38
Figura 4.4 – Domínio da lógica “fuzzy”.	41
Figura 4.5 – Domínio da lógica binária.	41
Figura 4.6 – Estrutura básica de um controlador “fuzzy” (adaptado de AGUIAR e JUNIOR, 1999).	43

CAPÍTULO 5

Figura 5.1 – Vista lateral do equipamento em condições de campo.	52
Figura 5.2 – Vista lateral do equipamento em condições de campo realizando aplicação de líquidos.	52
Figura 5.3 - Criação do arquivo do modelo no software ADAMS.	53
Figura 5.4 – Caixa de diálogo para importação de arquivo em CAD.	54
Figura 5.5 – Arquivo do chassi importado do CAD para o ADAMS.	54
Figura 5.6 – Caixa de diálogo das propriedades do conjunto chassi.	55
Figura 5.7 – Caixa de diálogo para inserir a função pneu.	55
Figura 5.8 – Caixa de diálogo preenchida com as características do pneu.	56
Figura 5.9 – Caixa de diálogo mostrando a restrição do tipo junta fixa.	61
Figura 5.10 – Conjunto montado com chassi, roda, pneu e reservatório.	61
Figura 5.11 – Componentes da suspensão de barra.	62
Figura 5.12 – Ligação do quadro móvel no quadro fixo com junta de translação.	63

Figura 5.13 – Ligação do quadro móvel no quadro fixo com uma mola vertical.....	64
Figura 5.14 – Caixa de diálogo mostrando a constante da mola.....	64
Figura 5.15 – Ligação dos braços da suspensão com o quadro móvel.....	65
Figura 5.16 – Ligação dos braços da suspensão com o quadro oscilante.	65
Figura 5.17 – Montagem dos amortecedores.....	66
Figura 5.18 – Curva característica do amortecedor utilizado na simulação.	66
Figura 5.19 – Ligação dos suportes da barra no quadro oscilante.....	67
Figura 5.20 – Ligação dos suportes da barra no quadro oscilante.....	67
Figura 5.21 – Ligação do coxim da barra	68
Figura 5.22 – Curva característica do coxim da suspensão	68
Figura 5.23 – Vista em perspectiva do modelo	69
Figura 5.24 – Vista frontal do modelo.....	69
Figura 5.25 – Vista da montagem do transdutor no quadro do equipamento.....	71
Figura 5.26.a – Esquema de montagem da instrumentação para medida do ângulo de rolagem.....	71
Figura 5.26.b – Montagem dos equipamentos no trator.....	71
Figura 5.27 – Vibração do ângulo da barra no tempo: dados experimentais e do modelo virtual.....	72
Figura 5.28 – Esquema da pista de prova para carretas agrícolas	73
Figura 5.29 – Série temporal do registro do ângulo da barra de pulverização do equipamento em condições de pista de prova.	73
Figura 5.30 – Série temporal do registro do ângulo da barra de pulverização do modelo virtual, em condições de pista de prova.	74

Figura 5.31 – FFT do sinal experimental e do sinal correspondente do modelo virtual.....	75
Figura 5.32 – Função coerência entre o sinal experimental e o sinal do modelo virtual.....	76

CAPÍTULO 6

Figura 6.1 – Esquema da suspensão passiva com as principais dimensões.....	78
Figura 6.2 – Esquema da suspensão com três sensores e controle proporcional.	78
Figura 6.3 – Esquema da co-simulação.....	80
Figura 6.4 – Caixa de diálogo para criação de uma variável de estado, referente a uma variável de entrada.	81
Figura 6.5 – Caixa de diálogo para criação de uma variável de estado, referente a uma variável de saída.....	82
Figura 6.6 – Caixa de diálogo para atribuição de uma variável de entrada num componente de força do ADAMS.....	82
Figura 6.7 – Caixa de diálogo para exportação da planta de controle para o ADAMS.	83
Figura 6.8 – Diagrama de blocos do Adams dentro do Simulink.....	84
Figura 6.9 – Modelo de subsistema no ADAMS.....	85
Figura 6.10 – Caixa de diálogo do bloco dos parâmetros da função.....	86
Figura 6.11 – Sistema de controle "fuzzy" integrado com ADAMS.....	87
Figura 6.12 – Gráfico de inferência das entradas e saídas.	88
Figura 6.13 – Gráfico de inferência das entradas alturas.....	89
Figura 6.14 – Gráfico de inferência da força de saída.....	90

Figura 6.15 – Gráfico das regras aplicadas no modelo “fuzzy”	93
Figura 6.16 – Esquema do veículo nas entradas tipo degrau.	95
Figura 6.17 – Comportamento da barra submetida a uma entrada degrau de amplitude 5 graus.	96
Figura 6.18 – Comportamento da barra submetida a uma entrada degrau com amplitude 5 graus.	97
Figura 6.19 – Comportamento da barra submetida a uma entrada degrau de amplitude 10 graus.	97
Figura 6.20 – Comportamento da barra submetida a uma entrada degrau com amplitude 10 graus.	98
Figura 6.21 – Consumo de potência dos sistemas de controle ativo PID e “fuzzy” para entradas do tipo degrau.	99
Figura 6.22 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão, submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,1 Hz.	100
Figura 6.23 – Comportamento da barra com sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,1 Hz.	101
Figura 6.24 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,25 Hz.	101
Figura 6.25 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,25 Hz.	102

Figura 6.26 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,67 Hz.	103
Figura 6.27 – Comportamento da barra com os dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,67 Hz.	103
Figura 6.28 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 1 Hz.	104
Figura 6.29 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 1 Hz.	105
Figura 6.30 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 2 Hz.	105
Figura 6.31 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude de 5 graus e frequência 2 Hz.	106
Figura 6.32 – Potência consumida pelos sistemas de controle para uma entrada harmônica com amplitude de 5 graus.	107
Figura 6.33 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,1 Hz.	107

Figura 6.34 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,1 Hz.	108
Figura 6.35 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,25 Hz.	108
Figura 6.36 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,25 Hz.	109
Figura 6.37 – Comportamento da barra com os três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,67 Hz.	109
Figura 6.38 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,67 Hz.	110
Figura 6.39 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 1 Hz.	110
Figura 6.40 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 1 Hz.	111
Figura 6.41 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 2 Hz.	111

Figura 6.42 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 2 Hz.	112
Figura 6.43 – Potência consumida pelos sistemas de controle para uma entrada harmônica com amplitude 10 graus.	112
Figura 6.44 – Deslocamentos da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista suave com velocidade 5 km/h.	113
Figura 6.45 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista suave com velocidade 5 km/h.	114
Figura 6.46 – Deslocamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista suave com velocidade 7,5 km/h.	114
Figura 6.47 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista suave com velocidade 7,5 km/h.	115
Figura 6.48 – Desempenho da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista suave com velocidade 10 km/h.	115
Figura 6.49 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista suave a 10 km/h.	116
Figura 6.50 – Desempenho da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com velocidade 5 km/h.	117
Figura 6.51 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista acidentada com velocidade 5 km/h. ...	118
Figura 6.52 – Desempenho de três sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com velocidade 7,5 km/h.	118

Figura 6.53 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista acidentada com velocidade 7,5 km/h.	119
Figura 6.54 – Desempenho da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com velocidade 10 km/h.	119
Figura 6.55 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista acidentada com velocidade 10 km/h. .	120
Figura 6.56 – Desempenho da barra com dois sistemas ativos de suspensão submetidos à pista suave com falhas bruscas e velocidade 5 km/h.	122
Figura 6.57 – Desempenho da barra com dois sistemas ativos de suspensão submetidos à pista suave com falhas bruscas e velocidade 7.5 km/h.	122
Figura 6.58– Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão submetidos à pista suave com falhas bruscas e velocidade 10 km.	123
Figura 6.59 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com falhas bruscas e velocidade 5 km/h.	124
Figura 6.60 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com falhas bruscas e velocidade 7,5 km/h.	125
Figura 6.61 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com falhas bruscas e velocidade 10 km/h.	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Compensação por Ziegler-Nichols - Ajustes propostos.....	38
Tabela 5.1 – Principais entradas e funções do modelo de pneu FIALA.	57
Tabela 5.2 – Características físicas dos principais componentes.	69
Tabela 6.1 – Combinação das amplitudes versus frequências.	99
Tabela 6.2 – Valores característicos das simulações em pista suave.....	116
Tabela 6.3 – Valores característicos das simulações com pista acidentada....	120
Tabela 6.4 – Valores característicos das simulações em pista suave com falhas.....	123
Tabela 6.5 – Valores característicos das simulações em pista acidentada com falhas.....	126

RESUMO

PONTELLI, C.O. **Estratégias de controle para isolamento ativa de vibrações em barras de pulverizadores agrícolas**. 2012. 139 f. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.

A utilização de sistemas de controle para estabilidade de conjuntos de barras para pulverizadores agrícolas é uma tendência devida principalmente aos problemas ambientais e de custo. Neste trabalho, o comportamento dinâmico de um pulverizador de arrasto é analisado através de um modelo não linear, obtido através de técnicas de modelagem de sistemas multicorpos utilizando-se o programa ADAMS. Foram utilizadas duas estratégias de controle PID e “fuzzy” a partir de medidas obtidas com fusão de sensores. A estratégia de controle clássica PID foi desenvolvida e implementada no modelo não linear no ADAMS através de ferramentas internas existentes no programa. Já a estratégia “fuzzy” foi desenvolvida e implementada no modelo não linear no ADAMS através da técnica de co-simulação ADAMS/Matlab. O comportamento dos sistemas de controle foi investigado através de simulação computacional. Foram testados alguns tipos de entradas (entrada degrau, entrada harmônica, entrada randômica e entrada randômica com descontinuidades bruscas). Em todas as simulações os resultados obtidos com os sistemas de controles ativos mostraram melhor estabilidade do conjunto de barras. Entre as leis de controle implementadas (PID e “fuzzy”) não houve grandes diferenças entre as oscilações da barra exceto na entrada do tipo randômica com descontinuidades bruscas., Neste caso a lei de controle “fuzzy” apresentou uma grande melhoria com boa atenuação das oscilações do conjunto de barras quando comparadas com a aplicação do sistema de controle PID.

Palavras-Chave: Modelagem de sistemas multicorpos (MBS); modelos de pulverizadores agrícolas; suspensão ativa de barras; controle PID; controle fuzzy; fusão de sensores.

ABSTRACT

PONTELLI, C.O. **Control strategies for active vibration isolation for booms of agricultural sprayers**. 2012. 139 f. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.

The use of active control systems for stability of booms in agricultural sprayers trend is mainly due to the environmental and costs question.. In this work, the dynamic behavior of a trailed sprayer is analyzed using a nonlinear model, obtained through techniques of modeling multibody systems using the ADAMS. It is used two active control strategies, PID classical control and “fuzzy”, with measured data from sensor fusion. The classical PID control strategy was developed and implemented in a nonlinear model on ADAMS software using existing tools built into the program. Fuzzy was another strategy developed and implemented in the nonlinear model on ADAMS software using a technique of co-simulation ADAMS / Matlab. The behavior of control systems was investigated through computer simulation. It was tested some types of inputs (step input, harmonic input, random input and random input with abrupt discontinuities). All simulations data obtained from the applications of active systems showed better stability for boom assembly. Among the implemented two active control laws (PID and “fuzzy”) there were no significant differences between the oscillations attenuation of the boom, except with the random input with abrupt discontinuities. wherein this case the application of the active control “fuzzy” strategy developed better stability on boom than the application of PID control.

Keywords: MBS Modelling; agricultural sprayer model; active suspension boom; PID control; fuzzy control; sensor fusion.

CAPÍTULO 1- INTRODUÇÃO

Com o crescimento populacional atual e a busca cada vez mais intensa de alimentos, a produção agrícola do Brasil vem se tornando a cada dia mais importante neste cenário. O agronegócio brasileiro vem se tornando cada vez mais importante para desenvolvimento econômico brasileiro, crescendo de 21,78% em 2010 para 22,74% do PIB em 2011, sendo que a indústria representa 33% deste total (BARROS, SILVA e FACHINELLO, 2011).

Dentro dos produtos agrícolas destaca-se a soja como um dos principais componentes do PIB agrícola sendo responsável por 5% do PIB brasileiro e 25% do PIB agrícola (EMBRAPA, 2011).

A partir destes fatos relevantes, deve-se considerar a pulverização como um dos principais fatores que influenciam a formação dos custos agrícolas, podendo chegar a 50% destes custos. Neste aspecto cada vez mais são necessários equipamentos com maiores rendimentos operacionais.

Os pulverizadores são os principais equipamentos responsáveis pela aplicação de produtos líquidos sobre a cultura de maneira uniforme. Classificam-se os pulverizadores agrícolas das mais diversas maneiras, sendo os seguintes cinco grupos principais:

- Pulverizadores costais: manuais e motorizados;
- Pulverizadores de barras: 3 pontos, tipo carreta e automotriz;
- Turboatomizadores: 3 pontos e tipo carreta;
- Atomizadores de canhão de ar: 3 pontos e tipo carreta e
- Pulverizadores com enroladores de mangueiras (EM) e pistolas (2p): 3 pontos e tipo carreta.

A figura 1.1 mostra os pulverizadores cotais manuais e os motorizados.

(a)

(b)

Figura 1.1 – Pulverizadores costais: (a) costal manual; (b) costal motorizado.

A figura 1.2 mostra os pulverizadores de barra 3 pontos, tipo carreta e automotriz.

(a)

(b)

(c)

Figura 1.2 – Pulverizadores de barra: (a) 3 pontos; (b) carreta; (c) automotriz.

A figura 1.3 mostra os turboatomizadores 3 pontos e do tipo carreta.

(a)

(b)

Figura 1.3 – Turboatomizadores: (a) 3 pontos; (b) carreta.

A figura 1.4 mostra os atomizadores de canhão de ar de 3 pontos e do tipo carreta.

(a)

(b)

Figura 1.4 – Atomizadores do tipo canhão de ar: (a) 3 pontos; (b) carreta.

A figura 1.5 mostra os pulverizadores com enroladores de mangueira (EM) e pistolas (2p).

(a)

(b)

Figura 1.5 – Pulverizadores: (a) Enrolador de mangueira; (b) pistolas.

A pulverização é o fracionamento de um líquido em pequenas gotas com o objetivo de distribuí-lo de forma homogênea sobre o alvo. Quanto menor o volume de líquido a distribuir por área, menor é o diâmetro requerido das gotas. Os pulverizadores se destinam a fazer exatamente isso: gerar gotas e lançá-las sobre o alvo com a uniformidade requerida.

A uniformidade de distribuição dos pulverizadores de barras é dada pelas condições de montagem e de operação, tais como: espaçamento entre bicos, altura da barra, ângulo de abertura dos bicos, pressão de trabalho e estabilidade dinâmica da barra. O volume do líquido aplicado ao longo da barra, segundo Sinfort et al. (1994), deve ser o mais constante possível.

As oscilações verticais da barra, causadas principalmente por irregularidades no terreno, alteram a distância entre cada bico e o alvo, distorcendo a distribuição. Além disso, quando as oscilações são excessivas fazem com que as pontas da barra toquem o solo, causando eventuais danos.

Estas oscilações segundo Musillami (1977), podem aumentar com a velocidade de deslocamento do trator. As oscilações horizontais da barra também alteram a uniformidade, entretanto numa proporção bem menor.

Outro problema bastante comum, e que também altera a uniformidade de aplicação, é o erro na justaposição das faixas tratadas pelo pulverizador. Espaçamentos insuficientes ou excessivos entre as passadas causam variações no volume de aplicação de até 100%.

São conhecidos vários métodos para estudar a qualidade da distribuição de pulverização sob aspectos dinâmicos do movimento.

Estes métodos diferem na maneira de excitar o pulverizador ou a barra do pulverizador. Uma das possibilidades é transladar sobre uma pista de grama preparada para o deslocamento (POCHI e VANNUCCI, 2002; MILLER e MAWER., 1989); outra é transladar por uma pista ajustada com obstáculos artificiais (CHAPLIN e WU, 1989). Outros pesquisadores utilizaram um excitador para reproduzir uma pista de obstáculos (SINFORT et al., 1997).

Herbst e Wolf (2001) desenvolveram um servo-mecanismo para aplicar excitações em pulverizadores e realizaram medidas em equipamentos de diferentes fabricantes, entre pulverizadores tracionados e pulverizadores montados. Nestes experimentos encontraram coeficientes de variação de distribuição de pulverização da ordem de 5 a 22% dependendo do comprimento de barra, da velocidade de deslocamento e da excitação utilizada. Segundo estes pesquisadores um coeficiente de variação da ordem de 15% seria um valor aceitável em virtude das condições encontradas em campo.

Uma das maneiras de minimizar estes coeficientes de variação de distribuição é a instalação de mecanismos para estabilizar a barra dentro de parâmetros aceitáveis. Estes mecanismos são conhecidos como suspensões de barras para pulverizadores.

Muitos pulverizadores possuem controles da altura média que possibilitam gerenciar o movimento da barra com suspensões passivas. O controle ativo ainda é pouco usado. Entretanto movimentos instáveis têm sido caracterizados como fatores que limitam as aplicações de líquidos com precisão (RAMON e DE BAERDEMAEKER, 1997; POCHI e VANNUCCI, 2001).

Womac et al. (2001) investigou o efeito da altura dos bicos e a velocidade de deslocamento do equipamento na uniformidade de aplicação do

líquido em condições de campo. Os valores do coeficiente de variação encontrados ficaram entre 5% a 17% para condições da barra estática e entre 6% e 37% para barra em movimento (6 a 26 km/h).

Sinfort e Herbst (1996) estudaram o movimento da barra e o padrão de pulverização em condições de uso prático. Os movimentos da barra de pulverização foram avaliados por um simulador com cilindros hidráulicos e o padrão de pulverização foi simulado por um software. Conclui-se que os movimentos de rolagem são responsáveis pelas maiores variações da uniformidade de aplicação.

Ramon et al. (1997) desenvolveu um modelo polinomial para prever a distribuição da pulverização com um único bico movimentando-se sobre uma mesa de canaleta de 15 metros de comprimento. A diferença encontrada entre o valor real e o simulado ficou abaixo de 7%. Determinou também que os movimentos descendentes da barra afetam a distribuição mais que os movimentos ascendentes.

Speelman e Jansen (1974) determinaram que a quantidade de vibração na barra do pulverizador é influenciada pela estrutura da barra, irregularidades do solo e velocidade de deslocamento. Eles determinaram que o aumento da amplitude do movimento da barra diminui a uniformidade da distribuição de pulverização com uma condição inicial de altura de barra de 0,5 metros.

Nation (1980) determinou que a variação na pulverização é proporcional ao movimento do final da barra de pulverização na aplicação em cereais. Ele determinou que os movimentos verticais randômicos da barra de pulverização são influenciados mais pelo movimento de rolagem do que o próprio movimento de translação vertical da barra.

Iyer e Wills (1978) identificaram que a maior fonte de variação na distribuição da pulverização vem do movimento das barras. As barras de pulverização foram consideradas como corpos rígidos e submetidas a entradas senoidais.

Langenakens et al. (1999) determinou que com o aumento da velocidade de deslocamento do equipamento aumenta o movimento de oscilação da barra de pulverização. Eles encontraram coeficientes de variação do volume de líquido aplicado ao longo da barra na faixa de 2% a 173%, devidos à translação da barra e provocados principalmente pelo movimento de rolagem.

As suspensões das barras de pulverização são responsáveis por várias melhorias. Entre elas podem-se citar as seguintes condições que estas suspensões possibilitam:

a – trabalho da barra próximo a cultura o que aumenta a capacidade de penetração das gotas. Isso também reduz significativamente o efeito do vento ambiente, devido ao fato que as gotas são expostas ao vento por uma curta distância vertical (ANDREWS e BYASS, 1977);

b – curta distância da barra até a cultura o que leva a uma redução no processo de deriva, movimento indesejável de um produto no ar, para um local diferente do planejado para a aplicação. Essa redução significa uma diminuição na poluição do meio ambiente (FROST e ANDREWS, 1975);

c - marcadores de espuma e outras técnicas visuais de marcação de faixa de aplicação que podem ser usadas mais facilmente (LAWRENCE, 1977);

d – redução nos movimentos de oscilação das barras dos pulverizadores o que diminui a variabilidade de depósito (MAHALINGA, WILLS, 1978 , SPEELMAN e JASEN, 1979, GANZELMEIR e MOSER, 1979, SCHIMIDT-OTT, 1975);

e – redução nas cargas dinâmicas na barra devido a movimento sobre superfícies irregulares, possibilitando a construção de barras mais esbeltas (NATION e HOLDEN, 1976; MAHALINGA, 1973);

f – desenvolvimento de pulverizadores mais rápidos e com barras maiores.

1.1 Objetivos

O objetivo central deste trabalho é estudar e desenvolver controles ativos para melhorar o desempenho da barra de pulverização em grandes áreas de lavoura de cereais. Neste tema não há trabalhos desenvolvidos para aplicação nas condições de campo brasileiras.

O estudo de duas alternativas de controle ativo na barra de pulverização pode ser bem realizado com procedimentos simulados, quando se tem um bom modelo computacional do pulverizador.

Por essa razão foi necessário, numa primeira etapa, criar um modelo confiável para o equipamento. Através de ensaios experimentais em pistas de prova da empresa Máquinas Agrícolas Jacto S/A e de testes de validação, foi desenvolvido um modelo virtual para o equipamento real.

Para cumprir o objetivo principal, foram estudadas estratégias de controle capazes de minimizar as oscilações do conjunto de barra de 24 metros de um pulverizador tracionado com o mínimo consumo de potência. Foram escolhidas duas técnicas de controle para a simulação: a técnica clássica denominada PID e a técnica “fuzzy” amplamente utilizada em aplicações modernas.

Assim o trabalho está dividido em duas etapas, sendo a primeira a construção do modelo virtual do equipamento através de um software de simulação de corpos rígidos comercial (ADAMS), validado através de testes comparativos. Na segunda etapa, após o modelo validado, foi implementado no modelo virtual as leis de controle PID e “fuzzy”. Nesta etapa foram feitos os ajustes nos parâmetros das leis de controle. O desempenho destas leis de controle foi testado com diversos tipos de modelos de entradas.

1.2 Apresentação do trabalho

No capítulo 2 é apresentada uma revisão sobre as causas dos movimentos nos conjuntos de barras, seguido dos efeitos destes movimentos para o sistema de aplicação de líquidos através da pulverização. Em seguida é apresentada uma revisão dos principais tipos de projeto de suspensão para barras e por fim são mostrados os métodos existentes para avaliação de desempenho do conjunto de suspensão.

No capítulo 3 apresenta-se uma revisão dos principais tipos de suspensão, iniciando pelos sistemas passivos, sistemas semi-ativos até os sistemas ativos.

No capítulo 4 são apresentadas as estratégias de controle (leis de controle) utilizadas neste trabalho e o método de fusão de sensores para utilização nos sistemas de controle propostos.

No capítulo 5 está mostrada a modelagem matemática do sistema multicorpos utilizado, com todas as características dos componentes envolvidos nas simulações (molas, amortecedores, coxins, etc.). Também é mostrada a validação experimental do modelo passivo.

No capítulo 6 é mostrada a implementação das duas estratégias de controle selecionadas (PID e “fuzzy”), juntamente com os resultados obtidos nas simulações.

E finalmente no capítulo 7 são feitas as conclusões finais da tese e apresentas as perspectivas futuras na área de suspensão ativa de barras, com recomendações de trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão discutidos três temas principais relacionados a este trabalho, que são: os movimentos do pulverizador e como eles são transmitidos para a barra de pulverização, o projeto e o modelamento de suspensões de barra e por último os métodos de avaliação de desempenho das suspensões de barra para pulverizadores.

2.1 Causas dos movimentos das barras

Nesta seção serão definidas as coordenadas generalizadas que descrevem os movimentos do pulverizador e da barra de pulverização. Em seguida será mostrado como os movimentos do pulverizador são transmitidos para a barra de pulverização; também serão discutidos os efeitos que cada movimento pode provocar na pulverização ou na estrutura da barra.

2.1.1 Definição de coordenadas generalizadas para o movimento do pulverizador e da barra.

A figura 2.1 é uma ilustração de um trator e uma barra montada. A barra geralmente é suportada por um ou mais pontos do pulverizador através de um sistema de suspensão.

Como o pulverizador translada sobre um solo irregular, os suportes movimentam-se continuamente sobre a posição de equilíbrio estático.

Entende-se por posição de equilíbrio estático, a posição sobre um plano qualquer antes de iniciar o movimento de translação do equipamento.

Os movimentos de um corpo rígido podem ser totalmente especificados através de 6 coordenadas independentes: 3 de translação x, y, z e 3 de rotação α, γ e ϕ .

Conforme descrevem Nation e Holden (1976) os movimentos da barra são determinados pelo movimento de excitação dos pontos de suporte, da massa e do movimento de inércia da barra, pela rigidez das molas ou por outras forças restauradoras e pela energia de dissipação do sistema suspenso ligado entre pontos do suporte e a barra. Segundo Nation e Holden (1976), sendo a barra tratada como um corpo rígido, a posição de qualquer um dos pontos é especificado por estas 6 coordenadas independentes.

O movimento de rotação em relação ao eixo x , caracterizado pela coordenada generalizada α , é conhecido como movimento de rolagem; o movimento de rotação em relação ao eixo y , caracterizado pela coordenada generalizada γ , é conhecido como movimento de arfagem e por último o movimento de rotação em relação ao eixo z , caracterizado pela coordenada generalizada ϕ , é conhecido como movimento de guinada.

α – Movimento de Rolagem.	x – Deslocamento Longitudinal.
γ – Movimento de Arfagem.	y – Deslocamento Lateral.
ϕ – Movimento de Guinada.	z – Deslocamento Vertical.

Figura 2.1 – Coordenadas generalizadas usadas para descrever os movimentos do trator e da barra.

O ponto de origem (ponto O) tem as seguintes referências:

- Eixo X : Referência é o engate da máquina.

- Eixo Y: Referência é o plano de simetria da máquina.
- Eixo Z: Referência é o solo.

2.1.2 Como o movimento do pulverizador causa os movimentos de rolagem e de guinada em uma barra rigidamente montada.

Na figura 2.2 a barra de pulverização é montada rigidamente em um trator. A linha ST representa a barra de pulverização numa altura H do solo.

Segundo Nation (1982) o eixo frontal está pivotado no ponto P, e as rodas traseiras do veículo de pulverização estão em contato com o solo, definindo os pontos E e D. Se a roda A se desloca verticalmente relativo a D por causa de um obstáculo de altura C, o pulverizador irá girar sobre o eixo PD. Ao mesmo tempo, a ponta T da barra irá girar sobre o eixo PD, para uma nova posição T' com uma maior componente de translação vertical de deslocamento na direção de Z e outras componentes menores nas direções X e Y.

Figura 2.2 – Geração dos movimentos de rolagem e guinada em uma barra rigidamente montada em um trator.

2.2 Efeitos do movimento da barra

Nesta seção serão discutidos os três movimentos de rotação da barra e as conseqüências dos mesmos sobre o sistema de aplicação de líquidos pulverizados. Será dada uma especial atenção aos principais problemas que estes movimentos causam e como as suspensões podem ajudar a diminuí-los (HERBST e WOLF, 2000; LANGENAKENS et al., 1999; RAMON E DE BAERDEMAEKER, 1997; RAMON et al., 1997).

2.2.1 Movimento de Rolagem

O movimento de rolagem da barra é provocado pela rotação do equipamento em relação ao eixo longitudinal. Este tipo de movimento faz com que a barra de pulverização, vista por trás, oscile para cima e para baixo. Esta oscilação provoca principalmente deslocamentos verticais da barra, mas pode provocar também deslocamentos laterais (transversais) da barra.

O movimento de rolagem produz na barra de pulverização velocidades e acelerações que dependendo da intensidade interferem diretamente na qualidade de aplicação dos produtos ou na durabilidade da estrutura. A seguir serão discutidos mais detalhadamente cada um destes problemas.

A - Variação do deslocamento angular de rolagem

Durante o movimento de rolagem a distância entre o bico de pulverização e a superfície do alvo varia, o que causa desigualdade nos depósitos de pulverização.

Segundo Lake (1980) a redução na variação da amplitude da barra terá uma potencial redução da deriva, que é o arraste de gotas devido ao vento, porque as gotas são expostas numa curta distância vertical, ficando assim menos suscetíveis a este arrasto.

Os sistemas de marcadores de linha também têm vantagens com a redução da variação da amplitude do movimento da barra, tornando mais precisa a marcação da faixa de aplicação.

Segundo Nation e Holden (1974) numa barra de 14 m com um sistema de suspensão pendular, submetida a uma variação angular de 3 graus, a marcação da faixa de aplicação varia de 13,6 a 14 m.

B - Translação lateral da barra devido ao movimento de rolagem do pulverizador.

Com o movimento de rolagem do pulverizador a barra irá transladar horizontalmente e causará uma variação em W , ver Figura 2.3, que resulta em irregularidades na faixa de aplicação. A translação lateral da barra não terá nenhum efeito adverso na distribuição de pulverização, porém esse efeito sempre causará a necessidade de aumentar as áreas de sobreposição resultantes da passagem nas linhas adjacentes.

Figura 2.3 – Translação lateral da barra devido ao movimento de rolagem do pulverizador.

C - Variações de velocidade na barra devido ao movimento de rolagem.

Segundo Nation (1980) os movimentos de rolagem da barra induzem na ponta da barra velocidades verticais na ordem de 4 m/s (para uma barra de comprimento de 12 m). Velocidades destas amplitudes podem causar efeitos indesejáveis em alguns sistemas de pulverização.

Segundo Lake (1980) as gotas obtidas através de discos rotativos têm somente o efeito da gravidade sobre elas. Neste caso a velocidade inicial da gota é dada pelo movimento da barra. Variações desta velocidade causariam variações no tempo de vôo da gota. Gotas com um longo tempo de vôo são mais suscetíveis a ação do vento, causando deriva e prejudicando a uniformidade de aplicação.

Ainda segundo Lake (1980) os bicos hidráulicos convencionais emitem um jato de líquido com velocidades entre 14 e 25 m/s. Para os casos de alta velocidade inicial do líquido, as variações devido ao movimento da barra teriam pouco efeito na uniformidade de depósitos de pulverização.

D – Variação nas acelerações de rolagem

Segundo Nation e Holden (1976) as acelerações lineares da ponta de uma barra de um pulverizador convencional podem ser maiores que 150 m/s^2 . Tais acelerações altas induzem a altos momentos fletores dentro da estrutura da barra, que segundo Davis (1980) podem ocasionar a flexão da barra ou uma falha devido à fadiga do material. Estes efeitos prejudiciais podem ser minimizados isolando a barra em relação aos movimentos rápidos do pulverizador, que é uma das principais funções das suspensões.

2.2.2 Movimento de guinada

O movimento de guinada é causado pela rotação do equipamento em relação ao eixo vertical. Este tipo de movimento faz com que a barra de pulverização, vista pelo lado, oscile para frente e para trás. Esta oscilação provoca deslocamento, velocidade e aceleração longitudinal na barra. A seguir

serão mostrados com maiores detalhes estes efeitos e como as suspensões podem diminuí-los.

Segundo Nation (1980) este tipo de movimento em geral tem menor efeito tanto na qualidade da aplicação, quanto na durabilidade da barra, tendo em vista a magnitude deste movimento.

A - Variação do deslocamento de guinada

Os efeitos do movimento de guinada são similares nas direções longitudinais e transversais. Reduzir o ângulo de guinada com algum tipo de suspensão irá contribuir para uma maior precisão na aplicação de líquidos pulverizados entre as fileiras de cultivo. Este fato, segundo Lawrence (1977), também aumentará a precisão de marcadores de linha, tais como os marcadores de espuma ou marcadores eletrônicos.

B - Variação da velocidade de guinada

Segundo Ganzelmeir e Moser (1977), a variação da velocidade relativa ao solo aumenta a desigualdade nas aplicações de produtos químicos. No pulverizador com uma velocidade de translação de 2,5 m/s, a velocidade horizontal na ponta de uma barra de 12 m pode variar entre 0 a 5 m/s.

Ainda segundo Ganzelmeir e Moser (1977), as variações das velocidades de guinada devem ser mantidas dentro de um valor mínimo, porque uma relação de velocidade (velocidade da ponta barra / velocidade pulverizador) de 1,25 faz com que as quantidades de depósito de pulverização variem entre 60% e 150%, em relação à média prevista.

2.2.3 Movimento de arfagem

O movimento de arfagem é causado pela rotação do equipamento em relação ao eixo transversal Y. Este tipo de movimento faz com que a barra de pulverização, vista pelo lado, oscile para cima e para baixo.

Com o movimento de arfagem da barra, o bico de pulverização desloca-se verticalmente, o que provoca uma maior desigualdade no depósito de pulverização.

Os movimentos de arfagem do pulverizador podem causar movimentos verticais na barra que chegam a ser da ordem de 20% das perturbações da barra, segundo Nation (1980). Estes movimentos podem ser minimizados colocando a barra de pulverização o mais perto possível da roda traseira.

Os movimentos de arfagem são pouco estudados na literatura pois apresentam pequenas contribuições nas variações das pulverizações, quando comparados aos movimentos de rolagem e guinada.

2.3 Principais tipos de suspensão de barra

Segundo Deprez et al. (2002a, 2002b) existem vários tipos de suspensão passiva de barra. Os projetos de suspensão passiva de barras podem ser classificados em três tipos que são: suspensões baseadas no pêndulo, suspensões baseadas em mecanismos de quatro barras (formação trapezoidal) e suspensões feitas por cabos. Todos estes tipos de suspensão podem ser descritos como se fossem um filtro passa-baixa de segunda ordem.

Estes modelos de suspensão são diferentes do ponto de vista prático. As diferenças estão na faixa de frequência onde está a frequência natural da suspensão e na quantidade de amortecimento viscoso necessário para um bom desempenho.

Um dos primeiros estudos de suspensão passiva de barra foi feito por Nation (1980). Neste trabalho utilizou o método de Lagrange para obter a equação que governa o movimento da barra de pulverização com uma suspensão passiva de barra do tipo trapezoidal. Nesse modelo foi feita a hipótese de pequenos ângulos e foi obtida uma função de transferência que tem como entrada o ângulo do quadro do pulverizador e como saída o ângulo da barra de pulverização. Nesse trabalho não também foi feita uma validação experimental do modelo matemático proposto.

Frost e O'Sullivan (1986) fizeram uma validação experimental do modelo proposto por Nation (1980) e concluíram que para a faixa de frequência testada

(0,03 a 1,6 Hz) a equação diferencial ordinária de segunda ordem representa bem o fenômeno que ocorre na prática. Também conseguiram bons resultados quanto à medida das frequências naturais do sistema da suspensão. Por outro lado não foi considerado o amortecimento viscoso na construção deste experimento sendo somente considerado o atrito de Coulomb. Também foi construída uma barra de seção constante com massa de posição variável para se obter momentos de inércia diferentes.

Posteriormente Frost (1987) desenvolveu um procedimento para projetos de suspensão passiva de barra para pulverizadores tracionados. Buscou-se através do modelo matemático obter uma suspensão que em altas frequências atenuasse o máximo possível as amplitudes provocadas pela entrada. Em terrenos inclinados consegue-se manter a barra de pulverização paralela ao solo. Para atender aos objetivos propostos, três critérios de desempenho foram adotados, sendo estes: a relação entre o ângulo de saída (ângulo da barra de pulverização) e o ângulo de entrada (ângulo do quadro do pulverizador) deve ficar na faixa de 0,8 a 1,2 Hz; a frequência natural da suspensão deve ficar entre 0,11 e 0,2 Hz e a razão de amortecimento deve estar em torno de 0,80.

Outros estudos foram feitos, relacionados ao controle ativo do tipo de suspensão trapezoidal, onde um dos braços do mecanismo de quatro barras é variável. Com isso conseguia-se uma mudança da geometria da suspensão conforme relata Frost e O'Sullivan (1988). Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático da suspensão trapezoidal ativa onde se utilizou o método de Newton-Euler para descrever a equação governante do movimento da barra de pulverização. Foi utilizado um método de controle clássico conhecido como controle proporcional ou compensação pelo ganho. Adotou-se este sistema, segundo o autor, em função da facilidade de operação pois existe somente um parâmetro para ser ajustado. Este parâmetro é a extensão do atuador, ajustada em função da diferença de altura da barra, medida na extremidade da mesma com sensores de ultra som.

Outro tipo bastante comum de sistema de suspensão para barra de pulverizadores são as suspensões pendulares, também amplamente estudadas. Um primeiro modelamento dinâmico deste tipo de suspensão foi desenvolvido por O'Sullivan (1986) onde através do método de Lagrange

desenvolveu as equações de movimento do sistema. Nesse trabalho foi feito um modelo matemático tanto para a suspensão passiva quanto a ativa.

Dentro do modelo matemático da suspensão passiva o autor destaca três pontos principais deste tipo de suspensão. O primeiro ponto é que sempre o equilíbrio da barra ocorrerá na posição horizontal independentemente da quantidade de amortecimento viscoso no sistema. O segundo ponto é a dificuldade de se isolar a barra dos movimentos rápidos do quadro do pulverizador. Desta forma quando a frequência de excitação chega próximo da frequência natural do sistema o problema de isolamento do movimento oscilatório da barra em relação o quadro se agrava. E o último ponto observado pelo autor é sobre o efeito do atrito de Coulomb. Este efeito pode ser significativo quanto menor for o comprimento do pêndulo, chegando até de impedi-lo de retornar a posição de equilíbrio.

Quanto à suspensão ativa modelada por O'Sullivan (1986), o autor utilizou o método de controle proporcional, onde o comprimento do cilindro hidráulico é proporcional ao erro entre a altura da barra e o solo de referência. Para medir essa altura da barra o autor sugere a utilização de sensores de ultra som.

Para esse sistema foi encontrada, através de simulação, uma boa resposta da composição de transdutor, servoválvula e atuador até uma frequência de excitação de 0,32 Hz. Acima deste valor o sistema não apresenta boa controlabilidade. Ainda analisando este controle, o autor descreve para o ganho como uma boa faixa de trabalho valores entre 0 a 0,5. O sistema fica instável quando esse ganho ultrapassa o valor de 0,7.

Por último, foi avaliada a potência necessária para que a barra de pulverização retorne para a posição de equilíbrio depois de sofrer uma entrada do tipo degrau com amplitude de 11,45 graus. Segundo o modelo matemático essa potência é menor que 8,5 W desconsiderando as perdas.

Outro trabalho desenvolvido por O'Sullivan (1988) foi o de validação do modelo proposto acima. Para validar o modelo foi construída uma bancada composta por dois cilindros hidráulicos que servem para excitar o sistema a ser validado. Essa bancada pode variar a amplitude de zero até 5,7 graus, com frequências de excitação acima de 8 Hz. Utilizou no controle um atuador elétrico. Outros itens utilizados na experimentação foram amortecedores

viscosos, sensores de ultra som e transdutores de deslocamento com variação linear (LVDTs).

O primeiro passo da validação foi a medida das características dos amortecedores e foi desconsiderada a parte de atrito de Coulomb por se tratar da utilização de um rolamento no ponto de articulação. O máximo valor do deslocamento angular da barra encontrado foi de 0,11 graus com um valor de momento de 1,0 N.m. Esses dados foram utilizados no modelo durante a validação.

Em seguida foram medidas as frequências naturais da barra através de uma entrada degrau. Medindo o decaimento da posição ao longo do tempo, verificou-se que ocorre nessa parte do experimento uma boa correlação entre o previsto e o medido.

Ainda para esta suspensão passiva foi medida a resposta em frequência do sistema. Nesta parte do experimento fixou-se a amplitude em 3 graus e variou-se a frequência de excitação de 0.016 a 1,6 Hz. As medidas sempre foram feitas quando se atingia o regime permanente. Também se notou uma boa correlação entre o sinal previsto e o medido o que, para o autor, demonstra uma boa ferramenta para projetar suspensões passivas pendulares de barras.

Na validação da suspensão pendular ativa foi utilizado o método da resposta em frequência para obter a constante de tempo entre a combinação do transdutor linear (LVDT) e do atuador hidráulico. Foi encontrada uma constante de tempo de 0,1 s. Obteve-se uma boa correlação entre os valores experimentais e os simulados para estas constantes de tempo.

Outro ponto analisado foi a resposta transiente para uma entrada degrau de 1,72 graus. Um ponto que o modelo previa era a instabilidade do sistema caso o valor do coeficiente de amortecimento fosse menor que 60 N.m/(rad/s). No experimento a primeira instabilidade ocorreu com o valor de 65 N.m/(rad/s). Isso indica que para valores iguais ou menores que os indicados acima, o sistema ao invés de diminuir a amplitude de saída acaba aumentando a amplitude de saída. De maneira geral obteve-se boa correlação entre os dados medidos e os simulados durante essa etapa do experimento.

Também foi analisada a função de transferência entre a saída (ângulo da barra de pulverização) e a entrada (ângulo da excitação). Utilizou-se um sinal senoidal de amplitude de 2,58 graus e com frequências variando de 0,016

a 1,6 Hz. Nessa parte do experimento também foi mostrada uma boa correlação entre os valores experimentais e os simulados. Foi possível também notar que o sistema de controle responde bem nas frequências baixas, que é o objetivo deste tipo de controle.

Um trabalho sobre suspensão de barras, relacionado ao tipo pendular, foi desenvolvido por Anthonis et al. (2005). Neste trabalho foi otimizada uma suspensão pendular dupla para um pulverizador da marca John Deere com barra de comprimento de 39 metros. A otimização foi baseada em um modelo matemático feito a partir do princípio do trabalho virtual e utilizaram-se amortecedores não lineares do fornecedor Koni®. Durante a otimização várias condições de campo foram utilizadas com base na análise da densidade da potência espectral. O objetivo do trabalho foi minimizar o desvio padrão da rotação da barra sobre o eixo horizontal quando aplicado nas condições das pistas.

O modelo utilizado é simples, porém bastante preciso o que permitiu diversas simulações de pistas. Concluiu-se que é possível determinar a distância do amortecedor até o ponto de articulação e uma determinada quantidade de amortecimento viscoso de tal maneira que se consiga atingir desempenho satisfatório para todos os padrões de pista testados.

Outro tipo de suspensão estudada na literatura foi desenvolvida por Deprez et al. (2002 a), denominada suspensão por cabos. Esse sistema baseia-se na fixação das extremidades de um cabo na barra de pulverização passando esse cabo por uma polia que está acoplada a um motor elétrico. Caso o motor elétrico não seja acionado, o sistema trabalha de maneira passiva. Porém se o pulverizador estiver trabalhando em um terreno inclinado é possível, através do acionamento do motor elétrico corrigir o ângulo da barra. Esse tipo de suspensão é utilizado nos equipamentos da marca Inuma.

O modelo matemático da suspensão foi desenvolvido pelo método de Lagrange. Para simplificar o modelo foi feita uma linearização o que, segundo o autor, não apresenta maiores problemas em função dos pequenos ângulos de rotação da barra (menores de 15°). Uma vez linearizado o modelo, foi definida uma função de transferência entre o comprimento do atuador e a posição angular da barra. Nessa função de transferência também não se levou em

consideração o amortecimento. O autor destaca porém, que uma possível existência de atrito nos pontos de articulação pode alterar a função.

Foi feita uma identificação do sistema para validar o modelo teórico utilizando-se uma função de resposta em frequência entre o ângulo da barra e o ângulo da polia. Para medir o ângulo da polia foi utilizado um potenciômetro e para medir o ângulo da barra foi utilizado dois sensores de ultra som colocados de maneira simétrica em relação ao centro de gravidade da barra.

Mostrou-se pela análise do modelo analítico que o comportamento do mecanismo apresenta um sistema de segunda ordem com uma frequência natural e um zero no numerador. O principal resultado da análise foi a descoberta que o zero da suspensão é independente da massa e do momento de inércia da barra e é dependente somente da geometria dos cabos.

Outro trabalho desenvolvido por Deprez et al. (2002 b) mostrou um projeto de controle ativo de baixa velocidade com potência limitada. Este projeto foi validado por experimentos de campo para controle de baixa frequência de excitação, por exemplo, no cruzamento de terraços onde o operador teria que corrigir a barra manualmente.

Para realizar esse controle foi utilizado um motor elétrico de 70 W DC. Uma ferramenta importante, utilizada durante o desenvolvimento do controle, foi a utilização do método dos lugares das raízes para um sistema de controle passivo. Ensaio de campo demonstraram que apesar da pequena quantidade de potência do motor obteve-se um resultado satisfatório para uma barra de 600 kg.

Um controlador de terceira ordem foi capaz de reduzir substancialmente o movimento da barra na frequência natural e proporcionar o uso de uma razão de amortecimento de até 0,42. O autor conclui que com esse tipo de controlador é possível diminuir a carga de trabalho do operador sem ter mudanças na construção da suspensão.

Segundo Pontelli (2007) para o mesmo nível razão de amortecimento ($\xi=0,80$), mantendo-se fixos os demais parâmetros, a suspensão do tipo pendulo simples necessitou de menor amortecimento viscoso que a suspensão do tipo trapezoidal. A suspensão do tipo trapezoidal foi melhor em baixas frequências ($f < 1,25$ Hz) enquanto a suspensão do tipo pendulo simples foi

melhor nas condições encontradas em campo e em condições de pista normalizada conforme ISO 5008.

Numa ampla consulta na literatura não foi possível encontrar estudos de suspensão de barra com controle ativo aplicado às condições de campo brasileiras.

2.4 Métodos de avaliação do desempenho de suspensão de barra

Para quantificar a homogeneidade da distribuição da pulverização quando ocorrem movimentos verticais e/ou horizontais na barra do pulverizador varias técnicas são descritas na literatura. Estas técnicas são divididas em dois grupos: estudos de laboratório e estudos de campo.

No laboratório, De Jong et al. (2000) utilizou uma máquina que consistia um carrinho móvel com partes de um pulverizador de barra. Utilizou ainda uma velocidade de 1 m/s e transladou sobre um obstáculo senoidal de comprimento 1 metro. A pulverização foi feita com água e traçante fluorescente. Filtros de papel (10 x 10 cm) foram colocados nos locais onde foram feitas as medidas de distribuição. As análises dos traçantes fluorescentes foram feitas pelo método de espectrofotometria. A principal limitação deste método é a falta de precisão na reprodução dos movimentos encontrados no campo. Com um movimento simples senoidal imposto na barra, as extrapolações dos resultados obtidos para as condições reais encontradas em campo não são precisas.

Um outro teste de laboratório é constituído de um dispositivo para reproduzir as condições de campo através de excitadores hidráulicos. Sinfort et al. (1994) usou o simulador desenvolvido pela CEMAGREF que perturba o pulverizador permitindo simular condições de campo. A medida da distribuição sob a barra de pulverização não é feita de maneira direta. É feita através de simulações onde são efetuadas as medidas estáticas conforme padrões estabelecidos pela norma ISO (ANON, 1981). Nessas simulações as barras são consideradas rígidas e provetas são utilizadas para a coleta do líquido.

Um servomecanismo, desenvolvido pela BBA (Federal Biological Research Centre for Agriculture and Florestry), possui três atuadores hidráulicos na direção vertical e três atuadores hidráulicos na horizontal para

reproduzir os movimentos observados em condições típicas de campo (HERBST AND WOLF, 2000). Este teste de bancada é feito através de uma correia transportadora que simula a velocidade de deslocamento do pulverizador. Sensores de capacitância são utilizados para medir a variação de volume. O método é altamente preciso, mas apresenta alguns inconvenientes nas realizações das medições dinâmicas devidos ao método de coleta do líquido (WOLF, 2002).

Outro ensaio desenvolvido em bancada para avaliar a qualidade de aplicação foi feito por Lardoux et al. (2007 a). Através de uma plataforma foram gerados movimentos controlados em todas as direções e foram medidas as coberturas através de análises de imagem. Os efeitos da altura da barra, da velocidade de deslocamento e do tipo de bico, medidos em condições dinâmicas, foram comparados com as medidas de distribuição estáticas.

As repetições mostraram algumas variações quando a altura da barra aumentava. As medidas estáticas e dinâmicas de distribuição apresentaram o mesmo padrão de irregularidades, mas essas irregularidades são mais importantes para as condições dinâmicas devido aos efeitos de turbulência.

Os movimentos de rolagem e arfagem aumentam a irregularidade da distribuição. Para o movimento de rolagem as mudanças nas alturas dos bicos explicam as variações, enquanto que no movimento de arfagem áreas de sobre-dosagem foram observadas quando os bicos têm uma pequena velocidade horizontal.

Por outro lado ensaios de campo são pouco descritos na literatura, provavelmente devido à dificuldade de reprodução e aos altos custos. Sinfert et al. (1997) organizou vários testes para coletar dados de diversos pulverizadores sob condições de pistas naturais e de pistas artificiais construídas em concreto. Um corante foi utilizado para ser pulverizado sobre grandes folhas de papel e o resultado foi obtido através de análises de imagens. Grandes variações foram observadas entre as repetições dos testes.

Outro trabalho experimental foi realizado por Jeon et al. (2004) num pulverizador instrumentado auto-propelido da marca John Deere 4710. Este pulverizador tem 27,4 metros de comprimento de barra e capacidade do reservatório de 3028 litros, com 54 bicos de pulverização. Foram medidas as

acelerações e o efeito da altura da barra sobre a pulverização em diversas condições de pista de prova.

O experimento ocorreu com três tipos de pista de prova: uma suave, outra com obstáculos paralelos com 20 cm de altura e a última com obstáculos intercalados com 20 cm de altura. Foram usados também dois tamanhos de gotas padrões: 255 μm e 508 μm de diâmetro médio volumétrico, medidos através do processo de difração de laser. Também foram utilizadas duas condições no reservatório: com 1500 litros e com tanque vazio.

Os resultados mostraram três níveis de aceleração: -1,1 a 1,8 g, -6,7 a 14,3 g e -11,0 a 20,7 g. A altura na ponta da barra varia em três faixas: de 1,2 a 2,0 m, 0,5 a 2,6 m e 0,4 a 2,5 m para as pistas dos tipos: suave, paralela e intercalada. Estes resultados ainda mostraram que para gotas pequenas (255 μm) as variações de cobertura correspondem a um coeficiente de variação entre 11 % e 22%. Para as gotas maiores (508 μm) as variações de cobertura levaram a um coeficiente de variação entre 9% e 18%.

Outro efeito observado foi o da altura da barra em relação ao tamanho de gotas. Para gotas pequenas (255 μm) alturas da barra menores que 1,5 metros otimizam a cobertura e minimizaram o coeficiente de variação. Por outro lado gotas grandes (508 μm) não apresentaram diferenças significativas em relação à variável altura.

Um outro experimento, Lardux et al. (2007 b), tem como objetivo verificar a habilidade de um modelo de baixa complexidade. É baseado na representação geométrica de pulverização para prever a distribuição com movimentos em uma única direção ou com movimentos combinados da barra de pulverização. Foram feitas excitações mecânicas apropriadas para testar os pulverizadores. Tanto as excitações como as medidas na barra foram projetados como se fossem em campo. Foram avaliados os comportamentos combinados destes métodos (excitações mecânicas, medidas na barra e simulações).

Os resultados deste experimento mostraram que existe uma boa correlação quando ocorrem movimentos isolados da barra (vertical e horizontal). Já para os movimentos combinados, apesar de existir a mesma tendência, pode-se notar que ocorreram as seguintes diferenças: menores

doses, menores valores de coeficiente de variação e maiores superfícies de área com pulverização homogênea.

O autor aponta como uma possível justificativa para essas diferenças a combinação de três fatores: o passo de calibração para o método de medida da distribuição, o método de medida da posição da barra que considera a barra rígida e o efeito dinâmico da pulverização que não é levado em conta.

Apesar das diferenças acima citadas o autor considera o modelo satisfatório e rápido para estimar a distribuição da pulverização no solo, considerando a barra rígida. Sugere ainda para melhorar o modelo a utilização de padrões de bicos dinâmicos e a estimativa dos efeitos de turbulência.

Para avaliar esta variação da distribuição na ponta da barra em condições de campo, Queiroz et al. (2004) utilizou a técnica de videografia para avaliar dois tipos de suspensão quando submetidas a condições de dois tipos de manejo de solo de área florestal. O autor concluiu que a metodologia é adequada para tal tipo de avaliação.

Um método de avaliação do depósito utilizando análises de imagem foi proposto por Enfalt, Enggvist e Alness (1997). Através do comportamento dinâmico do pulverizador no campo é feita uma análise do comportamento dinâmico da distribuição da pulverização através de análise de imagens.

CAPÍTULO 3 - SISTEMAS DE SUSPENSÃO

Os avanços da tecnologia industrial voltada para a produção de sensores e atuadores, cada vez mais disponíveis no mercado a custos baixos e com excelente qualidade, permitiram o desenvolvimento da tecnologia de suspensão ativa. Em geral com estas suspensões busca-se o melhor compromisso entre o conforto (isolação de vibrações) e a segurança (manobrabilidade), adaptando os parâmetros da suspensão para atender as exigências do ambiente, independente das condições de utilização do veículo (alteração da carga, frenagens bruscas, altas acelerações laterais, variações dos atuadores, etc.) (CORTE-REAL, 2002).

Desde o surgimento do automóvel houve uma grande preocupação em se projetar um sistema de amortecimento mecânico capaz de atender algumas exigências de projeto, tais como: amortecer os choques provenientes do solo, viabilizar as exigências estruturais e melhorar as condições de segurança e conforto.

A literatura divide os tipos de suspensões em duas categorias:

- Suspensão passiva;
- Suspensão ativa;

Segundo Corte-Real (2002) define-se como suspensão passiva, na configuração mais básica, um conjunto que consiste de um elemento (mola) que absorve energia armazenando-a e de outro (amortecedor) que dissipa essa energia. Estes dois elementos, comumente usados, são passivos por natureza, ou seja, eles não podem introduzir energia externa ao sistema.

Já nas suspensões ativas além dos elementos citados acima existe um atuador e ainda segundo Corte-Real (2002) a suspensão ativa não reage a

uma força, a menos que seja comandada para fazê-lo. Essa reação ocorre por ação de atuadores comandados por sistemas de controle em malha fechada, aplicando forças sobre o conjunto das rodas, isolando as massas do veículo das acelerações provocadas pelas ondulações do terreno.

3.1 Suspensões Ativas

Frequentemente a indicação suspensão ativa é utilizada indistintamente para denominar todos os sistemas de suspensão que utilizam forças atuantes externas, complementando as forças passivas. As forças são controladas com auxílio de informações obtidas através de sensores instalados no veículo. O controlador processa as informações medidas e ajusta o comportamento da suspensão segundo uma estratégia pré-definida, visando obter um desempenho pré-estabelecido e superior em relação às suspensões passivas.

Atualmente, as expressões suspensão eletrônica ou suspensão computadorizada são também usadas, muito embora as primeiras suspensões ativas eram do tipo hidropneumáticas, sem o uso da eletrônica ou de computador embarcados. Outra expressão mais recentemente utilizada é suspensão inteligente.

As suspensões identificadas como ativas ou inteligentes na literatura, segundo classificação amplamente reconhecida, dividem-se de fato em categorias básicas:

Adaptativas – ativa com controle de malha aberta;

Semi-ativas – ativa com controle ocasional de malha fechada e

Totalmente ativas – ativa com controle de malha fechada.

Os sistemas de suspensões ativas fabricados atualmente pela indústria automobilística, na sua quase totalidade são sistemas adaptativos (DECKER et al., 1988). Em geral os fabricantes de automóveis não especificam claramente o tipo de sistema utilizado, pois sem dúvida é vantajoso para a empresa especificar um sistema simplesmente adaptativo como se fosse uma suspensão totalmente ativa. Existem, entretanto, diferenças entre os vários

tipos de sistemas de suspensão identificados como ativos, que são muito importantes e serão analisados mais detalhadamente a seguir.

3.2 Suspensões Adaptativas

As suspensões adaptativas são na realidade suspensões com controle de malha aberta cujos parâmetros podem ser ajustados automaticamente em função de alterações nas condições de utilização do veículo. Esses parâmetros, sujeitos à adaptação, são quase sempre: o coeficiente de amortecimento, a rigidez e a altura da suspensão.

Sistemas mais simples limitam-se à utilização de amortecedores ajustáveis, enquanto que as suspensões pneumáticas e hidropneumáticas podem frequentemente implementar regulagens de rigidez e de altura. A variação do amortecimento, entretanto, pode ser obtida de forma simples, através do controle da abertura de uma válvula de orifício no amortecedor. A variação da rigidez em sistemas pneumáticos ou hidropneumáticos pode ser conseguida através da variação do volume da mola a gás ou de sua pressão.

Como o chaveamento dos amortecedores e/ou molas não ocorre com frequência, mas apenas em respostas ocasionais (altas velocidades, curvas fechadas, freadas fortes, etc.), os sistemas adaptativos podem ser considerados lentos, uma vez que atuam com pequena taxa de ocorrência. Mas sabe-se que veículos, principalmente os esportivos, exigem que o chaveamento ocorra rapidamente de modo a proporcionar respostas imediatas a eventos bruscos, sem prejudicar a segurança e a estabilidade do veículo (KARNOPP e HESS, 1991).

Por outro lado, observa-se que a transição demasiadamente rápida do coeficiente de amortecimento quando a velocidade no amortecedor é elevada causa ruídos e vibrações desconfortáveis. Desta forma, é conveniente realizar, sempre que possível, a variação do coeficiente de amortecimento de forma contínua ou executar o chaveamento quando a velocidade no amortecedor for aproximadamente zero, ou seja, estiver mudando de sentido (WILIAMS, 1994).

Em geral nos sistemas adaptativos a estratégia de controle empregada é baseada no monitoramento de algumas variáveis, com objetivo de antecipar o ajuste da suspensão a eventos críticos como curvas fechadas, freadas bruscas e irregularidades na via, ou para regular a suspensão em determinadas condições de operação como altas velocidades ou veículo carregado.

Pode-se projetar um sistema adaptativo, por exemplo, para atuar ajustando os parâmetros da seguinte maneira:

1) Utilizar baixa rigidez e baixo amortecimento, se o veículo estiver se movendo em linha reta e em velocidade moderada, para proporcionar uma melhor isolamento de vibrações (conforto).

2) Enrijecer a suspensão e aumentar o amortecimento, se o veículo entrar em curva fechada, para diminuir a rolagem e a variação da força normal nos pneus, proporcionando maior segurança.

3) Aumentar o amortecimento durante frenagens ou acelerações violentas, para reduzir os movimentos de mergulho ou empinamento.

4) Aumentar o coeficiente de amortecimento por um tempo suficiente (tipicamente 0,5 segundos) (WILLIAMS, 1994), ao passar sobre um obstáculo, para atenuar as oscilações do chassi mais rapidamente.

5) Usar maior rigidez e maior amortecimento em velocidades elevadas, para que se possa contar com o máximo de aderência e dirigibilidade.

6) Utilizar uma rigidez apropriada à carga do veículo, de modo que se mantenha o veículo nivelado mesmo que os eixos sejam carregados de forma desigual evitando mudanças significativas nas características da suspensão.

7) Diminuir a altura em relação ao solo em alta velocidade, para obter um melhor desempenho aerodinâmico e uma posição mais baixa do chassi.

A seleção dos itens acima, que serão utilizados na estratégia de controle da suspensão, dependerá da escolha dos sensores e atuadores empregados.

As primeiras suspensões adaptativas comercialmente bem sucedidas foram as suspensões hidropneumáticas com regulagem automática de altura, introduzidas em automóveis a partir de 1953. No início da década de 1980 começaram a ser produzidas industrialmente as primeiras suspensões

eletronicamente controladas, baseadas em sua maioria em amortecedores ajustáveis. Os pioneiros neste tema foram os fabricantes japoneses Toyota, Mazda e Mitsubishi, logo seguidos por americanos e europeus (MELLER e FRUHALF, 1988). Atualmente é cada vez maior o número de modelos de veículos de vários fabricantes disponibilizados no mercado que utilizam os chamados amortecedores eletrônicos, que correspondem a sistemas de suspensão adaptativos.

Os sistemas de suspensão adaptativos provocaram um grande avanço tecnológico na área automobilística quando comparado com o desempenho dos sistemas tradicionais. Seus funcionamentos se baseiam em elementos passivos ajustáveis que reagem às velocidades e aos deslocamentos relativos entre seus terminais. O uso destes sistemas melhora a resposta transiente da massa suspensa em curvas, frenagens e passagens sobre obstáculos. Contudo os sistemas adaptativos são limitados, isto é, não possibilitam a implementação de outras leis de atuação mais dinâmicas especificamente concebidas para o controle das rodas e da massa suspensa.

3.3 Suspensões Semi-Ativas

Buscando diminuir significativamente o fornecimento de energia necessária para o funcionamento dos sistemas de suspensão ativa, os sistemas semi-ativos foram concebidos tentando reproduzir aproximadamente o funcionamento dos sistemas ativos com significativa redução do fornecimento de energia. Desta forma os sistemas semi-ativos possuem sensores e controladores similares aos das suspensões ativas. Neste caso, porém, os atuadores são substituídos por elementos passivos (molas e amortecedores) variáveis, de forma que as oscilações a serem controladas atuem sobre os parâmetros de rigidez e de amortecimento.

Os sistemas ativos e os sistemas semi-ativos têm como diferença fundamental o fato que os sistemas semi-ativos não têm capacidade de introduzir energia no sistema oscilatório. Assim, as forças exercidas pelos atuadores das suspensões semi-ativas terão sempre sentidos contrários aos deslocamentos relativos (molas) e velocidades relativas (amortecedores) entre

seus terminais. Esta restrição não existe no caso dos atuadores das suspensões ativas.

A figura 3.1 mostra um esquema de uma suspensão semi-ativa onde pode-se variar o amortecimento conforme a intensidade da corrente elétrica. Esse tipo de amortecedor é conhecido como magnético reológico.

Figura 3.1 – Esquema de uma suspensão Semi-Ativa.

Nas primeiras suspensões semi-ativas, a regulação da força de amortecimento podia ser alcançada ajustando a área do orifício em um amortecedor hidráulico, mudando assim a resistência às forças do fluido. Porém a mudança da velocidade é muito lenta pelo uso de cilindros hidráulicos. As aplicações dos fluidos magnético-reológicos (MR) em amortecedores controláveis têm sido investigadas por diversos pesquisadores.

Segundo Yao et al. (2002), os fluidos magnético-reológicos existem há muitos anos. Contudo, somente a partir de 2002 alcançaram características estáveis atrativas para aplicação prática como, por exemplo, elevado campo de tensão e baixa viscosidade. Eles são adequados em aplicações de desempenho alto como em amortecimento automotivo.

Os fluidos MR consistem de partículas polarizadas magneticamente (óxido de ferro) suspensas em um fluido base, como óleo mineral, óleo sintético, querosene ou silicone (PARE, 1998; MILECKI, 2001, YAO et al. , 2002) . A fração em volume de partículas está entre 20% e 60%. Normalmente, os fluidos MR são líquidos limpos tendo uma consistência similar aquela de óleo de motores. Quando um campo magnético é aplicado ao fluido sua

consistência muda e o fluido torna-se semi-sólido, semelhante a uma manteiga fria.

O grau de mudança da viscosidade do fluido é proporcional à magnitude do campo magnético aplicado. Fluidos MR podem operar à temperatura de 150 a 240 °C. Transições podem surgir com uma grande mudança na viscosidade efetiva do fluido que pode ocorrer em poucos milissegundos. Fluidos MR são similares aos fluidos eletro-reológicos (ER), porém mais fortes, mais estáveis e mais fáceis de se usar. Os fluidos MR pertencem o grupo de fluidos não Newtonianos e sua descrição como um modelo Bingham é geralmente aceito (MILECKI, 2001).

Os três tipos básicos de projeto de equipamentos usando fluidos MR, segundo Simon e Ahmadian (2001), Mileki (2001) e Yao et al. (2002), estão mostradas na figura 3.2.

Figura 3.2 – Três tipos básicos de projetos usando fluidos MR: a) modo válvula, b) modo de corte direto, c) modo de filme comprimido.

Estes três tipos correspondem a três modos de funcionamento do dispositivo MR. No modo válvula, onde os pólos magnéticos são fixos, o fluido é forçado a passar entre estes pólos. Este tipo de sistema pode ser considerado para uso em amortecedores com válvula de controle hidráulico. Neste caso os pólos exercem a função de válvula. À medida que a intensidade

do campo magnético varia, a viscosidade do fluido que passa entre os pólos também varia.

Já o segundo modo, denominado de corte direto, possui um pólo móvel girando. É adequado para embreagens, freios e amortecedores.

O terceiro modo, denominado de filme comprimido, pode ser usada para controle de pequenos movimentos. Este sistema pode ser aplicado nas operações com movimentos axiais ou rotatórios de precisão.

3.4 Suspensões totalmente ativas

Chama-se suspensões totalmente ativas aquelas que tem controle de malha fechada. No sistema ativo não existe a limitação, presente nos sistemas passivos, de que as forças aplicadas sejam sempre no sentido contrário ao movimento relativo entre as massas, suspensa e não suspensa. Essa restrição é decorrente do fato que as molas e os amortecedores somente armazenam e dissipam energia, respectivamente. Por outro lado, a suspensão ativa introduz energia no sistema através de atuadores rápidos, exercendo forças com o mesmo sentido do movimento relativo chassi-roda. Essa energia, fornecida pelos atuadores da suspensão ativa, é controlada e possibilita que sejam implementadas as mais diversas estratégias de controle.

Assim sendo, os sistemas ativos são capazes de alcançar níveis de desempenho muito além das possibilidades dos sistemas passivos e permitem a obtenção de requisitos de desempenho pré-definidos.

Uma parte essencial da realização de uma suspensão ativa é o projeto de uma lei de controle satisfatória que relacione os parâmetros medidos ao controle aplicado. A obtenção de uma estratégia de controle adequada para uma suspensão ativa é uma tarefa complexa o suficiente para desestimular uma abordagem baseada em métodos empíricos. Desta forma, os primeiros estudos de sistemas de suspensão ativa evidenciaram a conveniência da sua aplicação às sínteses de controle PID.

A figura 3.3 mostra um esquema de suspensão ativa, onde um atuador está aplicado entre a massa suspensa e não-suspensa.

Figura 3.3 – Esquema de uma suspensão totalmente ativa.

Como a aplicação de suspensões ativas é o objetivo deste trabalho, no próximo capítulo serão discutidas e apresentadas às técnicas de controle utilizadas.

CAPÍTULO 4 - ESTRATÉGIAS DE CONTROLE E FUSÃO DE SENSORES

Neste trabalho serão utilizadas duas estratégias de controle, uma estratégia baseada na teoria do controle clássico que é a estratégia de controle Proporcional Integral e Derivativo (PID) e uma estratégia de controle baseado na teoria de controle moderna chamada de “fuzzy” (Nebulosa ou Difusa).

Os controladores do tipo PID são amplamente utilizados nas indústrias devido à facilidade de ajuste e a um grande número de ferramentas que possibilitam sua implementação de maneira prática. Porém esta estratégia geralmente é aplicada quando se conhece o modelo matemático do sistema aonde vai se atuar e desde que a ordem deste sistema não seja alta (BEZERRA, 2010; DORF e BISHOP, 2001; GUERRA, 2009; NISE, 2012; OGATA, 2010; SILVA, 2008).

Já os controladores do tipo “fuzzy” são indicados para sistemas mais complexos onde precisa-se necessariamente de um modelo matemático do sistema para sua aplicação. A teoria da lógica “fuzzy” provê uma metodologia formal para transferir experiências humanas para os sistemas de controle. Nessa metodologia, variáveis lingüísticas são utilizadas para compor de forma simples e indutiva estruturas de decisão conhecidas como conjuntos de regras. A grande dificuldade deste sistema é a necessidade de um especialista para formular as regras vigentes de forma efetiva para o sistema. (CRUZ, 2009; KLIR, CLAIR e YUAN, 1997; MOÇAMBIQUE, 2012; RUSSEL e NORVIG, 2009; SOUZA, 2007).

A seguir será mostrado de maneira sucinta o conceito destas duas estratégias de controle.

4.1 Controle proporcional, integral e derivativo - PID

A ação de controle proporcional-integral-derivativa é definida por:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) \cdot dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (4.1)$$

ou, em transformada de Laplace,

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left\{ 1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right\} \quad (4.2)$$

onde:

$u(t)$: sinal de controle;

$e(t)$: sinal de erro, diferença entre o sinal de referencia $r(t)$ e a resposta do sistema $y(t)$;

K_p : ganho do controle proporcional;

T_i : constante de tempo do controle integral e

T_d : constante de tempo do controle derivativo.

Figura 4.1 – Diagrama de blocos de um sistema PID.

Assim, com um controlador do tipo PID tem-se um compromisso entre a velocidade de atuação, devida ao diferenciador, e erro de regime nulo (precisão), devido ao integrador.

Este é o sistema mais usado entre os tipos de controle eletrônicos. Os parâmetros deste sistema podem ser alterados ajustando-se potenciômetros, que alteram as constantes de integração e diferenciação. Isto dá flexibilidade a estes sistemas analógicos somente superados pelos sistemas digitais.

A ação da derivada tende a se opor às variações da variável do processo, fazendo o ganho total do controle se mover para um caminho diferente na aproximação para o *setpoint*. Isso proporciona uma estabilização mais rápida e uniforme do processo, conforme a figura 4.2.

Figura 4.2 - Operação típica do controle PID.

4.1.1 Métodos de ajuste dos ganhos do PID

Existem várias maneiras de ajustar os ganhos de um controlador PID, porém o mais utilizado na prática é o método de Ziegler e Nichols (OGATA, 2010).

Um dos procedimentos de Ziegler e Nichols consiste no método de ajuste baseado na resposta em malha fechada. As regras de ajuste de parâmetros de controladores foram desenvolvidas à partir das experiências de Ziegler realizadas em diversos processos e também dos métodos de análise de Nichols.

Os ajustes propostos são dados em termos do ganho de um controlador proporcional que leva o sistema ao limite de estabilidade, K_{osc} , e do período de oscilação, P_{osc} . Assim, considere o processo mostrado na figura 4.3.

Figura 4.3 – Constante de ajuste pelo método de Ziegler-Nichols.

Neste processo,

$$P_{osc} = \frac{2\pi}{\omega_{osc}} \quad (4.3)$$

Os ajustes propostos para o controle PID através deste método estão mostrados na Tabela 4.1.

Os ajustes de Ziegler-Nichols fornecem em geral uma maneira de se conseguir uma resposta rápida com um nível adequado de estabilidade. Contudo, eles são baseados em experiências com processos típicos e devem ser considerados como primeiras alternativas.

Tabela 4.1 - Compensação por Ziegler-Nichols - Ajustes propostos.

Tipo	C(s)	K_c	T_i	T_d
P	K_c	$0,50 K_{osc}$		
PI	$K_c \cdot \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot s}\right)$	$0,45 K_{osc}$	$0,83 \cdot P_{osc}$	
PD	$K_c \cdot (1 + T_d \cdot s)$	$0,60 K_{osc}$		$0,125 \cdot P_{osc}$
PID	$K_c \cdot \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s\right)$	$0,60 K_{osc}$	$0,50 \cdot P_{osc}$	$0,125 \cdot P_{osc}$

Onde:

C(s): função de transferência do compensador;

K_c : ganho estático ou do termo proporcional;

T_i : constante de tempo do termo integrador;

T_d : constante de tempo do termo derivador;

K_{osc} : constante para ajuste.

4.2 Controle com Lógica “fuzzy”

A lógica “fuzzy” (também conhecida como nebulosa ou difusa) é uma técnica de tradução de informações vagas ou imprecisas em valores numéricos. Possibilita a inclusão da experiência humana em controle computadorizado, tornando possível decisões em problemas complexos. Ela pode ser agregada a sistemas de redes neurais (os sistemas “neurofuzzy”) aumentando o aprendizado e a interface com os dados numéricos. O sucesso de sistemas de modelagem e controle em lógica “fuzzy” aplicados na indústria o recomenda como uma ferramenta eficiente na engenharia de controle industrial, manufatura, comunicações homem-máquina e sistemas de tomada de decisão.

Nas teorias de controle clássico e moderno, o primeiro passo para implementar o controle de um processo é determinar o modelo matemático no domínio do tempo ou através das transformadas de Laplace ou Z para descrever o mesmo. O procedimento requer que se conheça detalhadamente o processo a ser controlado, o que nem sempre é factível se ele for muito complexo (KLIR, CLAIR e YUAN, 1997; MOÇAMBIQUE, 2012).

Segundo Aguiar e Junior (1999) as teorias clássicas e modernas de controle, baseadas em diagramas de Bode, lugar das raízes, equações de estados, etc., têm sido aplicadas com sucesso em sistemas muito bem conhecidos e definidos. Entretanto, todas estas técnicas não são capazes de resolver problemas reais cuja modelagem matemática é impraticável. Suponha-se o modelo de um processo linear, onde as variações nas entradas produzem variações proporcionais nas saídas. Ao se assumir a propriedade de linearidade, pode-se utilizar técnicas extremamente poderosas e conhecidas na área de engenharia e tecnologia, com soluções analíticas. Mas nem sempre o processo é linear e, portanto, muitas vezes necessita ser linearizado em torno de um ponto de operação. Outra simplificação muito utilizada em análises de sistemas é assumir que os parâmetros do processo não se alteram, ou seja, que o sistema seja invariante no tempo. O que ocorre de fato é a variação dos componentes dos sistemas com o passar do tempo, como por exemplo, parâmetros que variam com temperatura e pressão. Devido a tais

simplificações no modelo, o projetista em geral encontra sérias dificuldades no desenvolvimento de uma descrição matemática significativa e realista de um processo industrial. As causas de tais dificuldades podem ser classificadas como: fenômenos físicos ou químicos mal compreendidos, valores imprecisos de parâmetros, a dimensão e a complexidade do modelo, distúrbios externos e deficiência de qualificação técnica.

Novas tecnologias são criadas devido às necessidades específicas. A lógica “fuzzy” surgiu da necessidade de um método capaz de expressar de uma maneira sistemática quantidades imprecisas, vagas ou mal-definidas. Por exemplo, em vez de se utilizar um modelo matemático, os controladores industriais baseados em lógica “fuzzy” podem ser desenvolvidos a partir do conhecimento experimental de operadores humanos já treinados, fazendo com que a ação de controle seja tão boa quanto aos destes operadores e em geral melhor, além de ser consistente (AGUIAR e JUNIOR, 1999).

A utilização no cotidiano de computadores pessoais e equipamentos controlados por microprocessadores trouxeram a necessidade de sofisticados sistemas de interação homem - máquina. O matemático Minsky (2007) acredita que robôs vão substituir o homem em todas as tarefas, desde as mais simples e repetitivas tarefas, como montar carros, até as mais sofisticadas, como dirigir um carro.

O problema nessas interações é que os computadores não podem entender os conceitos vagos e os termos imprecisos da linguagem e do pensamento humano. Normalmente as informações são coletadas através de afirmações que podem ser consideradas verdadeiras ou falsas e representadas em computador por meio dos valores numéricos “0” e “1” da lógica binária, chamada Lógica de Boole. Por outro lado, os termos vagos, imprecisos ou qualitativos - tais como “moderadamente rápido”, “médio”, “um tanto devagar”, não podem ser expressos com lógica binária. Como os fenômenos práticos do dia-a-dia nunca são considerados completamente falsos ou completamente verdadeiros, utiliza-se a lógica “fuzzy”, a qual possibilita que tais informações, de natureza imprecisa sejam implementadas em computadores. Esta lógica oferece um método, baseado na teoria de conjuntos matemáticos, para o

manuseio de descrições qualitativas, inexatas, imprecisas e incertas de uma maneira rigorosa e sistemática (AGUIAR e JUNIOR, 1999).

4.2.1 – Noções de lógica “fuzzy”

A lógica “fuzzy” difere dos sistemas com a lógica clássica através de seu mapeamento das condições “verdade” e “falsa”. Nessa lógica o valor verdade de uma proposição pode ser um subconjunto “fuzzy” (por exemplo: baixo, médio e alto) de qualquer conjunto parcialmente ordenado, conforme a figura 4.4.

Figura 4.4 – Domínio da lógica “fuzzy”.

O eixo x indica a variável a ser controlada e o eixo y indica o grau de inferência desta variável analisada podendo variar entre zero e um, onde zero indica que a variável analisada não apresenta a característica e o valor de 1 indica plena característica. Usando estas variações podem-se ter indicadores mais complexos ao contrário dos sistemas lógicos binários, onde o valor verdade só pode assumir dois valores: verdadeiro ou falso, conforme figura 4.5.

Figura 4.5 – Domínio da lógica binária.

4.2.2 – Variáveis Lingüísticas

Na lógica “fuzzy”, os valores verdadeiros são expressos lingüisticamente, (ex: verdade, muito verdade, não verdade, falso, muito falso,...), onde cada termo lingüístico é interpretado como um subconjunto “fuzzy” do intervalo unitário.

Nos sistemas lógicos binários, os predicados são: par, maior que, etc; passo que na lógica “fuzzy” as variáveis lingüísticas são: alto, baixo, etc. Nos sistemas com lógica clássica, o modificador mais utilizado é a negação enquanto que na lógica “fuzzy” uma variedade de modificadores de predicados é possível (muito, mais ou menos, etc.). Estes modificadores são essenciais na geração de termos lingüísticos (ex.: muito alto, mais ou menos perto, etc.).

Nos sistemas clássicos existem os quantificadores existenciais e universais. A lógica “fuzzy” admite uma variedade de quantificadores (ex.; pouco, vários, usualmente, freqüentemente, em torno de cinco, etc.). Esses problemas podem ser facilmente resolvidos pelo cérebro humano. Assim, verifica-se que os problemas da vida real são imprecisos. Raramente se pode resolvê-los com um sim ou não.

A questão está na rigidez da lógica convencional, que sendo dicotômica, não permite classificar os fatos como parcialmente “verdadeiros” ou parcialmente “falsos”. Em resumo, a lógica “fuzzy” buscou uma generalização da lógica clássica, flexibilizando-a no intervalo contínuo $[0, 1]$.

Portanto, a implementação de um projeto de sistemas de controle “fuzzy” pode ser reduzida a um ponto em que problemas anteriormente intratáveis passam agora a ser factíveis a uma solução. A idéia do uso da lógica “fuzzy” neste trabalho é pela sistemática de traduzir os termos “fuzzy” da comunicação humana em valores compreensíveis por computadores. Já que os computadores são máquinas de aplicações gerais que podem nos interfacear com processos físicos, químicos, térmicos e biológicos, a forma de comunicação humana pode ser utilizada para diretamente intercambiar as informações entre operadores e tais processos (AGUIAR e JUNIOR, 1999; SCREMIN, 2011).

4.2.3 – Estrutura de um controlador “fuzzy”

A idéia básica em controle “fuzzy” é modelar as ações a partir de conhecimento especialista, ao contrário de modelar o processo em si. Esta abordagem é diferente dos métodos convencionais de controle de processos, onde os mesmos são desenvolvidos via modelagem matemática (AGUIAR e JUNIOR, 1999).

A dimensão e a complexidade dos modelos de processos industriais tende a aumentar significativamente, quando se objetiva o desenvolvimento de um modelo preciso e de alta resolução. O parque industrial atual utiliza grande quantidade de controladores baseados em PID. Controladores multivariáveis complexos baseados em controle avançado têm menor representatividade (AGUIAR e JUNIOR, 1999; SCREMIN, 2011). Por outro lado, deve-se enfatizar que os controladores PID são lineares, e não são adequados para aplicações em plantas fortemente não-lineares.

Agora será mostrada a estrutura de um processo controlado por um controlador “fuzzy” conforme figura 4.6.

Figura 4.6 – Estrutura básica de um controlador “fuzzy” (adaptado de AGUIAR e JUNIOR, 1999).

Os componentes básicos do controlador são:

a) Interface de Fuzzificação

Os valores das variáveis de entrada são escalonados para condicionar os valores a universos de discursos normalizados e para fuzzificação dos valores, transformando números em instâncias de variáveis lingüísticas.

b) Base de Conhecimento

- Base de Regras: caracterizando a estratégia de controle e suas metas;
- Base de Dados: armazena as definições necessárias sobre discretizações e normalizações dos universos de discurso, as partições “fuzzy” dos espaços de entrada e saída e as definições das funções de pertinência.

c) Procedimento de Inferência

Processa os dados de entrada, junto com as regras, de modo a inferir as ações de controle, aplicando o operador de implicação “fuzzy” e as regras de inferência da lógica “fuzzy”.

d) Interface de Defuzzificação

Transforma as ações de controle “fuzzy” inferidas em ações de controle não-“fuzzy”. Em seguida, efetua um escalonamento, de modo a compatibilizar os valores normalizados vindos do passo anterior com os valores dos universos de discurso reais das variáveis.

Para selecionar o método apropriado de defuzzificação, pode-se utilizar um enfoque baseado no centróide (ponto no interior de uma forma geométrica que define o seu centro geométrico) ou nos valores máximos que ocorrem da função de pertinência resultante.

As estratégias de defuzzificação são:

Média dos Máximos (MDM): que representa o valor médio dentre todos os pontos máximos, quando existe mais de um máximo. O cálculo deste valor é dado pela equação (4.4):

$$MDM = \sum_{k=1}^N \frac{v_k}{N} \quad (4.4)$$

onde v_k é o valor máximo da abscissa de cada regra disparada e N é o número total desses elementos.

Em casos onde a função de pertinência tenha mais de um segmento de pontos máximos essa idéia não poderia ser utilizada. Outra desvantagem desse método é a descontinuidade que pode causar instabilidade e oscilações no sistema de controle.

Método do Centro de Área (CDA): este método também é conhecido como centróide, ou do centro de gravidade. O cálculo deste valor é dado pela equação (4.5):

$$CDA = \frac{\sum_{i=1}^N \omega_i y_i}{\sum_{i=1}^N \omega_i} \quad (4.5)$$

onde N é o número de regras disparadas e ω_i é o grau de ativação na ação consequente y_i . O valor ω_i corresponde à pertinência da ação. Portanto $\omega_i \in [0,1]$.

Este método apresenta alguns problemas. Um deles ocorre quando as funções de pertinências não possuem sobreposição, ou seja, onde o centro geométrico da figura na realidade não tem significado físico. Outro problema é que se mais de uma regra tiver a mesma saída difusa há uma sobreposição de áreas que não é devidamente contabilizada. Além disso, a necessidade de integração numérica requer esforço computacional para cálculo. Porém a virtude desse critério é que é contínuo para sistemas de malha fechada.

Critério do Máximo (MAX): escolhe os pontos onde a funções de pertinência têm seus máximos e ignora-se as áreas das funções de pertinência. O cálculo do valor fuzzificado é realizado pela equação a seguir:

$$MAX = \mu = \frac{\sum_{i=1}^N \mu_i \sum_{K=1}^n \mu_o}{\sum_{i=1}^N \sum_{K=1}^n \mu_o} \quad (4.6)$$

Onde μ_i é a posição do centro do máximo e μ_o são os pontos em que ocorrem os máximos (alturas) das funções de pertinência de saída.

As vantagens deste critério são: existe continuidade para sistemas de malha fechada e pode ser utilizado para decisões quantitativas. O seu maior problema é quando ocorre mais de um máximo. Neste caso o algoritmo não saberia qual valor utilizar.

Em geral, algumas dificuldades encontradas no projeto de controladores “fuzzy” consistem na especificação da base de regras e na definição das funções de pertinência (MOÇAMBIQUE, 2012; SCREMIN, 2011).

Segundo Aguiar e Junior (1999) o melhor método para defuzzificação é o do centro de área (CDA), pois apresentam respostas contínuas para sistemas de malha fechada, por essa razão será este método utilizado na tese.

A especificação da base de regras pode ser obtida de diferentes maneiras, ressaltando-se as seguintes:

- a experiência e o conhecimento de especialistas (qualitativo);
- a observação das ações de controle de um especialista;
- a partir da descrição lingüísticas das características dinâmicas do processo e
- a implementação de algoritmos de aprendizagem.

Segundo Sezer, Cetin e Atalay (2011) é possível estabelecer um controle "fuzzy" para controle de vibração de um veículo ferroviário com resultados satisfatórios e robustos. Utilizou-se excitações verticais e laterais para minimizar as vibrações do corpo do veículo. As simulações foram feitas com o software Matlab-Simulink. As análises foram feitas tanto no domínio do tempo como da frequência.

Segundo Soleymani, Montazeri-Gh e Amiryan (2012) um controlador utilizando lógica “fuzzy” adaptativa foi capaz de proporcionar melhor desempenho em relação a um controlador multi-objetivos para determinada tarefa. Para isso foi utilizado um modelo de veículo completo com 8 graus de liberdade. Os parâmetros avaliados foram conforto na condução, curso de suspensão e energia consumida.

Yang et al. (2011) modelou um trem de alta velocidade através de um modelo dinâmico não linear de $\frac{1}{4}$ de veículo onde analisou duas estratégias de

controle, uma estratégia PID e uma estratégia PID com lógica “fuzzy” adaptativa. A estratégia PID com lógica “fuzzy” adaptativa mostrou-se mais eficiente na redução da aceleração lateral do veículo, o que representa melhor estabilidade e maior conforto.

Fang et al. (2011) desenvolveram um projeto de um controlador utilizando uma estratégia de controle com duas malhas de controle para um veículo de 7 graus de liberdade. Uma malha foi utilizada para controle da vibração vertical da massa não suspensa e a outra malha para controle da aceleração do veículo. Foram feitas comparações entre os resultados obtidos com o controle das duas malhas, com o sistema passivo e com um sistema que utiliza somente o controlador “fuzzy”. O sistema de controle de malha dupla foi mais eficiente em termos de redução das acelerações de rolagem, arfagem e guinada.

Silva et al. (2011) propôs um método para a estabilização de sistemas não-lineares incertos, usando realimentação derivativa. Os resultados são particularmente interessantes para a aplicação em sistemas mecânicos que utilizam acelerômetros como sensores. Durante a fase de projeto os sistemas não-lineares foram representados por modelos “fuzzy” Takagi-Sugeno (“fuzzy” T-S), permitindo o uso de LMIs (Linear Matrix Inequalities) para a solução do problema. Projetos de controle baseados em LMIs podem ser facilmente resolvidos em microcomputadores. Além disso, este tipo de modelagem facilita a adição de restrições de desempenho e de falhas estruturais no projeto do controlador. Ainda segundo Silva et al. (2011) também foi proposto uma metodologia para a abordagem de incertezas paramétricas em sistemas “fuzzy” T-S. A técnica consiste em analisar separadamente as não-linearidades das incertezas do sistema, resultando em condições menos conservadoras para o projeto do controlador. Ao contrário dos projetos com reguladores “fuzzy”, os resultados propostos neste trabalho utilizam ganhos fixos para o projeto do controlador.

Paschoal (2011) desenvolveu um modelo para controle semi-ativo de vibrações usando lógica “fuzzy” e fluído magnetoreológico. Utilizou para simulação um modelo de um quarto de veículo com o qual conseguiu obter bons resultados através de um procedimento sistemático para a construção de

controladores "fuzzy" de vibrações em suspensões veiculares que usam amortecedores magnetoreológicos.

Corrêa (2011) desenvolveu um modelo completo de veículo com sete graus de liberdade com o qual a simulação mostra que os três movimentos principais (elevação, rolagem e arfagem) são reduzidos significativamente com a utilização de um sistema de controle. Este sistema controla os parâmetros dos coeficientes de mola e de amortecimento através de uma malha de controle interno, além da utilização de um amortecimento do tipo "skyhook" para as velocidades de elevação, rolagem e arfagem através de uma malha de controle externo. As atenuações nos valores das constantes de mola leva a uma redução da frequência natural do corpo do veículo. Isto reduz os efeitos das perturbações da estrada sobre o veículo, mas pode ocorrer choque com os limitadores de percurso da suspensão.

4.3 Fusão de Sensores

A fusão de sensores refere-se ao processo que autonomamente reúne e combina as observações de múltiplos sensores de mesma natureza ou de naturezas diferentes com o objetivo de fornecer aos sistemas de controle e monitoramento uma melhor percepção do ambiente, ou seja, dados e informações mais refinadas (SALUSTIANO, 2006).

Ainda segundo Salustiano (2006) um dos grandes ganhos proporcionados pelas técnicas de Fusão de Sensores é fazer com que algumas informações surjam indiretamente a partir dos dados dos sensores, sem a necessidade da utilização de sensores específicos, possivelmente mais caros. Um outro ponto de relevância nas técnicas de fusão está na melhoria da qualidade dos dados sensorizados que, conseqüentemente, permite o desenvolvimento de sistemas de decisão mais confiáveis

A proposta da Fusão de Sensores é obter um sistema que forneça informações úteis sobre alguma característica de interesse do ambiente, assim como permitir ter uma visão global do ambiente sensorizado. As vantagens desse tipo de integração é que as informações obtidas são mais refinadas e

mais próximas das reais, podendo apresentar características que são impossíveis de serem obtidas com apenas um sensor, assim como num intervalo mais curto de tempo e a menor custo (SALUSTIANO, 2006).

Os sensores em uma rede podem ser divididos nas seguintes categorias: sensores complementares (não dependem diretamente um do outro, mas podem ser combinados de maneira a fornecerem um diagnóstico mais completo do fenômeno que está sendo observado), sensores competitivos (quando cada sensor capta medidas independentes da mesma propriedade) e sensores cooperativos (usam a informação proveniente de diversos sensores independentes para derivar uma informação que não poderia ser obtida através de um único sensor). Essa divisão de configurações está baseada no papel de cada sensor em relação aos outros no ambiente sensoriado. Para que todo tipo de configuração pertença a uma categoria de rede, criou-se uma quarta configuração denominada sensores independentes que engloba as redes de múltiplos sensores que não pertençam às três outras categorias mencionadas (BROOKS E IYENGAR, 1998).

Os sensores que foram utilizados através de simulações nesta tese são sensores que medem distância, ou seja, medem a distância do sensor até o primeiro objeto que encontram, sendo esse objeto a cultura ou o solo.

Foram colocados três sensores em cada lado da barra que é uma estrutura metálica totalmente treliçada de comprimento de 12 metros, considerada rígida por sua construção. As posições dos sensores foram escolhidas a 4, 8 e 12 m, a partir do centro do equipamento.

Utilizou-se o sistema de sensoriamento complementar, cujo intuito é monitorar toda a extensão da barra, sendo que os três sensores da direita fornecem informações para o atuador da direita e os três sensores da esquerda fornecem informações para o atuador da esquerda.

Os atuadores são simulados como força e velocidade entre dois pontos distintos, um no quadro do equipamento e outro na barra.

CAPÍTULO 5 - MODELAGEM DE UM SISTEMA MULTICORPO (MBS) E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Devido a exigência do mercado, os projetos se tornaram mais complexos e necessitam ser desenvolvidos mais rapidamente. Isso tornou a modelagem de fundamental importância. Uma boa modelagem requer um aumento no desempenho dos computadores e que os programas, os métodos e as teorias aplicadas apresentem resultados seguros dentro dos tempos estabelecidos para a execução do trabalho.

Um sistema multicorpo (MBS) é definido como um sistema mecânico que possui vários corpos com múltiplos graus de liberdade. Os movimentos de um sistema MBS são governados por expressões matemáticas que correspondem às equações dinâmicas de movimento. Estas equações são compostas por um conjunto de equações diferenciais, eventualmente acrescidas de algumas equações algébricas. As equações diferenciais são expressões de leis físicas (leis de movimento de *Newton-Euler* ou *Lagrange*) que descrevem os movimentos dos corpos rígidos. As equações algébricas representam as restrições impostas pela geometria do sistema ou por seus movimentos, tais como ligação de conexão de dois corpos adjacentes ou as características particulares de contato entre dois corpos (ANDREWS e KESAVAN, 1977).

No passado, a obtenção das equações dinâmicas de movimento para sistemas mecânicos era realizada manualmente, através da aplicação dos princípios físicos em suas várias formas. Entretanto, devido ao aumento da complexidade com a qual se deseja estudar os sistemas atualmente, este procedimento tornou-se inviável e passível de erros. Pode ser particularmente difícil realizar modificações de projeto ou variações no modelo sem o uso de

computadores. Por estas razões, os programas de geração automática de equações de movimento de sistemas MBS foram desenvolvidos (COSTA NETO e JONES, 1992).

A técnica de modelagem de sistemas MBS pode ser utilizada para realizar a concepção do modelo matemático de qualquer sistema mecânico que possa ser modelado fisicamente, como por exemplo, um conjunto de corpos rígidos interligados por juntas, influenciado por forças, limitados por movimentos preestabelecidos e por algumas restrições (SD/FAST user's manual, 1990; ADAMS user's manual, 1990). As equações de movimento para estes sistemas são complexas e difíceis de serem escritas manualmente, mesmo com sistemas compostos por um número reduzido de corpos interligados. Foi, portanto, um grande avanço haver a possibilidade de desenvolvimento das equações de movimento para sistemas MBS através de formalismos que permitem a geração automática em computador a partir de informações elementares sobre os corpos (geometria e propriedades de inerciais) e suas conexões (restrições cinemáticas e leis de força). A este conjunto de informações elementares é dado o nome de topologia do sistema.

Diversos tipos de sistema podem ser modelados e estudados por esta técnica. Entre eles podemos citar: veículos terrestres, máquinas industriais, mecanismos, dispositivos eletromecânicos de alta velocidade, máquinas agrícolas entre outros. Os tipos de análises que podem, em geral, ser realizadas com esta técnica são: análise de montagem, cinemática e dinâmica, direta e inversa, movimentos estáticos ou estacionários, fluxo de potência, etc. (SAYERS, 1990).

O desenvolvimento da modelagem de um sistema MBS através de computadores teve sua origem, principalmente, em duas comunidades científicas: a comunidade de pesquisas espaciais e a comunidade de máquinas e mecanismos. Só algum tempo depois que os transportes terrestres envolveram-se com a questão, através da comunidade de veículos rodoviários e ferroviários (SHETH, 1996).

A modelagem de MBS pode ser dividida de várias formas. Uma forma de classificação usualmente adotada é subdividi-las de acordo com o formalismo

analítico ou sintético, utilizado para descrever o sistema e a natureza do algoritmo, na implementação dos códigos do programa de computador. Outra classificação também adotada se refere ao tipo de sistema a ser modelado, isto é, se a topologia é aberta ou fechada, se a escolha das variáveis independentes é realizada automaticamente ou se há comando do usuário. Também pode-se considerar se ocorre o emprego do número mínimo de equações ou se há redundância, se o conjunto de equações é não linear ou se o sistema é linearizado (COSTA NETO e JONES, 1992).

O equipamento que será modelado neste trabalho é um pulverizador de barra tracionado, produzido pelo fabricante Máquinas Agrícolas Jacto S/A, chamado comercialmente de Advance 3000, com um reservatório de 3000 litros e uma barra de pulverização de 24 metros de comprimento. As figuras 5.1 e 5.2 mostram o equipamento a ser modelado.

Figura 5.1 – Vista lateral do equipamento em condições de campo.

Figura 5.2 – Vista lateral do equipamento em condições de campo realizando aplicação de líquidos.

As etapas de modelamento bem como o modelo final que será utilizado nas simulações serão mostradas a seguir.

5.1 Etapas do modelamento

As etapas de modelamento podem ser divididas em algumas tarefas tais como: importação das partes do software de CAD, modelagem das restrições, criações das curvas dos componentes mecânicos (amortecedores, coxins, cilindros e pneus) e modelagem das entradas (pistas).

A seguir será mostrado passo a passo a criação do modelo utilizado para a simulação.

A primeira etapa é a criação do arquivo do modelo conforme mostra a figura 5.3.

Figura 5.3 - Criação do arquivo do modelo no software ADAMS.

Feita a criação do arquivo do modelo o passo seguinte é a importação dos principais componentes que irão compor o modelo virtual completo do equipamento que será simulado.

O primeiro componente a ser importado é o chassi. Esse procedimento é feito através do comando **file-import**, que abrirá uma caixa de diálogo onde

deve ser indicado o arquivo em CAD a ser importado, como mostra a figura 5.4.

Figura 5.4 – Caixa de diálogo para importação de arquivo em CAD.

A figura 5.5 mostra o arquivo do chassi importado do sistema CAD para o ADAMS. No passo seguinte deve-se ajustar as propriedades de massa e inércia do conjunto para que o mesmo represente todos os componentes que existem no conjunto real.

Figura 5.5 – Arquivo do chassi importado do CAD para o ADAMS.

As propriedades devem ser ajustadas através do comando **Edit –modify** que abrirá a caixa de diálogo mostrada na figura 5.6.

Figura 5.6 – Caixa de diálogo das propriedades do conjunto chassi.

Uma vez inserido o conjunto chassi e ajustado suas propriedades, na etapa seguinte deve-se colocar o conjunto roda e pneu no chassi. Essa etapa é feita através da caixa de comando **main toolbox** no ícone **special force:Tire** como mostra a figura 5.7.

Figura 5.7 – Caixa de diálogo para inserir a função pneu.

Quando for selecionado o ícone mostrado na figura 5.7, uma caixa de diálogo se abrirá sendo necessário o preenchimento de vários campos, desde a massa do conjunto pneu e roda até os momentos de inércia do conjunto, como mostrado na figura 5.8.

Figura 5.8 – Caixa de diálogo preenchida com as características do pneu.

Existem três tipos de modelos de pneus no ADAMS que são:

- 1) Pacejka
- 2) FTire
- 3) Fiala

O modelo Pacejka é um versão especial do modelo clássico de pneu utilizado pelos produtores automobilísticos. Em geral este tipo de modelo se adapta bem quando a pista possui obstáculos suavizados (obstáculos com comprimento de onda próximos ao raio do pneu) e frequências de excitação até 8 Hz (BAKKER e PACEJKA, 1989; PACEJKA e BAKKER, 1991)

O modelo FTire é o modelo de pneu mais sofisticado. Ele pode ser utilizado para simulação de conforto veicular, tanto para a dinâmica lateral como longitudinal e se adapta bem tanto com pistas suaves como com pistas

acidentadas. O inconveniente deste tipo de modelo é a quantidade de variáveis e parâmetros envolvidos, o que torna difícil sua implementação (GIPSER, 2005).

O modelo Fiala fornece resultados razoáveis para manobras simples, onde o ângulo de inclinação da pista não é um fator importante e os deslizamentos longitudinais e laterais são desprezíveis. A base do modelo Fiala é um modelo físico no qual a carcaça do pneu é modelada como um feixe sobre uma base elástica na direção lateral (FIALA, 1964; POERIO, 2012).

O modelo de pneu utilizado nas simulações deste trabalho é o Fiala. Esse modelo de pneu é simples, como descrito anteriormente. Porém para as condições de aplicação agrícola onde as velocidades de deslocamento são baixas (< 10 km/h), este modelo pode ser utilizado com uma boa precisão.

O modelo Fiala é um modelo de pneu padrão que está disponível em todas as bibliotecas do software ADAMS®.

a) Hipóteses na modelagem do pneu:

- Contato com a via em formato retangular;
- Distribuição de pressão uniforme na área de contato;
- Modelo como uma barra em uma fundação elástica e
- Ângulos de cambagem não interferem nas forças do pneu.

b) Entradas de parâmetros e variáveis no modelo do pneu:

A seguir serão mostrados na tabela 5.1 os principais parâmetros e variáveis assim como onde os mesmos são usados no modelo.

Tabela 5.1 – Principais entradas e funções do modelo de pneu FIALA.

Variável	Descrição	Onde usa
Mt	Massa do pneu	Amortecimento Força vertical (Fz)
Alpha	Ângulo de escorregamento	Força lateral (Fy)
Ss	Razão de escorregamento lateral	Força longitudinal (Fx)
Pen	Penetração (deflexão do pneu)	Força vertical (Fz)
Vpen	Velocidade de penetração	Força vertical (Fz)
Vertical_damping	Coeficiente de amortecimento vertical	Amortecimento Força vertical (Fz)

Vertical_stiffness	Rigidez vertical	Força vertical (Fz)
CSLIP	Derivada parcial do força longitudinal (Fx) em relação a razão de escorregamento longitudinal (Ss) na condição de zero escorregamento longitudinal.	Força longitudinal (Fx)
CALPHA	Derivada parcial da força lateral (Fy) em relação ao ângulo de escorregamento (alpha) na condição de zero ângulo de escorregamento	Força lateral (Fy)
UMIN	Coeficientes de atrito sem escorregamento	Força longitudinal (Fx) Força lateral (Fy) Torque no eixo Z (Mz)
UMAX	Coeficientes de atrito quando o pneu está deslizando.	Força longitudinal (Fx) Força lateral (Fy) Torque no eixo Z (Mz)
Rolling_resistence	Coeficiente de resistência ao rolamento	Momento de resistência ao rolamento (My)

c) Forças:

A seguir serão apresentadas as forças que atuam no pneu.

- **Força Normal da pista no pneu**

A força normal da pista sobre o pneu durante o contato na coordenada SAE (+Z para cima) é sempre negativa (direção para baixo) e pode ser definida como:

$$F_z = \min(0,0,(F_{zk} + F_{zc})) \quad (5.1)$$

onde:

F_{zk} é a força normal devido à rigidez vertical do pneu.

F_{zc} é a força normal devido ao amortecimento vertical do pneu.

$$F_{zk} = -\text{vertical_stiffness} \times \text{pen}$$

$$F_{zc} = -\text{vertical_damping} \times V_{\text{pen}}$$

- **Força Longitudinal**

A força longitudinal depende da força vertical (F_z), do coeficiente de atrito (U), da razão de escorregamento lateral (S_s) e do ângulo de escorregamento (Alpha). O coeficiente de atrito depende do coeficiente de atrito estático (U_0) e dinâmico (U_1) e da relação dos escorregamentos ($S_s\text{Alpha}$).

A relação entre os escorregamentos pode ser definida como:

$$S_s\text{Alpha} = (S_s^2 + \tan^2(\text{Alpha}))^{1/2} \quad (5.2)$$

O coeficiente de atrito (U) pode ser definido como:

$$U = U_{\min} + (U_{\max} - U_{\min}) \times S_s\text{Alpha} \quad (5.3)$$

O modelo “Fiala” define como escorregamento longitudinal critico (S_{critical}) como:

$$S_{\text{critical}} = \left| \frac{U \times F_z}{(2 \times \text{CSLIP})} \right|,$$

Modelo quando há escorregamento longitudinal:

Caso 1: Estado de deformação elástica: $|S_s| \leq S_{\text{critical}}$

$$F_x = -\text{CSLIP} \times S_s \quad (5.4)$$

Caso 2: Estado de escorregamento completo: $|S_s| \geq S_{\text{critical}}$

$$F_x = -\text{sign}(S_s)(F_{x1} - F_{x2}) \quad (5.5)$$

onde:

$$F_{x1} = U \times F_z \quad (5.6)$$

$$F_{x2} = \left| \frac{(U \times F_z)^2}{(4 \times |S_s| \times \text{CSLIP})} \right| \quad (5.7)$$

- **Força Lateral**

A força lateral depende, assim como a força longitudinal, da força vertical (F_z) e do coeficiente de atrito (U). Sua avaliação é similar à avaliação da força longitudinal. No modelo “Fiala” define-se o escorregamento critico lateral ($\text{Alpha}_{\text{critical}}$) como:

$$\text{Alpha_critical} = \arctan\left(\frac{3 \times U \times |F_z|}{\text{CALPHA}}\right) \quad (5.8)$$

Caso 1: Estado de deformação elástica: $|\text{Alpha}| \leq \text{Alpha_critical}$

$$F_y = -U \times |F_z| \times (1 - H^3) \times \text{sign}(\text{Alpha}) \quad (5.9)$$

onde:

$$H = 1 - \frac{\text{CALPHA} \times |\tan(\text{Alpha})|}{3 \times U \times |F_z|} \quad (5.10)$$

Caso 2: Estado de escorregamento completo: $|\text{Alpha}| \geq \text{Alpha_critical}$

$$F_y = -U \times |F_z| \times \text{sign}(\text{Alpha}) \quad (5.11)$$

- **Momento de resistência ao rolamento**

Quando o rolamento do pneu ocorre para frente temos:

$$T_y = -\text{resistência rolamento} \times F_z.$$

Quando o rolamento do pneu ocorre para traz temos:

$$T_y = \text{resistência rolamento} \times F_z.$$

Caso 1: Estado de deformação elástica: $|\text{Alpha}| \leq \text{Alpha_critical}$

$$T_y = (2U |F_z|^2) (1 - H) H^3 \text{sign}(\text{Alpha}) \quad (5.12)$$

onde:

$$H = 1 - \frac{\text{CALPHA} \times |\tan(\text{Alpha})|}{3 \times U \times |F_z|} \quad (5.13)$$

Caso 2: Estado de escorregamento completo: $|\text{Alpha}| \geq \text{Alpha_critical}$

$$T_y = 0,0.$$

A etapa seguinte é a inserção do reservatório de 3000 litros no modelo. Em seguida devem ser colocadas as restrições com o chassi, através de uma junta fixa, como mostra a figura 5.9.

Figura 5.9 – Caixa de diálogo mostrando a restrição do tipo junta fixa.

A figura 5.10 mostra o conjunto montado com chassi, roda, pneu e reservatório.

Figura 5.10 – Conjunto montado com chassi, roda, pneu e reservatório.

Os demais componentes, necessários para a montagem do modelo virtual completo, estão mostrados na figura 5.11.

Figura 5.11 – Componentes da suspensão de barra.

onde:

1 – Chassi

2 – Quadro fixo

- 3 – Quadro móvel
- 4 – Mola vertical
- 5 – Amortecedores
- 6 – Braços da suspensão
- 7 - Quadro oscilante
- 8 – Suporte da barra de pulverização
- 9 – Cilindro hidráulico
- 10 – Suporte dos coxins
- 11 – Coxins da barra
- 12 – Barra de pulverização

O próximo componente que deve ser montado no modelo do quadro fixo é o quadro móvel. Este componente tem como restrições uma junta de translação e uma mola helicoidal vertical. A figura 5.12 mostra como é feita a ligação do quadro móvel no quadro fixo através de uma junta de translação.

Figura 5.12 – Ligação do quadro móvel no quadro fixo com junta de translação.

A figura 5.13 mostra a fixação da mola vertical entre o quadro fixo e o quadro móvel. A mola vertical possui um constante de rigidez de 52 N/mm e um comprimento inicial de 450 mm. O conjunto suspenso por essa mola pesa 7020 N e provoca um deslocamento vertical de 135 mm.

Figura 5.13 – Ligação do quadro móvel no quadro fixo com uma mola vertical.

A figura 5.14 mostra como deve ser inserido o valor da constante da mola.

Figura 5.14 – Caixa de diálogo mostrando a constante da mola.

Os próximos componentes a serem inseridos são os braços da suspensão, fixados no quadro móvel através de juntas de revolução, como mostra a figura 5.15.

Figura 5.15 – Ligação dos braços da suspensão com o quadro móvel.

No próximo passo é feita a ligação do quadro oscilante com os braços de suspensão, através de juntas de revolução e de dois amortecedores. A figura 5.16 mostra a ligação dos braços de suspensão com o quadro oscilante.

Figura 5.16 – Ligação dos braços da suspensão com o quadro oscilante.

A figura 5.17 mostra a ligação dos amortecedores, e a figura 5.18 mostra a curva dos amortecedores utilizados na simulação.

Figura 5.17 – Montagem dos amortecedores

O amortecedor utilizado é da marca Cofap modelo 6560 e possui a curva característica apresentada na figura 5.18. O modelo completo utiliza dois amortecedores na ligação do quadro móvel com o quadro oscilante.

Figura 5.18 – Curva característica do amortecedor utilizado na simulação.

A próxima etapa é a inserção dos suportes da barra. Essa união é feita através de juntas de revolução mostradas na figura 5.19.

Figura 5.19 – Ligação dos suportes da barra no quadro oscilante.

No próximo passo é feita a colocação das barras de pulverização, dos cilindros e dos suportes dos coxins. Todos esses componentes devem ser colocados utilizando juntas de revolução. A figura 5.20 mostra essa montagem.

Figura 5.20 – Ligação dos suportes da barra no quadro oscilante.

A figura 5.21 mostra a inserção do coxim da barra e a figura 5.22 mostra a curva característica deste coxim.

Figura 5.21 – Ligação do coxim da barra

Figura 5.22 – Curva característica do coxim da suspensão

As figuras 5.23 e 5.24 mostram a vista em perspectiva e a vista frontal do modelo completo utilizado nas simulações.

Figura 5.23 – Vista em perspectiva do modelo

Figura 5.24 – Vista frontal do modelo

A tabela 5.2 mostra as principais características das partes empregadas no modelo virtual do pulverizador de barra tracionado.

Tabela 5.2 – Características físicas dos principais componentes.

Referência	Engate da Máquina (*)	Centro da Máquina	Solo
a) Distâncias	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Barras	-5000	4300	1000
Eixo+Pneus	-3850	0	225
Chassi+Quadro Fixo	-3250	0	715
Quadro Móvel	-5015	0	1180

Quadro Oscilante	-5250	0	1200
Suporte da Barra	-5000	1050	1080
b) Momentos de Inércia (**)	I_{xx} [kg.m²]	I_{yy} [kg.m²]	I_{zz} [kg.m²]
Barra esquerda	1700	1800	1800
Barra direita	1700	1800	1800
Eixo+Pneus	915	850	800
Chassi+Quadro Fixo	361	3120	3170
Quadro Móvel	70	50	20
Quadro Oscilante	22	16	6
Suporte da Barra	3	3	0,5
c) Massas	M [kg]		
Barra esquerda	212		
Barra direita	212		
Reservatório+Eixo+Pneus	450		
Chassi+Quadro Fixo	1365		
Quadro Móvel	70		
Quadro Oscilante	126		
Suporte da Barra	23		

(*) Distância do engate ao solo na direção z é de 200 mm.

(**) Momentos de inércia em relação aos eixos principais.

5.2 Validação Experimental

Para validação do modelo proposto foi feita uma instrumentação no pulverizador na posição do amortecedor, conforme mostra a figura 5.25. Foi utilizado um potenciômetro linear (GEFRAN Modelo PC-F-0150) para medir o comprimento. A partir de posições geométricas medidas determinou-se o correspondente ângulo da barra em relação ao quadro do pulverizador. Para calibrar esse ângulo foi utilizado um medidor de ângulo digital. A cada ângulo medido neste instrumento foi registrado o correspondente deslocamento no potenciômetro. A partir destes pares de valores foi determinada a curva de calibração e os ângulos durante o experimento. Detalhes dos instrumentos aqui utilizados estão apresentados no Anexo A.

Figura 5.25 – Vista da montagem do transdutor no quadro do equipamento.

A montagem do experimento está mostrada na figura 5.26.

Figura 5.26.a – Esquema de montagem da instrumentação para medida do ângulo de rolagem.

Figura 5.26.b – Montagem dos equipamentos no trator.

O experimento foi dividido em duas etapas. Na primeira foi feita a identificação do atrito de Coulomb através da vibração livre do equipamento, posicionando a barra em um ângulo conhecido (6°) e deixando a barra oscilar até que a mesma se estabilize. Em seguida ajustou-se o modelo virtual através de uma força de 750 N entre o quadro oscilante e o quadro fixo, para que tivesse um desempenho semelhante, conforme mostra a figura 5.27.

Figura 5.27 – Vibração do ângulo da barra no tempo: dados experimentais e do modelo virtual.

Na segunda etapa, com o amortecimento do modelo virtual ajustado, foi utilizada uma entrada aleatória (modelo de pista de prova e pista de prova real), a fim de comprovar a correlação entre o modelo virtual e o equipamento real.

Para esse experimento foi utilizada a pista de prova da empresa máquinas agrícolas JACTO S/A, apresentada de forma esquemática na figura 5.28. O equipamento se deslocou com velocidade de translação de 5 km/h. Durante o movimento foi registrado o sinal correspondente ao deslocamento linear do transdutor. Estes deslocamentos lineares foram transformados em deslocamentos angulares conforme apresentado anteriormente.

Figura 5.28 – Esquema da pista de prova para carretas agrícolas

A pista possui em torno de 134 obstáculos agrupados em trechos com alturas e comprimentos diferentes, a fim de apresentar condições próximas da realidade de campo. Para o experimento foi utilizado o trecho 1 da pista pois é o trecho que mais excita a barra de pulverização no movimento de rolagem. A série temporal do registro do ângulo de rolagem obtida durante o movimento do equipamento na pista de prova está mostrada na figura 5.29. Para esta aquisição foi utilizada a frequência de amostragem de 200 Hz.

Figura 5.29 – Série temporal do registro do ângulo da barra de pulverização do equipamento em condições de pista de prova.

A correspondente série temporal obtida a partir de simulação no modelo MBS gerado pelo software ADAMS está mostrada na figura 5.30. Para a aquisição deste sinal simulado, foi utilizada a frequência de amostragem de 200 Hz.

Figura 5.30 – Série temporal do registro do ângulo da barra de pulverização do modelo virtual, em condições de pista de prova.

Em ambos os sinais temporais mostrados acima está apresentada uma parte da aquisição do sinal da pista de prova completa, correspondente à parte da pista que excitava mais a barra. Desta maneira buscou-se destacar o sinal do ângulo de rolagem da barra ao longo do tempo. É possível notar que em ambos os casos o ângulo varia entre seis graus negativos e seis graus positivos.

Para uma melhor análise destes sinais no tempo foram feitas análises dos mesmos através da FFT (Fast Fourier Transform), com frequência de amostragem de 200 Hz. A figura 5.31 mostra a comparação das FFTs de ambos os sinais temporais, nas condições citadas acima.

Figura 5.31 – FFT do sinal experimental e do sinal correspondente do modelo virtual.

Nota-se que em toda a faixa de frequências analisadas existe uma aparente proximidade entre as FFTs do sinal experimental e do sinal do modelo virtual. Para assegurar esta equivalência, isto é, avaliar a proximidade entre os sinais, foi feita uma análise da função coerência entre ambos os sinais.

A figura 5.32 mostra o resultado obtido para a função coerência entre o sinal temporal do experimento e o sinal temporal obtido a partir de simulação do modelo virtual MBS (ADAMS).

Figura 5.32 – Função coerência entre o sinal experimental e o sinal do modelo virtual.

Pode-se notar em toda a faixa de frequências analisadas que a função coerência possui valores em torno de 1. Pode-se concluir, portanto, que o sinal experimental está muito próximo do sinal simulado e consequentemente o modelo virtual em MBS (ADAMS) proposto está adequado aos propósitos deste trabalho. Nos estudos dos sistemas de controle de movimento da barra de suspensão, apresentados no capítulo seguinte, este modelo foi utilizado.

CAPÍTULO 6 - SIMULAÇÕES E COMPARAÇÕES

Uma vez definido o modelo virtual, foram feitas simulações para testar duas estratégias de controle, comparando essas estratégias com o modelo de suspensão passiva. Na parte inicial deste capítulo está apresentada uma breve discussão dos modelos de suspensão (passiva e com controle) utilizados. Em seguida são apresentados os resultados das simulações. Estas simulações têm como objetivo estabelecer bases para comparação entre os critérios de desempenho dos sistemas de controle propostos.

6.1 – Descrição dos modelos utilizados nas simulações

Serão mostradas as principais configurações dos modelos utilizados nas simulações em software de corpo rígido (ADAMS).

6.1.1 – Modelo Passivo

A figura 6.1 mostra uma suspensão de barra do tipo trapezoidal com suas principais dimensões. As demais propriedades estão apresentadas na tabela 5.2, ver capítulo anterior.

Figura 6.1 – Esquema da suspensão passiva com as principais dimensões.

6.1.2 – Modelo ativo com controle PID

Foi utilizada uma suspensão de barra do tipo trapezoidal com as mesmas dimensões apresentadas na figura 6.1. As demais propriedades são extraídas da tabela 5.2. Foram utilizados três sensores de medida de posição distribuídos de maneira uniforme ao longo do comprimento da barra. O primeiro sensor foi colocado a 4 metros do centro do equipamento, o segundo a 8 metros do centro do equipamento e o terceiro a 12 metros do centro do equipamento, conforme ilustrado na figura 6.2.

Figura 6.2 – Esquema da suspensão com três sensores e controle proporcional.

A estratégia de controle PID utiliza a informação dos três sensores de posição fazendo uma média ponderada em relação à distância dos mesmos ao

centro do equipamento. Foi dado maior peso às medidas do sensor que se encontra mais distante do centro. O objetivo principal do controle é manter a barra numa altura constante de 500 mm em relação à cultura ou ao solo. A equação de controle, utilizando como saída à variável força é dada por:

$$Fa = -Fe + \left[K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) \cdot dt + K_p T_d \frac{d_e(t)}{dt} \right] \quad (6.1)$$

$$e(t) = \left[-500 + \left(\frac{1}{6} \right) \text{sensor1} + \left(\frac{1}{3} \right) \text{sensor2} + \left(\frac{1}{2} \right) \text{sensor3} \right] \quad (6.2)$$

onde:

Fa: força no atuador (N);

Fe: força estática, relativa ao peso da barra (N)

K_p: ganho do controle proporcional

T_i: constante de tempo do controle integral

T_d: constante de tempo do controle derivativo

Sensor1: medida de posição em relação à cultura ou solo(mm)

Sensor2: medida de posição em relação à cultura ou solo (mm)

Sensor3: medida de posição em relação à cultura ou solo (mm)

Segundo Ogata (1997) pode-se ajustar os parâmetros K_p, T_i e T_d utilizando um dos procedimentos do método de Ziegler-Nichols. Num tipo de abordagem pode-se ajustar T_i=∞ e T_d=0. Em seguida, usando somente a ação do controlador proporcional, aumenta-se o ganho K_p de zero a um valor crítico K_{cr}, para o qual a saída do sistema apresenta uma oscilação constante. Para este valor de K_{cr} é possível determinar o valor de P_{cr} (período crítico). Através deste procedimento o método de Ziegler-Nichols propõe para um sistema PID que os parâmetros K_p, T_i e T_d devem assumir os seguintes valores:

$$K_p = 0,6 \cdot K_{cr}$$

$$T_i = 0,5 \cdot P_{cr}$$

$$T_d = 0,125 \cdot P_{cr}$$

Para este trabalho foram obtidos os valores de $K_{cr}=0,275$ e $P_{cr}=14,7$. Portanto os valores dos parâmetros K_p , T_i e T_d utilizados foram:

$$K_p=0,6.K_{cr} = 0,6 \cdot 0,275 = 0,165$$

$$T_i=0,5.P_{cr} = 0,5 \cdot 14,7 = 7,35$$

$$T_d=0,125.P_{cr} = 0,125 \cdot 14,7 = 1,8375$$

Podemos ainda definir os ganhos do controle integral (K_i) e do controle derivativo (K_d) :

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{0,165}{7,35} = 0,0224$$

$$K_d = K_p.T_d = 0,165 \cdot 1,8375 = 0,303$$

6.1.3 – Modelo com três sensores e lógica “fuzzy”

Utilizou-se a suspensão de barra do tipo trapezoidal com as dimensões apresentadas na figura 6.1 e com as demais propriedades extraídas da tabela 5.2. Foram utilizados três sensores de medida de posição distribuídos de maneira uniforme ao longo do comprimento da barra, conforme ilustrado na figura 6.2.

Nesse modelo de suspensão com controle “fuzzy” foi utilizado um procedimento aqui denominado co-simulação. É necessária esta co-simulação entre os *softwares* ADAMS e MATLAB com o objetivo de acoplar o modelo de corpos rígidos do Adams com a planta de controle do sistema “fuzzy” no Matlab. Esse processo está esquematizado na figura 6.3.

Figura 6.3 – Esquema da co-simulação.

A figura 6.3 é um esquema simples que mostra como a co-simulação é efetuada. As variáveis de saída do modelo do Adams são exportadas para a planta de controle no Matlab. As forças no atuador são calculadas de acordo com a planta de controle projetada e retornam para dentro do Adams.

Portanto é necessário inicialmente definir quais são as variáveis de entrada e saída do modelo no ADAMS. Nesse caso as variáveis de entrada são as forças nos atuadores direito e esquerdo. As variáveis de saída são as posições nos três sensores do lado direito e nos três sensores do lado esquerdo.

Em seguida essas variáveis devem ser criadas no ADAMS. Para isso é necessário criar uma variável de estado para cada variável. Para criar uma nova variável de estado é necessário selecionar no menu as seguintes instruções: **Build, System Elements – state Variable – New**. A seguir são inseridos o nome e o que essa variável irá medir, conforme mostra figura 6.4.

Figura 6.4 – Caixa de diálogo para criação de uma variável de estado, referente a uma variável de entrada.

Para as variáveis de saída deve-se seguir os mesmos passos com a exceção que no campo F(time,...) deve-se deixar o valor padrão igual a zero, conforme mostra a figura 6.5.

Figura 6.5 – Caixa de diálogo para criação de uma variável de estado, referente a uma variável de saída.

Uma vez definidas as entradas e saídas, os valores das variáveis de entrada que são obtidos do Simulink tem que ser referenciadas e aplicadas nos componentes do modelo no ADAMS. Neste caso, o valor da força do atuador obtido no Simulink deve ser referenciado e aplicado na respectiva força no modelo do ADAMS. Para referenciar a variável de entrada, deve-se selecionar o menu **Edit – Modify** e abrir a variável força direita. Isso abrirá uma caixa de diálogo, mostrada na figura 6.6.

Figura 6.6 – Caixa de diálogo para atribuição de uma variável de entrada num componente de força do ADAMS.

O próximo passo é a criação da planta de controle para exportá-la para o Simulink. Para exportar o modelo, deve-se selecionar o menu **Controls – Plant Export**, que abrirá uma caixa de diálogo, mostrada na figura 6.7.

Figura 6.7 – Caixa de diálogo para exportação da planta de controle para o ADAMS.

As entradas e saídas são listadas na ordem que os respectivos pinos de ligação no bloco de controle irão aparecer. Os pinos de entradas e saídas devem estar corretamente conectados nos correspondentes pinos do sistema de controle para o funcionamento adequado do sistema.

Neste processo de exportação irão aparecer três tipos de arquivos com os prefixos definidos na caixa de diálogo mostrada na figura 6.7. Neste caso

devem ser criados um arquivo controleMP.adm, um arquivo controleMP.cmd e um arquivo controleMP.m. Esses arquivos serão salvos no diretório de trabalho do ADAMS.

No passo seguinte será conectado o bloco gerado no ADAMS com a planta de controle do Simulink. Para ajustar o sistema de controle com o modelo do ADAMS deve-se primeiramente abrir o diagrama de blocos do ADAMS no Matlab. Para fazer isso, deve-se inicializar o Matlab e mudar o diretório de trabalho do Matlab para o mesmo usado pelo ADAMS, isto é, no mesmo local onde estão os arquivos gerados no passo anterior. Uma vez feito isso deve-se escrever no Matlab a extensão do arquivo que foi criado, neste caso, controleMP. Isso inicializa as variáveis de entrada e saída do modelo do ADAMS como variáveis do Matlab. O próximo comando a ser colocado é o **Adams_sys**. Este comando abrirá uma nova janela com um diagrama de blocos do Adams conforme mostrado na figura 6.8.

Figura 6.8 – Diagrama de blocos do Adams dentro do Simulink.

Um duplo *click* sobre o bloco *Adams_Sub* abre um subsistema e uma nova janela irá aparecer, mostrando os componentes disponíveis, conforme se vê na figura 6.9.

Figura 6.9 – Modelo de subsistema no ADAMS.

Um duplo *click* sobre o bloco *Adams plant* abre uma caixa de diálogo com os parâmetros que podem ser ajustados. O campo de intervalo de comunicação especifica com que frequência o Adams se comunica com o Simulink e o número de comunicações por passo de saída entre o Adams e o Simulink, para cada passo de saída escrito. O campo de animação pode ser ajustado para ser interativo, isto é, para que a simulação seja mostrada graficamente à medida que o modelo é computado. Esses parâmetros podem ser vistos na figura 6.10.

The image shows a software dialog box titled "Function Block Parameters: ADAMS Plant". It contains two main sections: "Adams Plant (mask)" and "Parameters".

Adams Plant (mask)

Simulate any Adams plant model either in Adams/Solver form (.adm file) or in Adams/View form (.cmd file)

Parameters

Adams install directory
ADAMS_sysdir

Adams working directory
ADAMS_cwd

Interprocess Option TCP/IP

Adams host
ADAMS_host

Adams solver type Fortran

User executable (opt.: if blank - use standard)
ADAMS_exec

Adams model file prefix
ADAMS_prefix

Adams/View input names
ADAMS_inputs

Adams/View output names
ADAMS_outputs

Output files prefix (opt.: if blank - no output)
ADAMS_prefix

Communication Interval
0.005

Number of communications per output step
1

Interpolation Order
0

Direct Feedthrough no

Simulation mode discrete

Animation mode interactive

Initial Static Simulation Flag
ADAMS_static

Initialization commands
[ADAMS_init]

Buttons: OK, Cancel, Help, Apply

Figura 6.10 – Caixa de diálogo do bloco dos parâmetros da função.

Após ajustar os parâmetros de intervalo de comunicação e do modo de simulação, deve-se inserir o bloco *Adams_sub* na planta de controle do Simulink e conectar as entradas e saídas de maneira adequada. A figura 6.11 mostra um esquema geral do sistema de controle.

Figura 6.11 – Sistema de controle “fuzzy” integrado com ADAMS.

Para a construção do sistema “fuzzy” foi utilizado o modelo de Mamdani com o método de “defuzificação” do tipo centróide. Como variáveis de entrada foram utilizadas as alturas dos sensores 1,2 e 3 e como variáveis de saída as forças 1,2 e 3.

O gráfico que mostra as inferências de entradas e saídas pode ser visto na figura 6.12.

Figura 6.12 – Gráfico de inferência das entradas e saídas.

A figura 6.13 mostra a inferência das entradas que são as alturas de cada sensor em relação à cultura.

Figura 6.13 – Gráfico de inferência das entradas alturas.

As variáveis lingüísticas para a entrada são:

AGN: Altura Grande Negativa;

APN: Altura Pequena Negativa;

AZ: Altura Zero;

APP: Altura Positiva;

AGP: Altura Grande Positiva;

A figura 6.14 mostra o gráfico da inferência da saída, cuja variável é a força aplicada no sistema.

Figura 6.14 – Gráfico de inferência da força de saída.

As variáveis lingüísticas para a saída são:

FGN: Força Grande Negativa;

FPN: Força Pequena Negativa;

FZ: Força Zero;

FP: Força Pequena Positiva;

FP: Força Grande Positiva;

A figura 6.15 mostra as regras para a “defuzificação” das variáveis de entrada em variáveis de saída.

	Sensor1	Sensor2	Sensor3	F1	F2	F3
1	AZ	AZ	AZ	FZ	FZ	FZ
2	AZ	AZ	APP	FZ	FZ	FPP
3	AZ	AZ	APN	FZ	FZ	FPN
4	AZ	AZ	AGP	FZ	FZ	FZ

	Sensor1	Sensor2	Sensor3	F1	F2	F3
5	AZ	AZ	AGN	FZ	FZ	FZ
6	AZ	APP	AZ	FZ	FZ	FZ
7	AZ	APP	APP	FZ	FPP	FPP
8	AZ	APP	APN	FZ	FZ	FZ
9	AZ	APP	AGP	FZ	FPP	FGP
10	AZ	APP	AGN	FZ	FZ	FZ
11	AZ	APN	AZ	FZ	FZ	FZ
12	AZ	APN	APP	FZ	FZ	FZ
13	AZ	APN	APN	FZ	FPN	FPN
14	AZ	APN	AGP	FZ	FZ	FZ
15	AZ	APN	AGN	FZ	FPN	FGN
16	AZ	AGP	AZ	FZ	FZ	FZ
17	AZ	AGP	APP	FZ	FZ	FZ
18	AZ	AGP	APN	FZ	FZ	FZ
19	AZ	AGP	AGP	FZ	FZ	FZ
20	AZ	AGP	AGN	FZ	FZ	FZ
21	AZ	AGN	AZ	FZ	FZ	FZ
22	AZ	AGN	APP	FZ	FZ	FZ
23	AZ	AGN	APN	FZ	FZ	FZ
24	AZ	AGN	AGP	FZ	FZ	FZ
25	AZ	AGN	AGN	FZ	FZ	FZ
26	APP	AZ	AZ	FPP	FZ	FZ
27	APP	AZ	APP	FZ	FZ	FZ
28	APP	AZ	APN	FPP	FZ	FPN
29	APP	AZ	AGP	FZ	FZ	FZ
30	APP	AZ	AGN	FZ	FZ	FZ
31	APP	APP	AZ	FPP	FPP	FZ
32	APP	APP	APP	FZ	FZ	FZ
33	APP	APP	APN	FZ	FZ	FZ
34	APP	APP	AGP	FPP	FPP	FGP
35	APP	APP	AGN	FZ	FZ	FZ
36	APP	APN	AZ	FZ	FZ	FZ
37	APP	APN	APP	FZ	FZ	FZ
38	APP	APN	APN	FZ	FZ	FZ
39	APP	APN	AGP	FZ	FZ	FZ
40	APP	APN	AGN	FZ	FZ	FZ
41	APP	AGP	AZ	FZ	FZ	FZ
42	APP	AGP	APP	FZ	FZ	FZ
43	APP	AGP	APN	FZ	FZ	FZ
44	APP	AGP	AGP	FPP	FGP	FGP
45	APP	AGP	AGN	FZ	FZ	FZ
46	APP	AGN	AZ	FZ	FZ	FZ
47	APP	AGN	APP	FZ	FZ	FZ
48	APP	AGN	APN	FZ	FZ	FZ

	Sensor1	Sensor2	Sensor3	F1	F2	F3
49	APP	AGN	AGP	FZ	FZ	FZ
50	APP	AGN	AGN	FZ	FZ	FZ
51	APN	AZ	AZ	FPN	FZ	FZ
52	APN	AZ	APP	FPN	FZ	FPP
53	APN	AZ	APN	FZ	FZ	FZ
54	APN	AZ	AGP	FZ	FZ	FZ
55	APN	AZ	AGN	FZ	FZ	FZ
56	APN	APP	AZ	FZ	FZ	FZ
57	APN	APP	APP	FZ	FZ	FZ
58	APN	APP	APN	FZ	FZ	FZ
59	APN	APP	AGP	FZ	FZ	FZ
60	APN	APP	AGN	FZ	FZ	FZ
61	APN	APN	AZ	FPN	FPN	FZ
62	APN	APN	APP	FZ	FZ	FZ
63	APN	APN	APN	FZ	FZ	FZ
64	APN	APN	AGP	FZ	FZ	FZ
65	APN	APN	AGN	FPN	FPN	FGN
66	APN	AGP	AZ	FZ	FZ	FZ
67	APN	AGP	APP	FZ	FZ	FZ
68	APN	AGP	APN	FZ	FZ	FZ
69	APN	AGP	AGP	FZ	FZ	FZ
70	APN	AGP	AGN	FZ	FZ	FZ
71	APN	AGN	AZ	FZ	FZ	FZ
72	APN	AGN	APP	FZ	FZ	FZ
73	APN	AGN	APN	FZ	FZ	FZ
74	APN	AGN	AGP	FZ	FZ	FZ
75	APN	AGN	AGN	FPN	FGN	FGN
76	AGP	AZ	AZ	FZ	FZ	FZ
77	AGP	AZ	APP	FZ	FZ	FZ
78	AGP	AZ	APN	FZ	FZ	FZ
79	AGP	AZ	AGP	FZ	FZ	FZ
80	AGP	AZ	AGN	FZ	FZ	FZ
81	AGP	APP	AZ	FGP	FPP	FZ
82	AGP	APP	APP	FGP	FPP	FPP
83	AGP	APP	APN	FZ	FZ	FZ
84	AGP	APP	AGP	FZ	FZ	FZ
85	AGP	APP	AGN	FZ	FZ	FZ
86	AGP	APN	AZ	FZ	FZ	FZ
87	AGP	APN	APP	FZ	FZ	FZ
88	AGP	APN	APN	FZ	FZ	FZ
89	AGP	APN	AGP	FZ	FZ	FZ
90	AGP	APN	AGN	FZ	FZ	FZ
91	AGP	AGP	AZ	FZ	FZ	FZ
92	AGP	AGP	APP	FGP	FGP	FPP

	Sensor1	Sensor2	Sensor3	F1	F2	F3
93	AGP	AGP	APN	FZ	FZ	FZ
94	AGP	AGP	AGP	FZ	FZ	FZ
95	AGP	AGP	AGN	FZ	FZ	FZ
96	AGP	AGN	AZ	FZ	FZ	FZ
97	AGP	AGN	APP	FZ	FZ	FZ
98	AGP	AGN	APN	FZ	FZ	FZ
99	AGP	AGN	AGP	FZ	FZ	FZ
100	AGP	AGN	AGN	FZ	FZ	FZ
101	AGN	AZ	AZ	FZ	FZ	FZ
102	AGN	AZ	APP	FZ	FZ	FZ
103	AGN	AZ	APN	FZ	FZ	FZ
104	AGN	AZ	AGP	FZ	FZ	FZ
105	AGN	AZ	AGN	FZ	FZ	FZ
106	AGN	APP	AZ	FZ	FZ	FZ
107	AGN	APP	APP	FZ	FZ	FZ
108	AGN	APP	APN	FZ	FZ	FZ
109	AGN	APP	AGP	FZ	FZ	FZ
110	AGN	APP	AGN	FZ	FZ	FZ
111	AGN	APN	AZ	FGN	FPN	FZ
112	AGN	APN	APP	FZ	FZ	FZ
113	AGN	APN	APN	FGN	FPN	FPN
114	AGN	APN	AGP	FZ	FZ	FZ
115	AGN	APN	AGN	FZ	FZ	FZ
116	AGN	AGP	AZ	FZ	FZ	FZ
117	AGN	AGP	APP	FZ	FZ	FZ
118	AGN	AGP	APN	FZ	FZ	FZ
119	AGN	AGP	AGP	FZ	FZ	FZ
120	AGN	AGP	AGN	FZ	FZ	FZ
121	AGN	AGN	AZ	FZ	FZ	FZ
122	AGN	AGN	APP	FZ	FZ	FZ
123	AGN	AGN	APN	FGN	FGN	FPN
124	AGN	AGN	AGP	FZ	FZ	FZ
125	AGN	AGN	AGN	FZ	FZ	FZ

Figura 6.15 – Gráfico das regras aplicadas no modelo “fuzzy”.

Para se definir as regras foram adotadas as possíveis combinações entre os sensores que possibilitavam uma relação entre os mesmos, uma vez que foi considerado um modelo de corpo rígido da estrutura da barra. Somente faria sentido a reação da força quando a mesma fosse acionada por uma regra que tivesse relação coerente entre os sensores. Todas as demais relações foram consideradas ruídos. Nestes casos não foram atribuídas forças para atuar no sistema controlado.

A equação de controle, que utiliza a variável força para o controle “fuzzy”, é dada por:

$$F_a = -F_e + f(\text{"fuzzy"})$$

onde:

F_a : força no atuador (N);

F_e : força estática, relativa ao peso da barra (N)

$f(\text{"fuzzy"})$: função obtida pela “defuzificação” do modelo “fuzzy”, mostrado na figura 6.15.

6.2 – Simulações

As simulações foram conduzidas com o intuito de avaliar os três tipos de suspensão em análise que são: suspensão passiva, suspensão ativa com controle PID e suspensão ativa com controle “fuzzy”. O integrador numérico utilizado nas simulações foi o ODE45 e o passo de integração foi de 0,005 s.

As condições de entrada foram agrupadas em quatro tipos: entradas do tipo degrau, entradas do tipo harmônica, entradas do tipo randômica e o por último entradas que apresentam alguma descontinuidade brusca.

No primeiro grupo de entradas foram usadas duas alturas distintas para as entradas tipo degrau, com o objetivo de avaliar o sobre sinal (“overshoot”), o tempo de estabilização do sistema e a potência consumida, para cada tipo de controle.

No segundo grupo foram usadas duas amplitudes e cinco frequências para entradas do tipo senoidal de modo a conseguir avaliar as condições de oscilação das barras e a potência consumida por cada tipo de controle.

Para o terceiro grupo, foi utilizada uma entrada do tipo randômica, obtida de uma norma de tratores (ASABE/ISO 5008, 2002), para avaliar também as condições de oscilação das barras e o consumo de potência para cada tipo de controle.

No quarto grupo de entradas foram utilizados modelos matemáticos de tipos de falhas características de trabalho em campo que ocorrem, por exemplo, quando o equipamento está transladando sobre a cultura e então a região de plantio termina. Neste caso algum dos sensores podem fazer uma medida em relação ao solo, no lugar da medida correta em relação à cultura.

6.2.1 – Entrada do tipo degrau

Nessa parte da simulação foram utilizadas entradas do tipo degrau com amplitudes angulares de 5 e 10 graus. Estes valores correspondem ao movimento de rolagem do equipamento ao transpor obstáculos de 160 e 320 mm, respectivamente, com uma distância entre pneus de 1800 mm, conforme mostra a figura 6.16.

Figura 6.16 – Esquema do veículo nas entradas tipo degrau.

A figura 6.17 mostra o comportamento do deslocamento da barra obtido pelos três sensores do lado direito da barra, correspondentes ao sistema passivo, ao sistema ativo PID e ao sistema ativo "fuzzy", submetidos a uma entrada do tipo degrau com amplitude 5 graus (obstáculo de 160mm).

Figura 6.17 – Comportamento da barra submetida a uma entrada degrau de amplitude 5 graus.

Pela análise da figura 6.17 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o desempenho do sistema passivo, em termos de deslocamento da barra, independentemente da posição do sensor.

A figura 6.18 mostra os comportamentos da barra com aplicação dos dois tipos de controles ativos, comparados entre si. Pela análise dos gráficos da figura 6.18 pode-se notar que o deslocamento médio aritmético obtido a partir dos sensores 1, 2 e 3 com atuação do sistema de controle PID ficou em 489,5 mm enquanto que com o sistema de controle “fuzzy” ficou em 485 mm. Isto mostra que com atuação do sistema PID a barra ficou numa posição ligeiramente mais próxima da medida de estabilização de 500mm.

Figura 6.18 – Comportamento da barra submetida a uma entrada degrau com amplitude 5 graus.

A figura 6.19 mostra os comportamentos dos deslocamentos da barra obtida pelos três sensores do lado direito da barra com a suspensão passiva, com atuação do sistema ativo PID e do sistema ativo “fuzzy”, submetidos a uma entrada do tipo degrau com amplitude 10 graus (obstáculo de 320 mm).

Figura 6.19 – Comportamento da barra submetida a uma entrada degrau de amplitude 10 graus.

Pela análise da figura 6.19 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o sistema passivo em termos de deslocamento da barra, independentemente da posição do sensor.

A figura 6.20 mostra os comportamentos da barra com aplicação dos dois tipos de controle ativo, comparados entre si. Pela análise desta figura pode-se notar que o deslocamento médio obtido através dos sensores 1, 2 e 3 do sistema com controle PID ficou em 479 mm enquanto que com o sistema de controle “fuzzy” ficou em 470 mm. Isto mostra que com a atuação do sistema PID a barra ficou numa posição ligeiramente mais próxima do valor ideal para estabilização, que é igual a 500mm.

Figura 6.20 – Comportamento da barra submetida a uma entrada degrau com amplitude 10 graus.

A figura 6.21 mostra a potência consumida para cada um dos sistemas de controle ativos. É possível notar uma pequena diferença no consumo de potência entre os sistemas PID e "fuzzy" sendo que o sistema "fuzzy" apresenta um consumo ligeiramente menor para ambos os obstáculos de entrada.

Figura 6.21 – Consumo de potência dos sistemas de controle ativo PID e "fuzzy" para entradas do tipo degrau.

6.2.2 – Entrada harmônica

A seguir está mostrada uma tabela com os parâmetros das simulações harmônicas realizadas. Em função das amplitudes e frequências selecionadas, foram realizadas dez simulações, conforme mostrado na tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Combinação das amplitudes versus frequências.

	Amplitude (Graus)	Frequência (Hz)	Identificação da Simulação
1	5	0,1	A5F0,1
2	5	0,25	A5F0,25
3	5	0,67	A5F0,67
4	5	1,0	A5F1
5	5	2,0	A5F2
6	10	0,1	A10F0,1
7	10	0,25	A10F0,25
8	10	0,67	A10F0,67
9	10	1,0	A10F1
10	10	2,0	A10F2

A figura 6.22 mostra o comportamento dos deslocamentos medidos pelos sensores do lado direito da barra com atuação do sistema passivo, do sistema ativo PID e do sistema ativo "fuzzy", submetidos a uma entrada harmônica com amplitude angular de 5 graus e frequência de 0,1 Hz.

Figura 6.22 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão, submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,1 Hz.

Pela análise da figura 6.22 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o sistema passivo, em termos de deslocamentos da barra, independentemente da posição do sensor.

Na figura 6.23 é possível notar um comportamento muito similar entre o sistema ativo PID e o sistema ativo "fuzzy" para todas as posições dos sensores. A média aritmética das medidas obtidas pelos sensores 1, 2 e 3 para o controle PID é de 500,1 mm enquanto para o controle "fuzzy" é de 500,7 mm.

Figura 6.23 – Comportamento da barra com sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,1 Hz.

A figura 6.24 mostra o comportamento dos deslocamentos medidos pelos três sensores do lado direito da barra com sistema de suspensão passivo, com sistema ativo PID e com sistema ativo "fuzzy", submetidos a uma entrada harmônica com amplitude angular 5 graus e frequência 0,25 Hz.

Figura 6.24 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,25 Hz.

Pela análise da figura 6.24 mostram-se mais eficiente os controles ativos quando comparados com o sistema passivo, para todas as posições simuladas.

Na figura 6.25 é possível notar um comportamento da barra muito similar quando aplicado o sistema ativo PID e o sistema ativo "fuzzy", para todas as posições dos sensores. A média aritmética dos valores obtidos pelos sensores 1, 2 e 3 com o controle PID é 500,7 mm enquanto para o controle "fuzzy" é 501 mm.

Figura 6.25 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,25 Hz.

A figura 6.26 mostra o comportamento dos deslocamentos da barra medidos pelos sensores do lado direito da barra com o sistema passivo, com o sistema ativo PID e com o sistema ativo "fuzzy", submetidos a uma entrada harmônica com amplitude 5 graus e frequência 0,67 Hz.

Figura 6.26 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,67 Hz.

Pela análise da figura 6.26 mostram-se mais eficiente os controles ativos quando comparados com o sistema passivo, para todas as posições simuladas.

Na figura 6.27 é possível notar um comportamento da barra muito similar quando aplicado o sistema ativo PID e o sistema ativo "fuzzy", para todas as posições dos sensores. A média aritmética dos valores obtidos pelos sensores 1, 2 e 3 para o controle PID é 500,7 mm enquanto para o controle "fuzzy" é 501 mm.

Figura 6.27 – Comportamento da barra com os dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 0,67 Hz.

A figura 6.28 mostra o comportamento dos deslocamentos medidos pelos sensores do lado direito da barra com sistema passivo de suspensão, sistema ativo PID e o sistema ativo "fuzzy", submetidos a uma entrada harmônica com amplitude 5 graus e frequência 1 Hz.

Figura 6.28 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 1 Hz.

Pela análise da figura 6.28 mostram-se mais eficientes os sistemas de controles ativos quando comparados com o sistema passivo, para todas as posições simuladas.

Na figura 6.29 é possível notar um comportamento da barra muito similar quando aplicados o sistema ativo PID e o sistema ativo "fuzzy" para todas as posições dos sensores. A média aritmética dos valores obtidos pelos sensores 1, 2 e 3 para o controle PID é 500,7 mm enquanto para o controle "fuzzy" é 501 mm.

Figura 6.29 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 1 Hz.

A figura 6.30 mostra o comportamento dos deslocamentos medidos pelos sensores do lado direito da barra com sistema passivo de suspensão, sistema ativo PID e o sistema ativo "fuzzy", submetidos a uma entrada harmônica com amplitude 5 graus e frequência 2 Hz.

Figura 6.30 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 5 graus e frequência 2 Hz.

Pela análise da figura 6.30 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o sistema passivo, em termos de deslocamento da barra, independentemente da posição do sensor.

Na figura 6.31 é possível notar um comportamento da barra muito similar quando aplicados o sistema ativo PID e o sistema ativo "fuzzy", para todas as posições dos sensores. A média aritmética dos valores obtidos pelos sensores 1, 2 e 3 para o controle PID é 500,2 mm, enquanto para o controle "fuzzy" é 500 mm.

Figura 6.31 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude de 5 graus e frequência 2 Hz.

A figura 6.32 mostra a potência consumida para cada sistema de controle ativo em função da frequência de excitação, para uma amplitude angular fixa igual a 5 graus.

Figura 6.32 – Potência consumida pelos sistemas de controle para uma entrada harmônica com amplitude de 5 graus.

Pela análise da figura 6.33 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o sistema passivo de suspensão, em termos de deslocamento da barra, independentemente da posição do sensor.

Figura 6.33 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,1 Hz.

Na figura 6.34 é possível notar que não existe diferença significativa quando atuam o sistema ativo PID e o sistema ativo "fuzzy", sendo a média

aritmética dos valores obtidos pelos sensores para o sistema "fuzzy" é 500,6 mm e para o sistema PID é 501,1 mm.

Figura 6.34 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,1 Hz.

Pela análise da figura 6.35 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o sistema passivo, em termos dos deslocamentos da barra, independentemente da posição do sensor.

Figura 6.35 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,25 Hz.

Na figura 6.36 é possível notar que não existe diferença significativa entre as atuações do sistema ativo PID e do sistema ativo “fuzzy”. A média aritmética dos valores obtidos pelos sensores para o sistema "fuzzy" é 503,4 mm e para o sistema PID é 502,5 mm.

Figura 6.36 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,25 Hz.

Pela análise da figura 6.37 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o sistema passivo em termos de deslocamentos da barra, independentemente da posição do sensor.

Figura 6.37 – Comportamento da barra com os três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,67 Hz.

Na figura 6.38 é possível notar que não existe diferença significativa entre o desempenho da barra com a atuação do sistema ativo PID e do sistema ativo "fuzzy". A média aritmética dos valores obtidos pelos sensores para o sistema "fuzzy" é 503,4 mm e para o sistema PID é 502,5 mm.

Figura 6.38 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 0,67 Hz.

Pela análise da figura 6.39 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o sistema passivo, em termos de deslocamento da barra, independentemente da posição do sensor.

Figura 6.39 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 1 Hz.

Na figura 6.40 é possível notar que não existe diferença significativa no desempenho da barra com a aplicação do sistema ativo PID e do sistema ativo "fuzzy". A média aritmética dos valores obtidos pelos sensores para o sistema "fuzzy" é 503,4 mm e para o sistema PID é 502,5 mm.

Figura 6.40 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 1 Hz.

Pela análise da figura 6.41 é possível notar o melhor desempenho dos sistemas ativos quando comparados com o sistema passivo, em termos de deslocamento da barra, independentemente da posição do sensor.

Figura 6.41 – Comportamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 2 Hz.

Na figura 6.42 é possível notar que não existe diferença significativa no comportamento da barra com a atuação do sistema ativo PID e do sistema ativo "fuzzy". A média aritmética dos valores obtidos pelos sensores para o sistema "fuzzy" é 502,1 mm e para o sistema PID é 501,6 mm.

Figura 6.42 – Comportamento da barra com dois sistemas ativos submetidos a uma entrada harmônica de amplitude 10 graus e frequência 2 Hz.

A figura 6.43 mostra a potência consumida para cada sistema de controle ativo em função da frequência de excitação, para uma amplitude angular fixa igual a 10 graus.

Figura 6.43 – Potência consumida pelos sistemas de controle para uma entrada harmônica com amplitude 10 graus.

6.2.3 – Entrada randômica

Foi utilizada nesta parte da simulação uma norma para análise de vibração em tratores (ASABE/ISO 5008, 2002). Nesta norma são apresentados dois tipos de pavimento, suave e acidentado, com as coordenadas cartesianas para cada tipo. Essas coordenadas podem ser inseridas no software ADAMS para simular os pavimentos. Com estas entradas foram executadas as simulações apresentadas a seguir.

Estas simulações foram realizadas com três níveis de velocidade: 5, 7,5 e 10 km/h, para os dois tipos de pavimento da pista, suave e acidentado.

A figura 6.44 mostra o resultado das simulações para a condição de pavimento suave, com velocidade de translação do equipamento 5 km/h, nas três posições dos sensores.

Figura 6.44 – Deslocamentos da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista suave com velocidade 5 km/h.

Pela análise da figura 6.44 é possível notar a melhor eficiência dos sistemas ativos em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Na figura 6.45 é possível notar a equivalência no desempenho da barra quando atuam os dois sistemas de controle ativos, ou seja, não há diferenças significativas em termos de controle da altura da barra em relação ao solo. A

média aritmética dos valores obtidos a partir dos três sensores para o controle ativo PID é 500,3 mm enquanto que para o sistema "fuzzy" é 500,6 mm.

Figura 6.45 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista suave com velocidade 5 km/h.

A figura 6.46 mostra os resultados das simulações para a condição de pavimento suave, com velocidade de translação do equipamento 7.5 km/h, nas três posições dos sensores.

Figura 6.46 – Deslocamento da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista suave com velocidade 7,5 km/h.

Pela análise da figura 6.46 é possível notar a melhor eficiência dos sistemas ativos em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Na figura 6.47 é possível notar a equivalência no desempenho da barra quando atuam os sistemas de controle ativos, ou seja, não há diferenças significativas em termos de controle da altura da barra em relação ao solo. A média aritmética dos valores obtidos pelos três sensores para o controle ativo PID é 500,3 mm enquanto para o sistema "fuzzy" é 500,4 mm.

Figura 6.47 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista suave com velocidade 7,5 km/h.

A figura 6.48 mostra os resultados das simulações para a condição de pavimento suave com velocidade de translação do equipamento 10 km/h, nas três posições dos sensores na barra.

Figura 6.48 – Desempenho da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista suave com velocidade 10 km/h.

Pela análise da figura 6.48 é possível notar a melhor eficiência dos sistemas ativos em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Na figura 6.49 é possível notar a equivalência no desempenho da barra quando atuam os sistemas de controle ativos, ou seja, não há diferenças significativas em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Figura 6.49 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista suave a 10 km/h.

A tabela 6.2 mostra os principais valores característicos dos resultados das simulações em pista suave nas velocidades 5 km/h, 7,5 km/h e 10 km/h, para o sistema com suspensão passiva e para os sistemas de suspensão com os controles ativos "fuzzy" e PID.

Tabela 6.2 – Valores característicos das simulações em pista suave.

		Suave a 5 km/h			Suave a 7,5 km/h			Suave a 10 km/h		
		Sensores			Sensores			Sensores		
		S1	S2	S3	S1	S2	S3	S1	S2	S3
Passivo	Altura Mínima (mm)	319	135	-48	334	165	-6	350	194	14
	Altura Máxima (mm)	613	723	833	622	741	859	597	692	799
	Amplitude (mm)	294	588	881	288	576	865	247	498	785
	Altura RMS (mm)	506	516	532	505	507	510	503	507	509

Fuzzy	Altura Mínima (mm)	467	490	493	471	490	493	472	491	493
	Altura Máxima (mm)	521	507	510	521	507	510	521	507	509
	Amplitude (mm)	54	17	17	50	17	17	49	16	16
	Altura RMS (mm)	501	500	500	501	500	500	501	500	500
	Potência RMS (kW)	1,07			0,53			0,40		
PID	Altura Mínima (mm)	471	493	490	472	493	490	473	493	490
	Altura Máxima (mm)	520	505	515	520	505	514	519	505	514
	Amplitude (mm)	49	12	25	48	12	24	46	12	24
	Altura RMS (mm)	501	500	499	501	500	499	501	500	499
	Potência RMS (kW)	1,30			0,63			0,27		

A figura 6.50 mostra os resultados do desempenho da barra com a condição de pavimento acidentado, com velocidade de translação do equipamento 5 km/h, nas três posições dos sensores simulados.

Figura 6.50 – Desempenho da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com velocidade 5 km/h.

Pela análise da figura 6.50 é possível notar a melhor eficiência dos sistemas ativos em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Na figura 6.51 é possível notar a equivalência no desempenho da barra quando atuam os sistemas de controle ativo, ou seja, não há diferenças significativas em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Figura 6.51 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista acidentada com velocidade 5 km/h.

A figura 6.52 mostra os resultados do desempenho da barra na condição de pavimento acidentado, com velocidade de translação do equipamento 7,5 km/h, nas três posições dos sensores da barra.

Figura 6.52 – Desempenho de três sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com velocidade 7,5 km/h.

Pela análise da figura 6.52 é possível notar a melhor eficiência dos sistemas ativos em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Na figura 6.53 é possível notar a equivalência no desempenho da barra com a atuação dos sistemas de controle ativo, ou seja, não há diferenças significativas em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Figura 6.53 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista acidentada com velocidade 7,5 km/h.

A figura 6.54 mostra o desempenho da barra na condição de pavimento acidentado, com velocidade de translação do equipamento 10 km/h, nas três posições dos sensores da barra.

Figura 6.54 – Desempenho da barra com três sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com velocidade 10 km/h.

Pela análise da figura 6.54 é possível notar a melhor eficiência dos sistemas ativos em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Na figura 6.55 é possível notar a equivalência no desempenho da barra quando atuam os sistemas de controle ativos, ou seja, não há diferenças significativas em termos de controle da altura da barra em relação ao solo.

Figura 6.55 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão ativos submetidos à pista acidentada com velocidade 10 km/h.

A tabela 6.3 mostra os principais valores característicos dos resultados das simulações em pista acidentada nas velocidades 5 km/h, 7,5 km/h e 10 km/h para o sistema com suspensão passiva e com os sistemas de suspensão com controles ativos "fuzzy" e PID.

Tabela 6.3 – Valores característicos das simulações com pista acidentada.

		Acidentada 5 km/h			Acidentada 7,5 km/h			Acidentada 10 km/h		
		Sensores			Sensores			Sensores		
		S1	S2	S3	S1	S2	S3	S1	S2	S3
Passivo	Altura Mínima (mm)	362	224	79	373	238	104	368	226	82
	Altura Máxima (mm)	582	663	743	545	590	638	574	674	775
	Amplitude (mm)	220	439	664	172	352	534	206	448	693
	Altura RMS (mm)	475	453	438	471	443	419	476	454	436

Fuzzy	Altura Mínima (mm)	487	487	490	470	490	493	469	490	494
	Altura Máxima (mm)	509	509	513	520	507	510	518	506	510
	Amplitude (mm)	22	22	23	50	17	17	49	16	16
	Altura RMS (mm)	498	498	502	495	498	501	496	499	501
	Potência RMS (kW)	0,48			0,72			1,21		
PID	Altura Mínima (mm)	463	491	486	471	493	491	471	493	493
	Altura Máxima (mm)	527	507	519	519	505	515	515	504	515
	Amplitude (mm)	64	16	33	48	12	24	44	11	22
	Altura RMS (mm)	496	499	502	495	499	502	496	499	502
	Potência RMS (kW)	0,45			0,61			0,94		

6.2.4 – Entrada com descontinuidade brusca

Nesta parte da simulação foram utilizadas as mesmas pistas de prova suave e acidentada, com velocidade de translação de 5 km/h, 7.5 km/h e 10 km/h. Foi simulada uma descontinuidade brusca no valor de 500 mm nas medidas de cada sensor, defasada 5 segundos entre cada falha. A simulação da falha inicia pelo sensor 3, em seguida vai para o sensor 2 e por último atinge o sensor 1. Para este tipo de falha a barra deve manter-se estável, em torno de 500 mm, sem acompanhar as descontinuidades bruscas.

A figura 6.56 mostra os resultados das simulações para a condição de pavimento suave, com velocidade de translação do equipamento 5 km/h e falhas bruscas, nas três posições dos sensores.

Figura 6.56 – Desempenho da barra com dois sistemas ativos de suspensão submetidos à pista suave com falhas bruscas e velocidade 5 km/h.

A figura 6.57 mostra os resultados das simulações para a condição de pavimento suave, com velocidade de translação do equipamento 7,5 km/h e falhas bruscas, nas três posições dos sensores.

Figura 6.57 – Desempenho da barra com dois sistemas ativos de suspensão submetidos à pista suave com falhas bruscas e velocidade 7.5 km/h.

A figura 6.58 mostra os resultados das simulações para a condição de pavimento suave com velocidade de translação do equipamento 10 km/h e falhas bruscas, nas três posições dos sensores.

Figura 6.58– Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão submetidos à pista suave com falhas bruscas e velocidade 10 km.

A tabela 6.4 mostra os principais valores característicos dos resultados das simulações em um pista suave nas velocidades 5 km/h, 7,5 km/h e 10 km/h, para os controles ativos "fuzzy" e PID.

Tabela 6.4 – Valores característicos das simulações em pista suave com falhas.

		Suave 5 km/h			Suave 7,5 km/h			Suave 10 km/h		
		Sensores			Sensores			Sensores		
		S1	S2	S3	S1	S2	S3	S1	S2	S3
Fuzzy	Altura Mínima (mm)	467	490	493	471	490	493	472	491	493
	Altura Máxima (mm)	521	507	510	521	507	510	521	507	509
	Amplitude (mm)	54	17	17	50	17	17	49	16	16
	Altura RMS (mm)	501	500	500	501	500	500	501	500	500
	Potência RMS (kW)	1,07			0,53			0,40		

PID	Altura Mínima (mm)	346	287	324	345	288	324	331	287	324
	Altura Máxima (mm)	851	655	673	851	654	674	850	653	674
	Amplitude (mm)	505	368	349	506	366	350	519	366	350
	Altura RMS (mm)	739	560	403	697	550	428	658	540	450
	Potência RMS (kW)	2,45			1,52			0,75		

A figura 6.59 mostra os resultados das simulações para a condição de pavimento acidentado com velocidade de translação do equipamento 5 km/h e falhas bruscas, nas três posições dos sensores.

Figura 6.59 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com falhas bruscas e velocidade 5 km/h.

A figura 6.60 mostra os resultados das simulações para a condição de pavimento acidentado, com velocidade de translação do equipamento 7,5 km/h e falhas bruscas, nas três posições dos sensores.

Figura 6.60 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com falhas bruscas e velocidade 7,5 km/h.

A figura 6.61 mostra os resultados das simulações para a condição de pavimento acidentado, com velocidade de translação do equipamento 10 km/h e falhas bruscas, nas três posições dos sensores.

Figura 6.61 – Desempenho da barra com dois sistemas de suspensão submetidos à pista acidentada com falhas bruscas e velocidade 10 km/h.

A tabela 6.5 mostra os principais valores característicos dos resultados das simulações em pista acidentada nas velocidades 5 km/h, 7,5 km/h e 10 km/h, para os controles ativos "fuzzy" e PID.

Tabela 6.5 – Valores característicos das simulações em pista acidentada com falhas.

		Acidentada 5 km/h			Acidentada 7,5 km/h			Acidentada 10 km/h		
		Sensores			Sensores			Sensores		
		S1	S2	S3	S1	S2	S3	S1	S2	S3
Fuzzy	Altura Mínima (mm)	487	487	490	470	490	493	469	490	494
	Altura Máxima (mm)	509	509	513	520	507	510	518	506	510
	Amplitude (mm)	22	22	23	50	17	17	49	16	16
	Altura RMS (mm)	498	498	502	495	498	501	496	499	501
	Potência RMS (kW)	0,48			0,72			1,21		
PID	Altura Mínima (mm)	335	285	320	331	285	323	336	285	326
	Altura Máxima (mm)	859	653	679	853	656	680	846	653	679
	Amplitude (mm)	524	368	359	522	371	357	510	368	353
	Altura RMS (mm)	585	525	483	473	504	524	513	508	506
	Potência RMS (kW)	0,95			1,59			2,59		

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES

De maneira geral podemos notar uma grande atenuação das oscilações da barra quando atuam os sistemas de controle ativos em relação ao caso do sistema com suspensão passiva, sendo que as potências consumidas para realizar estes controles são relativamente baixas, na média em torno de 1,5 kW com potências de pico em torno de 5 kW.

Nas simulações do movimento da barra com as entradas do tipo degrau é possível notar que o sistema de controle que utiliza a lógica "fuzzy" apresentou uma menor oscilação e também um menor tempo para estabilizar o sistema das barras. A potência consumida para realizar essa função praticamente é igual quando atuam os dois sistemas ativos, "fuzzy" e PID.

Nas simulações com entradas do tipo harmônicas é possível notar que para amplitude angular baixa (5 graus) e frequência alta (2 Hz), o controle que utiliza lógica "fuzzy" apresentou menores oscilações na barra, sem aumento da potência consumida. Nas demais condições de amplitude e frequência não há diferença significativa nas amplitudes de oscilação das barras e na potência consumida para realizar o controle.

Nas simulações com entradas randômicas não foi possível identificar diferenças significativas nas oscilações das barras nem na potência consumida para realizar o controle, para qualquer tipo de velocidade de deslocamento e qualquer tipo de pista.

Nas simulações que utilizam como entradas simuladas pistas suave e acidentada com descontinuidades bruscas, foi possível notar uma significativa vantagem para o sistema de controle que utiliza a lógica "fuzzy". Observa-se que uma vez inserida as leis de inferência sobre o sistema, nota-se que na presença de uma falha brusca, simulada em um dos sensores, o sistema não

reage de forma intensa como ocorre quando atua o sistema de controle PID. Assim a aplicação do controle ativo com lógica "fuzzy" torna a barra mais estável nesta condição.

Para futuros trabalhos deve-se estudar o modelo e a aplicação de atuadores hidráulicos para os controles ativos, com a implementação das leis de controle sugeridas neste trabalho, a fim de validar as conclusões obtidas a partir das simulações apresentadas no capítulo anterior.

Sugere-se também considerar a aplicação de outras técnicas de controle, tais como a aplicação de redes neurais e de algoritmos adaptativos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS – User's Manual. **Mechanical Dynamics**, Inc, MI, USA, 1990.

AGUIAR, H. JUNIOR, O. **Lógica Difusa: Aspectos práticos e aplicações**. Interciência, 1ª edição, 1999, 192p.

ANDREWS, G.C.; KESAVAN, H.K. Simulation of Mutibody Systems Using the Vector-Network Model, **Proceedings of the Symposium**, Munich, West Germany, Berlin, Springer Verlag, p. 1-13, 1977.

ANDREWS, R; BYASS, J.B. **Choise and use of nozzles for cereal spraying at conventional application rates**. National Institute Agricultural Engineer, Spraying on Large Cereal Farms, Silsoe, 1977.

ANON. Equipment for crop protection—Spraying equipment—Part 1: Test methods of sprayer nozzles. **International Standard ISO 5682/1-1981(E)**, 14p., 1981.

ANTHONIS, J.; AUDENAERT, J.; RAMON, H. Design optimization for the vertical suspension of a crop sprayer boom. **Biosystems Engineering**. 90(2), 153-160, 2005.

ASABE/ISO 5008. **Agricultural wheeled tractors and field machinery – measurement of whole-body vibration of the operator**, 2002.

BAKKER, E. PACEJKA, H. B (1989). **A new tire model with an application in vehicle dynamics studies**. SAE World Congress, Detroit. 1989.

BARROS, G. S.C.; SILVA, A.F.; FACHINELLO, A.L. **AGRONEGÓCIO FECHA 2011 COM ALTA DE 5,73%**. Centro de Estudos Avançados em Economia Aplicada (Cepea), 2011.

BEZERRA, M. S. **Projeto, Implementação e ensaios de um controlador PID utilizando FPGA**. 68 f. Monografia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2010.

BROOKS, R. R.; IYENGAR, S. S.. **Multi-Sensor Fusion: Fundamentals and Applications with Software**. New Jersey: Prentice Hall, 1998.

CHAPLIN, J.; WU,C. Dynamic modeling of field sprayers, **Transactions of the ASAE** 32 (1989) (6), pp. 1857–1863, 1989.

CORRÊA J. L. Comportamento de um veículo implementado com suspensão ativa. **Dissertação de mestrado**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 104f. 2011.

CÔRTE-REAL, E.W. **Dessensibilização da estrutura de controle LQG aplicada ao modelo de uma suspensão ativa utilizando a técnica PRABI**.

121f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica). IME. Rio de Janeiro, 2002.

COSTA NETO, A. ; JONES, R. P. Automotive Vehicle Chassis Simulation for Motion Control Studies Using Multibody Systems (MBS) Modelling Techniques. **SAE Technical Papers**, v. 01, p. 443, 1992.

CRUZ, S. G. S. **Sistema de navegação para veículo autônomo utilizando lógica difusa**. 128 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Universidade de São Paulo, São Carlos, 2009.

DAVIS, P.F. Computer Programs for elastic stress analysis of two or three dimensional structures. **National Institute Agricultural Engineering**, Silsoe, 1980.

DE JONG, A.; VAN DE ZANDE, J.C.; STALLINGA, H. The effects of vertical and horizontal boom movements on the uniformity of spray distribution. **Agricultural Engineering Conference**, Paper no.00-PM-015, AgEng 2000 International Conference on Agricultural Engineering, Warwick, United-Kingdom, 8 pp, 2000.

DECKER, H.; SCHRAMM, W.; KALLEBACH, R. A Practical Approach Towards Advanced Semi-active Suspension Systems. **IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions**, London, U.K., p. 93-100, 1998.

DEPREZ, K.; ANTHONIS, J.; RAMON, H.; VAN BRUSSEL, H. Development of a slow active suspension for stabilizing the roll of spray booms, part 1: Hybrid Modelling. **Biosystems Engineering**, 81 (2), 185-191, 2002a.

DEPREZ, K.; ANTHONIS, J.; RAMON, H.; VAN BRUSSEL, H. Development of a slow active suspension for stabilizing the roll of spray booms, part2: Controller Design. **Biosystems Engineering**, 81 (3), 273-279, 2002b.

DORF, R. C. BISHOP, R. H. **Sistemas de Controle Modernos**. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 8ª edição, 2001. 752p.

EMBRAPA - Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária. **Embrapa Soja**. Disponível em: < <http://www.cnpso.embrapa.br>>. Acesso em: 17 Dez. 2012.

ENFALT, P., ENGGVIST, A., ALNESS, K. Assessment of the dynamic spray distribution on a flat surface using image analysis. **Aspects Applied Biology**. 48, 17–25, 1997.

FANG Z., SHU W., DU D., XIANG B. , HE Q. ,HE K. Semi-active Suspension of a Full-vehicle Model based on Double-loop Control. **Procedia Engineering**, 16 , 428 – 437, 2011.

FIALA, E. **Seitenkräfte am rollenden Luftreifen**. VDI-Zeitschrift 96: 973. 1964.

FROST, A.R. A Design procedure for Twin-Link universal link spray boom suspension. **Journal agricultural Engineering Resources**, 37, 179-189, 1987.

FROST, A.R., O'SULLIVAN, J.A. Verification and use of a mathematical model of an active twin link boom suspension. **Journal of Agricultural Engineering Research**. 40, 259-274, 1988.

FROST, A.R., O'SULLIVAN, J.A. Verification of a mathematical model for a passive spray boom suspension. **Journal of Agricultural Engineering Research**. 34, 245-255, 1986.

FROST, A.R.; ANDREWS, R. The effect of wind and boom height on spray drift. **National Institute Agricultural Engineering**, Silsoe, 1975.

GANZELMEIR, H.; MOSER, E. Effect of boom movements of field sprayers on the evenness of distribution of the spray fluid. **Journal agricultural engineering resource**, 27 (30), 65-72, 1977.

GIPSER, M. **FTIRE: a physically based application-oriented tyre model for use with detailed MBS and finite-element suspension models**. Vehicle Systems Dynamics 43, 76 - 91. 2005.

GUERRA, W. A. **Implementação de Controle Proporcional, Integral e Derivativo Digital em Controladores Lógico Programáveis**. 40 f. Monografia, Centro de Tecnologia e Geociências, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2009.

HERBST, A., AND P. WOLF. Spray deposit distribution from agricultural boom sprayer in dynamic conditions. **Paper Number: 011054, ASAE**, St. Joseph. Mich, 2001.

HERBST, A., WOLF, P. Spray deposit distribution from agricultural boom sprayers in dynamic conditions. **Proceedings of the 25th International Conference on Noise and Vibration Engineering**, Belgium, pp. 1599–1605, 2000.

IYER, A.M. AND B.M.D. WILLS. Factors determining the design of tractor-mounted sprayer booms—spray nozzle characteristics. **Journal of Agricultural Engineering Research**. 23(1): 37-43, 1978.

JEON, H.Y.; WOMAC, A.R.; GUNN, J. Sprayer boom dynamic effects on application uniformity. **Transactions of ASAE**. 47 (3), 647-658, 2004.

KARNOPP, D., HESS, G. Electronically Controllable Vehicle Suspensions. **Vehicle System Dynamics**, 20, p.207-218, 1991.

KLEIN, LAWRENCE A. **Sensor and Data Fusion Concepts and Applications**. 2. ed. Washington: SPIE Optical Engeneering Press, 226 p., 1999.

KLIR, G. J. CLAIR, U, YUAN,B. **Fuzzy Set Theory: Foundations and Applications**. Prentice Hall, Facsimile edition, 1997. 256 p.

LAKE, J.R.; FROST, A.R.; WILSON, J.M. The flight times of spray drops under the influence of gravitational, aerodynamic and electrostatic forces. **BCPC Symposium on Spraying Systems for the 1980**, 1980.

LANGENAKENS JAN J; CLIJMANS L; RAMON H; DE BAERDEMAKER J. The effects of vertical sprayer boom movements on the uniformity of spray distribution. **Journal of Agricultural Engineering Research**, 74, 281–291. 1999.

LARDOUX, Y.; SINFORT, C.; ENFALT, P.; SEVILA, F. Test method for boom suspension influence on spray distribution, part 1: Experimental study of pesticide under a moving boom. **Biosystems Engineering**. 96 (1). 29-39, 2007a.

LARDOUX, Y.; SINFORT, C.; ENFALT, P.; SEVILA, F. Test method for boom suspension influence on spray distribution, part 2: Validation and use of a spray model. **Biosystems Engineering**. 96 (2). 161-168, 2007b.

LAWRENCE, D.C. The development and application of foams used with swath marking systems. **National Institute Agricultural Engineering**, Silsoe, 1977.

MAHALINGA, R. Dynamics behaviour of tractor-mounted spray booms. **University of Newcastle upon Tyne**, 1973.

MAHALINGA, R.; WILLS, B.M.D. Factors determining the design of tractor-mounted booms. Spray nozzle characteristics. **Journal of Agricultural Engineering Resource**, 23 (1), 37-43, 1978.

MELLER, T., FRUHALF, F. Variable Damping – Philosophy and Experience of a preferred system. **IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions**, London, U.K., p. 113-118, 1998.

MILECKI, A. Investigation and control of magneto-rheological fluid damper. **International journal of machine tools & Manufacture**, v41, pp.379-391., 2001.

MILLER, P.C.H. MAWER, C.J. Effect of roll angle and nozzle spray pattern on the uniformity of spray volume distribution below a boom. **Crop Protection**. Vol.8: 217-222, 1989.

MINSKY, M. **The Emotion Machine: Commonsense Thinking, Artificial Intelligence, and the Future of the Human Mind**. Simon&Schuster, 2007.

MOÇAMBIQUE, N. E. M. **Aplicação de algoritmos de busca do ponto de máxima potência e controladores lineares e/ou fuzzy para a regulação da tensão terminal de painéis fotovoltaicos**. 134 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Universidade de São Paulo, 2012.

MUSILLAMI, S. Les mouvements des rampes de pulverization pour culture basses, a fixation classique, étudiés a travers les repartitions au banc a gouttieres. **CNEEMA**, 1977.

NATION, H.J. The design and performance of a universal inclined linkage suspension for spray booms. **Journal Agricultural Engineering Resource**, 1978.

NATION, H.J. The dynamic behaviour of field sprayer booms. **Journal of Agricultural Engineering Research**, 27(1): 61-70, 1982.

NATION, H.J. The performance and stability of spray booms. **Journal Agricultural Engineering Resource**, 27(1), 61-70, 1980.

NATION, H.J.; HOLDEN, M.R. The dynamic behaviour of field spray booms: The average boom tip desempenho of 14 sprayers over several operating conditions. **National Institute Agricultural Engineering**, Silsoe, 1974.

NATION, H.J.; HOLDEN, M.R. The dynamic behaviour of field sprayers booms: The effect of boom stiffness on relationships between the motion of the sprayer and boom tip movement. **National Institute Agricultural Engineering**, Silsoe, 1976.

NISE, N. S. **Engenharia de Sistemas de Controle**. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 6ª edição, 2012. 754p.

O'SULLIVAN, J.A. Verification of passive and active versions of a mathematical mode of a pendulum spray boom suspension, **Journal of Agricultural Engineering Resource**, 1988, (40), 89-101, 1988.

O'SULLIVAN, J.A. Simulation of the behaviour of a spray boom with an active and passive pendulum suspension, **Journal of Agricultural Engineering Resource**, (35), 157-173, 1986.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. Pearson Brasil, 5ª edição, 2010. 824p.

PACEJKA, H. B. BAKKER, E. **The magic formula tyre model**. Proceedings of the 1st Tyre Colloquium, Delft. 1991.

PARÉ, C. A. **Experimental evaluation of semi-active Magneto-Rheological suspensions for passenger vehicles**. Thesis for the degree of master of science in mechanical engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998.

PASCHOAL E.F. Controle semi-ativo de vibrações usando lógica nebulosa e fluido magnetoreológico. **Dissertação de Mestrado**. Ilha Solteira. 117f. 2011.

POCHI D; VANNUCCI D. A system with potentiometric transducers to record spray boom movements under operating conditions. **Biosystems Engineering**, 84(4), 393–406, 2002.

POCHI, D. AND D. VANNUCCI. Laboratory evaluation and angular potentiometer for measuring spray boom movement. **Journal of Agricultural Engineering Research**. 80(2): 153-161, 2001.

POERIO, N. **Multibody model of a combine for mission loads estimation**. Politecnico di Torino, MSC Software Conference. 2012.

PONTELLI, C.O. **Comportamento dinâmico de suspensões passivas de barra para pulverizadores**. 126f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). UNESP. Bauru, 2007.

QUEIROZ, A.S.C.; ANTUNIASSI, U.R.; NERY, M.S; RUIZ, E.R.S; RAMOS JR, E.U. Avaliação da estabilidade da barra de pulverização através do uso de videografia em diferentes tipos de manejo de solo de área florestal. **III Simpósio Internacional de Tecnologia de Aplicação de Agrotóxicos**, 56-59, 2004.

RAMON, H. AND J. DE BAERDEMAEKER. Spray boom motions and spray distribution: part 1, derivation of a mathematical relation. **Journal of Agricultural Engineering Research**, 66(1): 23-29, 1997.

RAMON, H., B. MISSOTTEN, AND J. DE BAERDEMAEKER. Spray boom motions and spray distribution: part 2, experimental validation of the mathematical relation and simulation results. **Journal of Agricultural Engineering Research**, 66(1): 31-39, 1997.

ROSENTHAL, D.E. **An Order N Formulation for Robotic System, to appear, personal notes**, Symbolic Dynamics, 1991.

RUSSEL, S. NORVIG, P. **Artificial Intelligence: A Modern Approach**. Prentice Hall, 3^a edition, 2009. 1152 p.

SALUSTIANO, R.E. **Aplicação de técnicas de fusão de sensores no monitoramento de ambientes**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica). UNICAMP. Campinas, 2006.

SAYERS, M.W.; **A symbolic Vector/DyadicMultibody Formalism for tree Topology Systems**, Techinal memo, UMTRI, Michigan, USA, 1990.

SCHMIDT-OTT, M. Improving the uniformity of distribution of field crop sprayers with long booms. **Journal of Agricultural Engineering Resource**, 25 (3), 71-74, 1975.

SCREMIN, M. A. A. **Lógica Difusa na estatística multivariada**, Blucher, 1^a edição, 2011. 124p.

SD/FAST – **User's Manual**. Versão B.1.1, julho, 1990.

SEZER S., CETIN S. e ATALAY A. E. Application of Self Tuning Fuzzy Logic Control to Full Railway Vehicle Model. **Procedia Computer Science**, 6, 487–492, 2011.

SHETH, P. N.; WU, Z. **Mechanical System Dynamics Simulation**. In: SAVIAC, 1996.

SILVA E.R.P., TEIXEIRA M. C. M., ASSUNÇÃO E., FARIA F. A. Estabilização de sistemas fuzzy T-S incertos usando realimentação derivativa. **Revista Controle & Automação**, Vol.22 (3), 273-283, 2011.

SILVA, A. M. F. **Obtenção de conjuntos estabilizantes de controladores PID para sistemas com atraso utilizando o teorema de Hermite-Biehler**. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

SIMON, D. E.; AHMADIAN, M. Vehicle Evaluation of the performance of magneto rheological dampers for heavy truck suspensions. ASME, **Journal of Vibration and Acoustics**, Vol. 123, Nº 3, pp. 365-375, 2001.

SINFORT, C.; HERBST, A. Evaluation of the quality of spray distribution from boom sprayer in practical condition, Bulletin OEPP/EPPO (**European and Mediterranean Plant Protection Organization**) 26: 27-36, 1996.

SINFORT, C.; LARDOUX, Y.; MIRALLES, A.; ENFALT, P.; ALNESS, K., ANDERSSON, S. Comparison between measurements and predictions of spray pattern from a moving boom sprayer. **Aspects Applied Biology**, 48, 1997.

SINFORT, C.; MIRALLES, A.; SEVILA, F.; MANIERE, M. Study and development of a test method for spray boom suspensions. **Journal of Agricultural Engineering Research**, 59, 245–252, 1994.

SOLEYMANI M., MONTAZERI-GH M. e AMIRYAN R. Adaptive fuzzy controller for vehicle active suspension system based on traffic conditions. Scientia Iranica, **Transactions B: Mechanical Engineering**, 2012. doi:10.1016/j.scient.2012.03.002.

SOUZA, R. V. **Robô agrícola móvel (RAM): Uma arquitetura baseada em comportamentos hierárquicos e difusos para sistemas autônomos de guiagem e navegação**. 211 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

SPEELMAN, L.; JANSEN, J. W. The effect of spray-boom movement on the liquid distribution of field crop sprayers. **Journal of Agricultural Engineering Research**, 19(2): 117-129, 1974.

SPEELMAN, L.; JASEN, J.W. The effect of spray-boom movement on the liquid distribution of field crop sprayers. **Journal of Agricultural Engineering Resource**, 19, 117-129, 1979.

WILLIAMS, R. A. Electronically Controlled Automotive Suspensions. **Computing & Control Engineering Journal**, 5(3), p.143-148, June 1994.

WOLF, P. **Verteilungsqualität von Feldspritzgeräten Shaker Verlag**, 160pp., ISBN 3-8322-0237-4, 2002.

WOMAC, A. R. R.; ETHERIDGE, A.; SEIBERT, D.; HOGAN, ; RAY, S. Sprayer speed and venturi-nozzle effects on broadcast application uniformity. **Transactions of the ASAE**, 44(6): 1437-1444, 2001.

YANG Z. ZHANG J. CHEN Z. ZHANG B. Semi-active Control of High-speed Trains Based on Fuzzy PID Control. **Procedia Engineering**, 15, 521 – 525, 2011.

YAO, G.Z.; YAP, F.F.; CHEN, G.; LI, W.H.; YEO, S.H. MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system, **International journal of Mechatronics**, 12(7), 963-973, 2002.

ANEXO A – CARACTERISTICAS DOS INSTRUMENTOS DE MEDIDA

GEFRAN **PC** SELFLOADING RECTILINEAR DISPLACEMENT TRANSDUCER WITH CYLINDRICAL CASE

Principal characteristics

- The transducer is designed to satisfy extreme applicative demands in terms of mechanical strength.
- The 10 mm diameter rod, large steel joints, and reinforced structure make this series mechanically ideal for metalworking, woodworking, and ceramics.
- Installation is simplified by the lack of electrical signal variation at output outside theoretical electrical stroke.
- The structure based on self-aligning and weight-bearing ball joints permits assembly with free movement of the transducer axle.

TECHNICAL DATA

Useful electrical stroke (C.E.U.)	50/100/130/150/175/200/225/275/300/360/375/400/450/500/600/750
Independent linearity (within C.E.U.)	$\pm 0,05\%$
Resolution	infinite
Repeatability	0,01mm
Protection	IP65
Displacement speed	≤ 5 m/s
Displacement force	≤ 10 N
Life	>25x10 ⁶ m strokes, or 100x10 ⁶ operations, whichever is less (within C.E.U.)
Vibrations	5...2000Hz, Amax =0,75 mm amax. = 20 g
Shock	50 g, 11ms.
Tolerance on resistance	$\pm 20\%$
Recommended cursor current	< 0,1 μ A
Maximum cursor current	10mA
Max. applicable voltage	60V
Electrical isolation	>100M Ω a 500V=, 1bar, 2s
Dielectric strength	< 100 μ A a 500V~, 50Hz, 2s, 1bar
Dissipation at 40°C (0W at 120°C)	3W
Actual Temperature Coefficient of the output voltage	< 1,5ppm/°C
Working temperature	-30...+100°C
Storage temperature	-50...+120°C
Case material	Anodised aluminium Nylon 66 G 25
Control rod material	Stainless steel AISI 303
Fixing	2 selfloading and selfaligning ball-joints

MECHANICAL / ELECTRICAL DATA

MODEL		50	100	130	150	175	200	225	275	300	360	375	400	450	500	600	750
Useful electrical stroke (C.E.U.) +3/-0	mm	50	100	130	150	175	200	225	275	300	360	375	400	450	500	600	750
Theoretical electrical stroke (C.E.T.) ± 1	mm	C.E.U. + 3					C.E.U. + 4				364	380	406	457	508	609	762
Resistance (C.E.T.)	kΩ	5					5				5	5	5	5	5	5	10
Mechanical stroke (C.M.)	mm	C.E.U. + 9					C.E.U. + 10				370	386	412	463	518	619	772
Case length (A)	mm	C.E.U. + 129					C.E.U. + 130				496	512	538	589	664	765	918
Min. distance between ball-joints (B)	mm	C.E.U. + 181					C.E.U. + 182				547,5	564	590	641	716	817	970

ELECTRICAL CONNECTIONS **INSTALLATION INSTRUCTIONS**

- Respect the indicated electrical connections (DO NOT use the transducer as a variable resistance)
- When calibrating the transducer, be careful to set the stroke so that the output does not drop below 1% or rise beyond 99% of the supply voltage.

ORDER CODE

Displacement transducer PC

3-pole connector output	H
4-pole connector output	M
DIN43650 ISO4400	
5-pole connector output	B
DIN45322	
3-pole PVC cable output	F
3x0,25 1m	

Model

No certificate attached	0
Linearity curve to be attached	L
Cable length: 1 m	0
Cable length: 2 m	2
Cable length: 3 m	3
Other lengths on request	
Color of plastic heads (green)	0
Color of plastic heads (black)	N

Ex.: **PC - M - 275**Displacement transducer model PC, 4 pole connector output
DIN43650 - ISO 4400, useful electrical stroke (C.E.U.) 275mm**OPTIONAL ACCESSORIES**

4-pin 90° radial female PCM connector DIN43650 IP65 clamp PG9 for $\phi 6$ - $\phi 8$ mm wire	CON008
3-pin axial female PCH connector IP40 clamp for wire $\phi 4$ - $\phi 6$ mm	CON002
5-pin axial female PCB connector DIN43322 IP40 clamp for wire $\phi 4$ - $\phi 6$ mm	CON011
5-pin axial female PCB connector DIN43322 IP65 clamp PG7 for wire $\phi 4$ - $\phi 6$ mm	CON012
5-pin 90° radial female PCB connector DIN43322 IP40 clamp for wire $\phi 4$ - $\phi 6$ mm	CON013

GEFRAN spa reserves the right to make any kind of design or functional modification at any moment without prior notice