DANIEL LUNA FERREIRA DA SILVA

CONTROLE DE IMPEDÂNCIA APLICADO A UMA SUSPENSÃO ATIVA

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, orientado pelo Prof. Dr. Fabrizio Leonardi.

São Bernardo do Campo
2014

Silva, Daniel Luna Ferreira da.
Controle de impedância aplicado a uma suspensão ativa / Daniel Ferreira Luna da Silva. São Bernardo do Campo, 2014.
128 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário da FEI.
Orientador: Prof. Dr. Fabrízio Leonardi.

1. Controle de impedância. 2. Sistemas de suspensão ativa. I. Leonardi, Fabrízio, orient. II. Título.

CDU 621

Centro Universitário da **FEI**

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA JULGADORA

PGM-10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Daniel Luna Ferreira da Silva **Matrícula:** 212106-9

Título do Trabalho: Controle de impedância aplicado a uma suspensão ativa.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

ORIGINAL ASSINADA

Orientador: Prof. Dr. Fabrizio Leonardi

Data da realização da defesa: 19/11/2014

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

São Bernardo do Campo, 19 de Novembro de 2014.

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Fabrizio Leonardi

Ass.: _____

Prof. Dr. Marko Ackermann

Ass.: _____

Prof. Dr. Glauco Augusto de Paula Caurin

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

A Deus, a minha esposa Jamile e a minha família que compreenderam todo esforço e ausência para a realização desse trabalho.

AGRADECIMENTOS

Inicialmente gostaria de agradecer a Deus, por ter me ajudado a vencer todas as barreiras a quais encontrei para a realização desse trabalho.

Gostaria de agradecer também ao Professor Fabrizio Leonardi pelo apoio, dedicação, ensinamentos, paciência e compreensão.

A minha esposa Jamile, por todo apoio dado nos momentos de cansaço e ausência, pela paciência e ajuda.

A todos os meus familiares que de alguma forma me ajudaram a atingir este objetivo, seja agora ou em etapas anteriores.

Há pessoas que desejam saber só por saber, e isso é curiosidade;
outras, para alcançarem fama, e isso é vaidade;
outras, para enriquecerem com a sua ciência, e isso é um negócio torpe;
outras, para serem edificadas, e isso é prudência;
outras, para edificarem os outros, e isso é caridade.
Santo Agostinho

RESUMO

Este trabalho estuda a aplicação do controle de impedância em sistemas de suspensões ativas. Propõe-se o uso do controle de impedância para emular diferentes molas e amortecedores evitando trocas desses componentes durante os testes práticos da fase de desenvolvimento de uma suspensão. O objetivo é que a aplicação do método proposto possa auxiliar o processo de escolha desses componentes para suspensões passivas e o desenvolvimento de novos componentes com diferentes curvas características. Duas abordagens de controle de impedância foram classificadas e avaliadas: controle de impedância com casamento indireto de modelo, e controle de impedância por casamento direto de modelo. A técnica de controle de impedância por casamento indireto requer acesso ao sinal da posição relativa entre a massa suspensa e a massa não suspensa e ao sinal de força que o sistema de suspensão é submetido. Nessa abordagem, a impedância desejada é dada por uma equação diferencial que representa a impedância de referência que é usada explicitamente na lei de controle. A técnica de casamento direto requer acesso apenas às informações da cinemática entre a massa suspensa e a massa não suspensa, porém, com o desempenho do sistema sensível aos erros de modelagem. Nessa abordagem, a lei de controle é uma simples realimentação que altera os coeficientes aparentes de rigidez e amortecimento do sistema. O procedimento proposto foi ilustrado numa aplicação em um equipamento de laboratório que reproduz aproximadamente a dinâmica vertical de um quarto de carro e que possui um atuador elétrico para simular o atuador hidráulico que normalmente é utilizado nas suspensões ativas reais. O modelo dinâmico fenomenológico da planta foi obtido negligenciando-se a dinâmica do atuador por este possuir um controle local que consegue impor de forma aproximada sua referência de força. Os resultados das simulações numéricas e dos experimentos laboratoriais sugerem que os métodos propostos são viáveis. A técnica de controle de impedância de casamento direto apresentou-se de mais simples e de melhor aplicabilidade em relação a técnica de controle de impedância de casamento indireto.

Palavras - chave: Controle de Impedância. Sistema de Suspensão Ativa.

ABSTRACT

This work studies the application of impedance control for an active suspension system. We propose the use of impedance control to emulate different springs and dampers avoiding exchanges of these components during practical tests in the development phase of a suspension. The goal is that the application of the proposed method can assist the process of choosing these components for passive suspensions and the development of new components with different characteristic curves. Two approaches of impedance control were evaluated: indirect model matching, and direct model matching. The proposed technique by indirect model matching requires the access to the sign of the relative position between the sprung mass and the unsprung mass and the force signal that the suspension system is subjected. In this approach the desired impedance is given by a differential equation which is represented by the reference impedance that is explicitly used in the control law. The technique of direct match model requires access only to information of the kinematics between the sprung mass and unsprung mass, but with the performance of the system sensitive to modeling errors. In this approach, the control law is a simple feedback amending the apparent stiffness and damping coefficients of the system. The proposed procedure was illustrated with an application in laboratory equipment that reproduces approximately the vertical dynamics of quarter car and has an electric actuator to simulate the hydraulic actuator that is typically used in real active suspensions. The phenomenological dynamic model of the plant was obtained neglecting the dynamics of the actuator that has an independent control that can roughly impose its reference force. The results of numerical simulations and laboratory experiments suggest that the proposed methods are feasible. The direct model matching impedance control technique presented simpler and better applicability than indirect model matching impedance control technique.

Keywords: Impedance Control. Active Suspension System.

LISTA DE SÍMBOLOS

A - Modelo de admitância

B_{eq} - Amortecimento desejado para a suspensão

B_c - Amortecimento produzido pelo atuador

B_s - Amortecimento da suspensão

B_{us} - Amortecimento do pneu

e - Sinal erro

E - Matriz de controle da realimentação de estado transformado.

f - Sinal de força

$f(s)$ - Força no domínio de Laplace.

$F(s)$ - Controlador

F_c - Força do atuador

f_d - Força de distúrbio originada pelo contato pneu-solo

f_r - Força de reação dos elementos da suspensão

$G(s)$ - Matriz função de transferência da suspensão (entrada e posição)

$H(s)$ - Matriz função de transferência da suspensão (saída e posição)

I - Modelo de impedância

I(s)- Lei de impedância no domínio de Laplace

K_{eq} - Rigidez desejada para a suspensão

K_c - Rigidez produzida pelo atuador

K_s - Rigidez da suspensão

K_{us} - Rigidez do pneu

M_s - Massa suspensa

M_{us} - Massa não suspensa

P_{Fc} - Potência da forca do atuador.

T - Matriz de transformação de estado.

u - Sinal de entrada no domínio do tempo

U - Sinal de entrada no domínio de Laplace

$v(s)$ - Velocidade no domínio de Laplace.

x - Sinal de posição

$\tilde{x}$ - Sinal de posição do sistema SISO

$\dot{x}$ - Sinal de velocidade

$\ddot{x}$ - Sinal de aceleração

x_r - Sinal de referência de posição

$\widetilde{x_r}$ - Sinal de referência do sistema SISO

$\dot{x}_r$ - Sinal de referência de velocidade

$X(s)$ - Vetor sinal de posição no domínio de Laplace

y - Sinal de saída

Y -Sinal de saída no domínio de Laplace.

$Z(s)$ - Impedância no domínio de Laplace.

Z_s - Posição absoluta da massa suspensa

$\dot{Z}_s$ - Velocidade absoluta da massa suspensa

Z_r- Posição absoluta do pavimento

Z_{us} - Posição absoluta da massa não suspensa

$\dot{Z}_{us}$ - Velocidade absoluta da massa suspensa

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Suspensão de eixo rígido..... 20
Figura 2 - Suspensão independente..... 21
Figura 3 - Suspensão semi-independente..... 21
Figura 4- Suspensão com Mola Lâmina..... 23
Figura 5 - Feixe de Molas Lâmina..... 23
Figura 6 - Feixe de mola com mola auxiliar. 24
Figura 7 - Batente da mola auxiliar 24
Figura 8 - Molas Helicoidais..... 25
Figura 9 - Mola Barra de torção 25
Figura 10 - Mola pneumática 26
Figura 11 - Amortecedor de tubo simples..... 27
Figura 12 - Amortecedor de tubo duplo..... 28
Figura 13 - Curva característica do amortecedor..... 29
Figura 14 - Modelo multicorpo com quadro flexível..... 30
Figura 15 - Modelo PitchandBounce (meio carro)..... 30
Figura 16 - Modelo de um quarto de carro..... 31
Figura 17 - Diagrama de blocos do controle da impedância básico de um sistema mecânico. 34
Figura 18 - Diagrama do controle da impedância de alta precisãoFuzzy. 34
Figura 19 - Torque do braço com e sem controlador Fuzzy 35
Figura 20 - Diagrama de Blocos do sistema de controle de impedância..... 37
Figura 21 - Diagrama de blocos do sistema de controle de impedância adaptativo..... 39
Figura 22 - Modelo um quarto de carro. 42
Figura 23 - Modelo um quarto de carro com suspensão ativa..... 42
Figura 24 - Diagramas de corpo livre da Massa suspensa e da Massa não Suspensa. 43
Figura 25 - Comparação entre a suspensão ativa e a suspensão passiva desejada. 46
Figura 26– Estratégiaindireta de controle de impedância. 47
Figura 27-Controle da cinemática via realimentação de estado..... 47
Figura 28–Estratégia indireta do controle de impedância via realimentação de estado. 48
Figura 29 - Diagrama de blocos da equação 9 48
Figura 30 - Diagrama de blocos do sistema de controle de impedância..... 50
Figura 31 - Controle SISO equivalente ao sistema de controle de impedância. 53
Figura 32 - Diagrama de Bode de ganho de PP(s) e espectro de xr..... 54

Figura 33 - Diagrama de Blocos para a técnica de Sensibilidade Mista 55
Figura 34 - Diagrama da Função Sensibilidade 56
Figura 35 - Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando a Rigidez 62
Figura 36 - Esforço de controle 63
Figura 37 -Potência de Controle - Aumentando a Rigidez 64
Figura 38 – Relação força velocidade em função do tempo 64
Figura 39 - Relação força velocidade 65
Figura 40 - Diagrama de Bode - Controlador H2 Diminuindo Rigidez 66
Figura 41 - Diagrama da Função Sensibilidade – Diminuindo a Rigidez 66
Figura 42 - Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo a Rigidez 67
Figura 43 - Curva da Força de Controle – Diminuindo a Rigidez 68
Figura 44- Potência de Controle - Aumentando a Rigidez 68
Figura 45 - Relação força velocidade em função do tempo 69
Figura 46- Relação força velocidade 70
Figura 47 - Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando a Rigidez 70
Figura 48 - Curva da Força de Controle – Aumentando a Rigidez 71
Figura 49 - Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo a Rigidez 72
Figura 50 - Relação força velocidade em função do tempo 72
Figura 51 - Relação força velocidade 73
Figura 52 – Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo a Rigidez 74
Figura 53 - Curva da Força de Controle – Diminuindo a Rigidez 74
Figura 54 - Potência de Controle – Diminuindo a Rigidez 75
Figura 55 - Relação força velocidade em função do tempo 76
Figura 56- Relação força velocidade em função do tempo 76
Figura 57 - Diagrama de Bode - Controlador H2 aumentando o Amortecimento 78
Figura 58 - Diagrama da Função Sensibilidade – Aumentando o Amortecimento 78
Figura 59 - Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando o Amortecimento 79
Figura 60 - Curva da Força de Controle – Aumentando o Amortecimento 80
Figura 61- Potência de Controle - Aumentando o Amortecimento 80
Figura 62 - Relação força velocidade em função do tempo 81
Figura 63 - Relação força velocidade 81
Figura 64 - Diagrama de Bode - Controlador H2 diminuindo o Amortecimento 82
Figura 65- Diagrama da Função Sensibilidade – Diminuindo o Amortecimento 83
Figura 66 - Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo o Amortecimento 83

Figura 67 - Curva da Força de Controle – Diminuindo o Amortecimento 84
Figura 68 - Potência de Controle - Diminuindo o Amortecimento 84
Figura 69 - Relação força velocidade em função do tempo 85
Figura 70 - Relação força velocidade em função do tempo 85
Figura 71 - Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando Amortecimento 86
Figura 72 -Força de Controle - Aumentando Amortecimento 87
Figura 73 - Potência de Controle - Diminuindo Amortecimento 87
Figura 74 - Relação força velocidade em função do tempo 88
Figura 75 - Relação força velocidade 88
Figura 76-Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo o Amortecimento 89
Figura 77–Força de Controle - Diminuindo o Amortecimento 89
Figura 78 - Potência de Controle - Diminuindo o Amortecimento 90
Figura 79 - Relação força velocidade em função do tempo 91
Figura 80 - Relação força velocidade 91
Figura 81 – Planta de Suspensão ativa Quanser® 92
Figura 82 - Comparativo Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Pretas) 93
Figura 83-Comparativo Velocidade de Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Pretas) 94
Figura 84 - Comparativo Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Laranja) 95
Figura 85-Comparativo Velocidade de Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Laranja) 95
Figura 86 - Comparativo Deflexão da Mola - Planta vs Modelo 96
Figura 87 – Comparativo velocidade de Deflexão da Mola - Planta vs Modelo 96
Figura 88 – Relação Força Velocidade 97
Figura 89 -Relação Força Velocidade 97
Figura 90 - Comparativo Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Laranja) 98
Figura 91– Comparativo velocidade de Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Laranja) 98
Figura 92 - Comparativo Deflexão da Mola - Emulando molas laranja. 100
Figura 93-Comparativo Velocidade de Deflexão da Mola - Emulando molas laranja. 100
Figura 94-Esforço de controle - Emulando molas laranja. 101
Figura 95-Potência do controle - Emulando molas laranja. 101
Figura 96-Comparativo Deflexão da Mola - Emulando molas pretas. 102
Figura 97-Comparativo Velocidade Deflexão da Mola - Emulando molas pretas 102

Figura 98-Esforço de controle - Emulando molas pretas. 103
Figura 99-Potência do controle - Emulando molas pretas. 103
Figura 100 - Comparativo das curvas experimentais. Emulando molas pretas..... 104
Figura 101 - Relação Força Velocidade..... 105
Figura 102 - Relação Força Velocidade..... 105
Figura 103 - Relação Força Velocidade..... 106
Figura 104 - Relação Força Velocidade..... 107
Figura 105 - Fixação das plataformas..... 107
Figura 106 - Resposta da planta para excitação harmônica de frequência variável..... 108
Figura 107 - Resposta da planta para excitação harmônica de frequência variável..... 109
Figura 108 - Resposta da planta para excitação harmônica de frequência variável..... 110
Figura 109 - Comparativo da Deflexão da mola - Sem molas e emulando molas pretas..... 110
Figura 110 - Esforço de controle - Sem molas..... 111

SUMARIO

1 INTRODUÇÃO 15
1.1 Objetivo 17
1.2 Estrutura do texto 18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 19
2.1 Suspensão veicular 19
2.1.1 Molas 22
2.1.2 Amortecedores 26
2.1.3 Modelos matemáticos de sistemas de suspensão 29
2.2 Sistemas de controle. 31
2.2.1 Controle de impedância 32
2.2.2 Controle de impedância aplicado em suspensões veiculares 36
3 MÉTODO 40
3.1 Modelagem Fenomenológica 41
3.2 Medidas para o controle de impedância 44
3.3 Controle de impedância por casamento indireto 45
3.4 Projeto do controlador H2multi-malha. 49
3.5 Controle de impedância por casamento direto 56
4 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS 61
4.1 Alterando a rigidez via controlador. 61
4.1.1 Alterando a rigidez via controlador por casamento indireto 62
4.1.2 Alterando a rigidez via controlador por casamento direto 70
4.2 Alterando o amortecimento aparente. 76
4.2.1 Alterando o amortecimento via controlador por casamento indireto 77
4.2.2 Alterando o amortecimento via controlador por casamento direto 85
5 SIMULAÇÕES EXPERIMENTAIS 92
6 DISCUSSÃO 112
7 CONCLUSÃO 115
REFERÊNCIAS 116
APÊNDICE A - SCRIPT CONTROLADOR POR CASAMENTO DIRETO ... 119
APÊNDICE B - “SIMULAÇÃO NUMÉRICA” - CASAMENTO DIRETO 121
APÊNDICE C -SCRIPT CONTROLADOR POR CASAMENTO INDIRETO 122
APÊNDICE E - FECHADA1_MDL.MDL 128

1 INTRODUÇÃO

A concorrência nos mercados faz com que as organizações invistam em inovações associadas a processos e produtos. Em relação aos processos, esses investimentos têm como objetivo, por exemplo, gerar aumento de produtividade e redução de custos, implicando no aumento da competitividade. Em relação aos produtos, o grande desafio para a engenharia de desenvolvimento está em projetar novos produtos com baixo custo para atender e, até mesmo, superar as expectativas dos consumidores.

A padronização de componentes para diferentes plataformas e modelos de produtos é uma estratégia usual do cenário competitivo (CARNEVALLI; VARANDAS JÚNIOR; MIGUEL, 2011). Entretanto, na área automotiva, usar componentes padronizados pode implicar em efeitos na dinâmica do veículo, inclusive o de degradar a segurança, mas não o fazer pode até inviabilizar o desenvolvimento do produto.

Um dos desafios para o engenheiro de desenvolvimento é determinar quais os componentes disponíveis melhor se adaptam ao novo projeto e verificar se suas características implicam em desempenho suficiente. Caso o desempenho obtido com os elementos disponíveis não for satisfatório, o desenvolvimento de novos componentes é necessário e justificado. Nesses casos, é fundamental usar ferramentas que diminuam o tempo de projeto, de testes, auxiliem na escolha dos componentes e, quando necessário, no desenvolvimento de novos. Esse cenário se aplica inclusive ao projeto de suspensões veiculares o qual motivou este trabalho.

A suspensão de um veículo é um sistema que pode ser considerado complexo por possuir diversos componentes e pelas funções desempenhadas. Segundo Stone e Ball (2004), é consenso comum as três principais funções da suspensão:

a) Isolar os passageiros e a carga de vibrações e choques;
b) Garantir e aprimorar a mobilidade;
c) Prover o controle do veículo.

Esta terceira função está diretamente ligada à segurança e integridade dos usuários. Para que a segurança e a integridade dos usuários de veículos sejam asseguradas, testes experimentais são requeridos visando garantir o atendimento das normas e leis vigentes nos locais de uso do veículo.

Relacionado ao sistema de suspensão, um dos principais testes é o denominado Ride Test. Esse teste visa verificar o atendimento das normas ISO 2631 e ISO 5982, as quais

regulamentam as acelerações a que o corpo humano pode ser submetido e descrevem as consequências relacionadas ao seu tempo de exposição às acelerações.

O Ride Test pode ser dividido em três etapas. A primeira etapa é a da definição do amortecedor, a segunda é da medição da temperatura do amortecedor em trabalho, e a terceira é da medição do limite de conforto e fadiga dos ocupantes do veículo.

Na etapa de definição dos amortecedores, os veículos são conduzidos em diferentes tipos de terrenos e com vários amortecedores diferentes. O piloto e o especialista do fabricante de amortecedores avaliam a resposta dinâmica do veículo subjetivamente, escolhendo o amortecedor que melhor atenda as características de conforto e estabilidade acordadas e definidas durante o projeto do veículo.

Para cada amortecedor deve-se repetir o trajeto, verificando a melhora ou a depreciação da resposta dinâmica da suspensão. A troca dos amortecedores e os testes normalmente são executados repetidas vezes até que se obtenha o amortecedor que atenda as características desejadas. Caso não seja selecionado um amortecedor dentre os disponíveis será necessário realizar a revisão do projeto da suspensão ou desenvolver um novo amortecedor.

Na segunda etapa se faz a medição da temperatura interna dos amortecedores em trabalho quando esta estiver estabilizada, bem como a máxima temperatura atingida. Estas medições servem para verificar se o projeto do amortecedor atende a aplicação do veículo.

A terceira etapa é a verificação do limite de conforto e fadiga de acordo com a ISO 2631. Segundo esta norma, o conforto depende do tempo de exposição, da amplitude e a frequência da vibração atuante no corpo humano. Para essa avaliação o veículo é instrumentado para a medição objetiva das amplitudes e frequências das vibrações às quais os ocupantes do veículo são submetidos. As características das vibrações levantadas são comparadas aos valores descritos pela ISO 2631 e pela ISO 5982. O não atendimento da norma significa que é necessário reprojetar o sistema de suspensão com rigidez e amortecimento que possam atender os requisitos de conforto e fadiga.

Visando aumentar o espectro do teste e diminuir o tempo de execução devido a preparação e troca de componentes, propõe-se a utilização de uma suspensão que permita a alteração aparente de sua dinâmica de modo a emular diferentes componentes sem a troca real deles.

Conforme descrito por Miller (1988), uma suspensão passiva possui molas e amortecedores convencionais; uma suspensão semiativa permite que se controle a dissipação de energia através da modificação da característica de amortecimento, enquanto que uma

suspensão ativa utiliza atuadores, normalmente hidráulicos, que aplicam forças no sistema de suspensão de modo a alterar ativamente suas características dinâmicas. Desse modo pode-se concluir que somente as suspensões semiativas e ativas podem ter suas dinâmicas modificadas durante a operação do sistema.

Para se modificar a característica de dissipação de energia de um amortecedor pode-se alterar o tamanho orifícios de passagem do fluído dentro do amortecedor, ou a viscosidade do fluido magneto-reológico do amortecedor imerso num campo magnético controlado, nestes dois casos configurando uma suspensão semiativa. A alteração da característica de um amortecedor também pode ser obtida comum a suspensão ativa pela aplicação de uma força de mesma natureza a ser somada ou subtraída à força original do amortecedor.

A modificação da característica de uma mola que, para o caso linear, significa alterar seu coeficiente de rigidez, também pode ser obtida com uma suspensão ativa pela aplicação de uma força de mesma natureza a ser somada ou subtraída ao original da mola.

Pelo exposto, propõe-se controlar uma suspensão ativa de forma a alterar os coeficientes de amortecimento e rigidez aparentes em uma suspensão passiva. Uma estratégia análoga a essa é comumente utilizada em robótica e caracteriza a técnica de controle denominada Controle de Impedância (HOGAN, 1985). Espera-se que com o uso dessa estratégia, a troca de amortecedores e/ou das molas se torne imediata por meio de um simples chaveamento no modelo de referência de impedância desejada. Com isso será possível verificar, antes mesmo da finalização do projeto e/ou da fabricação dos componentes, se aquela determinada configuração da suspensão atenderá as exigências normativas e as previstas no projeto.

1.1 Objetivo

Este trabalho tem como objetivo geral investigar a aplicação da técnica de controle de impedância a uma suspensão ativa como ferramenta auxiliar no desenvolvimento de sistemas de suspensões passivas, utilizando um simulador de suspensão do tipo ¼ de carro. Este sistema de controle deverá ser capaz de emular diferentes amortecedores e molas sem a troca física dos componentes da suspensão, conferindo comportamentos dinâmicos diversos sem as implicações oriundas da troca de componentes físicos, tal como o gasto de tempo para a substituição dos mesmos. Deste modo, a seleção de um componente pode ser avaliada de forma simples e rápida.

Os objetivos específicos do trabalho são:

a) obter o modelo fenomenológico de um sistema do tipo ¼ de carro com suspensão ativa;
b) analisar comparativamente as estratégias de controle de impedância por casamento indireto e por casamento direto;
c) projetar o controlador de impedância para um sistema de suspensão ativo de modo a emular diferentes amortecedores e molas;
d) verificar o desempenho do sistema de controle por meio de simulações numéricas;
e) aplicar o sistema de controle desenvolvido em um simulador de suspensão tipo ¼ de carro.

1.2 Estrutura do texto

Esse trabalho é dividido em 6 capítulos: Introdução, Revisão Bibliográfica, Métodos, Simulações Numéricas, Simulações Experimentais, Discussão e Conclusão.

A Introdução contém uma breve análise dos desafios do desenvolvimento de produtos em relação à necessidade de se desenvolverem produtos mais adequados ao mercado e discute-se a motivação e os objetivos do trabalho.

A Revisão bibliográfica apresenta uma análise das suspensões e as características de seus componentes e também dos sistemas de controle, com enfoque no controle de impedância, dando base ao desenvolvimento do estudo de caso.

No capítulo Métodos apresenta-se o formalismo proposto que inclui a modelagem do sistema, a análise das estratégias de controle de impedância e o projeto dos respectivos controladores.

As Simulações Numéricas visam ilustrar o desempenho obtido com a aplicação do método proposto em função do esforço de controle associado.

As Simulações Experimentais se referem à aplicação do controle de impedância no simulador de suspensão tipo ¼ de carro para a validação experimental da proposta.

Na Discussão são debatidos os resultados das simulações e dos experimentos inserindo a viabilidade técnica da proposta e as necessidades para aplicação em um veículo.

E, finalmente, no capítulo de Conclusões apresentam-se comentários da alteração da impedância pelo sistema de controle, a viabilidade da técnica proposta e apresenta sugestões de trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo discute sobre suspensões veiculares, as características de seus componentes e também sobre os sistemas de controle com enfoque ao controle de impedância, com base num referencial bibliográfico dos assuntos.

2.1 Suspensão veicular

O sistema de suspensão foi inicialmente desenvolvido para prover conforto aos ocupantes dos veículos. Com o desenvolvimento dos automóveis, a capacidade dos motores e a velocidade máxima dos veículos aumentaram rapidamente, o que fez necessário uma maior atenção no desenvolvimento das suspensões.

Segundo Gillespie(1992) uma suspensão pode ser caracterizada como um conjunto mecânico que realiza a interface entre o solo e o restante do veículo.

Pacejka (2005) explica que uma vez que o atrito é proporcional à força normal entre as superfícies, então, a força que o pneu exerce sobre o solo, afeta sua aderência. Essa explicação justifica a afirmação de Gillespie (1992) de que qualquer fator que altere a distribuição de carga, como uma curva, compromete a aderência e a dirigibilidade do veículo, pois há alteração da força normal entre pneu e solo. Seria então conveniente que a suspensão absorvesse todas as excitações e mantivesse constante a força de contato entre pneu e solo, o que não ocorre.

Segundo Bastow (1987), os sistemas de suspensão possuem as seguintes funções:

a) isolar a carroceria do veículo dos distúrbios gerados pelo solo obtendo boa qualidade de conforto;
b) garantir a aderência do veículo à estrada;
c) prover boa mobilidade do veículo;
d) suportar o peso estático do veículo.

Note-se que cada uma dessas funções pode ser quantificada por um índice de desempenho.

Segundo Miller (1988), o conforto do veículo pode ser mensurado por meio da aceleração vertical sentida pelos passageiros. Portanto, pode-se melhorar o conforto minimizando a transmissão das forças vibratórias do eixo à carroceria do veículo.

Bastow (1987) ainda expõe que a aderência do veículo ao solo está diretamente ligada à amplitude do deslocamento vertical do pneu, que é relacionada à transferência de força entre pneu e solo, afetando diretamente as frenagens, acelerações e a manobrabilidade do veículo.

A mobilidade do veículo pode ser mensurada por meio das acelerações de arfagem e rolagem; minimizar tais acelerações melhora a mobilidade do veículo. A capacidade de suportar o veículo pode ser mensurada por meio da máxima deflexão da mola quando o veículo encontra-se estático.

Segundo Fateh (2009), os parâmetros de conforto e mobilidade não podem ser atendidos simultaneamente com uma suspensão passiva.

Visando melhorar os índices de desempenho, os mais diversos sistemas de suspensão foram desenvolvidos. Existem as suspensões de eixo rígido, independentes e semi-independentes. Ainda é possível que as suspensões sejam passivas, semiativas ou ativas.

São denominadas suspensões de eixo rígido aquelas que possuem as rodas montadas nas extremidades de um eixo rígido, como a da figura 1. Portanto, as dinâmicas das rodas estão atreladas pelo eixo. Essas suspensões estão normalmente presentes em veículos comerciais e são simples, robustas e de fácil manutenção.

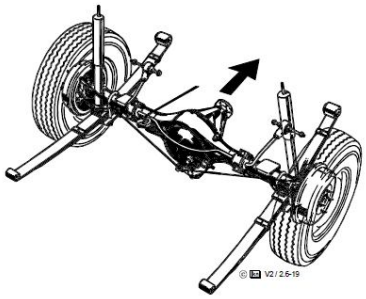


Figura 1 - Suspensão de eixo rígido.
Fonte: Wallentowitz, 2004, p140

São denominadas suspensões independentes, aquelas cuja dinâmica de uma roda não está atrelada à dinâmica da outra, ou seja, o movimento de uma roda não interfere no movimento da outra roda. Um exemplo deste tipo de suspensão pode ser encontrado na figura 2.

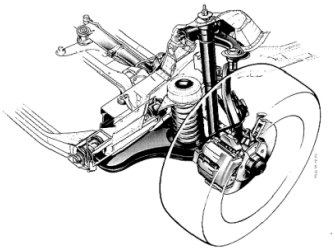


Figura 2 - Suspensão independente.
Fonte: Wallentowitz, 2004, p155

A suspensão denominada semi-independente possui a característica de manter as dinâmicas das rodas independentes em grande parte de seu curso de trabalho, mas em determinadas situações, como quando há rolagem do veículo, as dinâmicas das rodas se atrelam, vide figura 3.

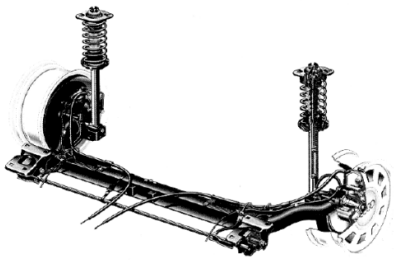


Figura 3 - Suspensão semi-independente
Fonte: Wallentowitz, 2004, p145

As suspensões denominadas passivas foram as primeiras a serem desenvolvidas, sendo base para os demais tipos de suspensões e estão amplamente presentes na literatura tais como em Gillespie (1992) e em Milliken e Milliken (1995). Estes sistemas são basicamente constituídos por molas e amortecedores convencionais, ou seja, com dinâmica fixa e sem capacidade de inserir energia no sistema.

Os sistemas semiativos são aqueles que permitem o controle em tempo real da dissipação de energia (MLLER, 1988, p.2047) É possível, com esse tipo de suspensão, conseguir níveis de conforto e segurança superiores aos de uma suspensão passiva ao custo de um aumento de complexidade. O esforço de controle de uma suspensão semiativa é tipicamente muito pequeno, já que está associado apenas à energia necessária para modificar a característica de amortecimento.

As chamadas suspensões ativas são aquelas que possuem sua dinâmica variável e controlada, além de possuir a capacidade de inserir energia no sistema. Dessa forma ela

oferece mais recursos para seu propósito ao custo de uma maior complexidade (KARNOPP, 1986).

Os diferentes sistemas de suspensões foram comparados por Karnopp (1986) e Miller (1988), a fim de determinar qual é o mais viável para uma determinada aplicação. Embora a suspensão ativa seja a mais sofisticada para um automóvel, é necessário ponderar se seu emprego se faz realmente necessário, devido a sua complexidade e seu custo energético e construtivo.

A estratégia de controle é um fator tão importante quanto à topologia ou os elementos utilizados. Sem um controle adequado o desempenho pode não ser adequado o que não justificaria o acréscimo complexidade.

2.1.1 Molas

Existem vários tipos de molas para aplicação em suspensões veiculares. Alguns exemplos são as molas lâminas, molas helicoidais, barras de torção e molas pneumáticas.

As molas são elementos que tem a finalidade de suportar o peso do veículo (Rill, 2009), absorver e filtrar os impactos e vibrações provenientes do solo e ainda manter o contato entre pneu e solo (Puhn, 1976).

As molas suportam a força aplicada a elas através de sua deformação elástica; a intensidade da força está relacionada à sua deformação. Esta característica está diretamente ligada às características físicas do material de construção e de sua forma, podendo ser linear respeitando a lei de Hooke ou ser não linear.

As suspensões com molas lâminas, como aquela da figura 4, são usadas desde as carruagens, sendo atualmente utilizadas principalmente em veículos do tipo fora de estrada e em utilitários. Este tipo de mola pode ser instalado em pacotes de uma ou mais lâminas, vide figura 5, denominados Feixe de Molas.

Figura 4- Suspensão com Mola Lâmina
Fonte: Autor

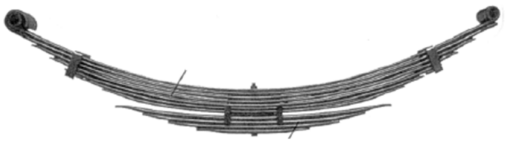


Figura 5 - Feixe de Molas Lâmina
Fonte: Autor “adaptado de”: Wallentowitz,2004, p.24

Através do empacotamento das lâminas é possível aplicar feixes de molas auxiliares. A figura 6 demonstra este tipo de empacotamento. A utilização de feixes de molas auxiliares permite que haja diferentes valores de rigidez em função do curso de trabalho da suspensão.

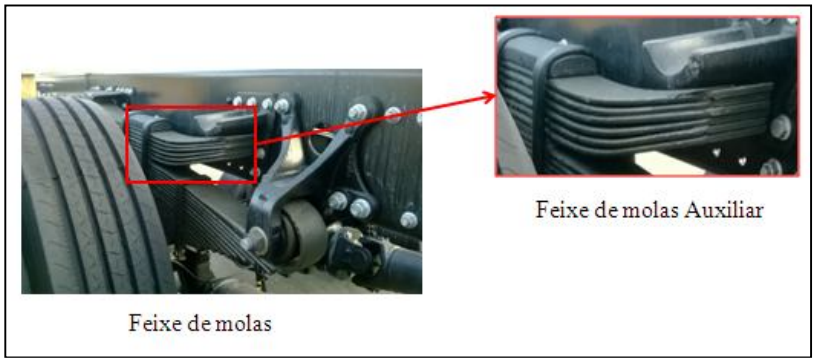
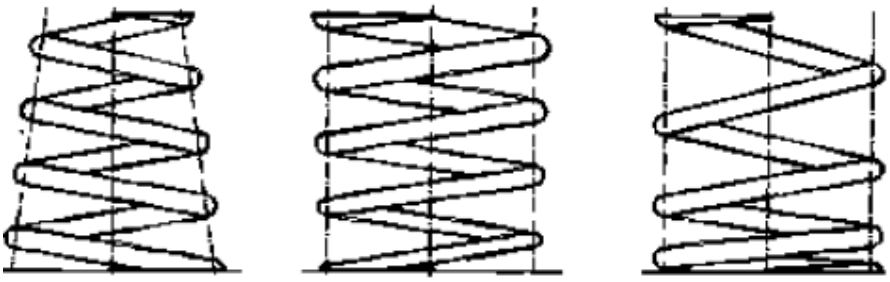


Figura 6 - Feixe de mola com mola auxiliar.
Fonte: Autor.

No sistema de suspensão demonstrado na figura 6, somente o feixe de mola principal atua enquanto não há contato entre o feixe de mola auxiliar e o seu batente. Observa-sepor meio da figura 7 que, quando houver este contato, o feixe de mola começará a atuar, somando sua rigidez à rigidez do feixe de molas principal. Este tipo de montagem é muito utilizado quando há uma grande variação do carregamento do veículo, ou seja, quando o veículo está vazio somente o feixe principal atua, e quando o veículo está carregado, ambos os feixes de molas atuam.

Figura 7 - Batente da mola auxiliar
Fonte: Autor.

As molas helicoidais são as mais utilizadas atualmente em veículos de passeio. Em sua configuração básica possui diâmetro e passo da hélice constante, assim como o diâmetro do fio, vide figura 8b. Este tipo mola pode ser projetado para que sua característica seja não linear. Com a variação de pelo menos um dos seus parâmetros de construção, tal como ilustrado nas figuras 8a e 8c, é possível variar o número de espiras ativas durante o movimento, pois as espiras menos rígidas entram em colapso antes que as demais.



(a) (b) (c)
Figura 8 - Molas Helicoidais
Fonte: Autor “adaptado de”: Wallentowitz, 2004, p.30

Na figura 9 ilustra-se um sistema de suspensão com mola barra de torção.

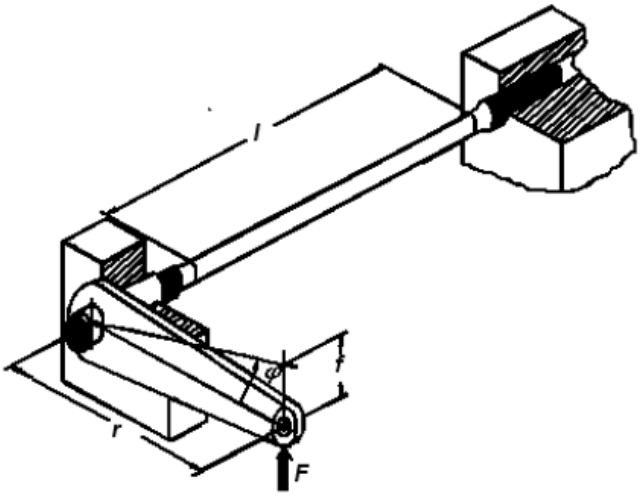


Figura 9 - Mola Barra de torção
Fonte: Autor “adaptado de” Wallentowitz, 2004, p.27

> As molas barras de torção são utilizadas principalmente em suspensão dos carros de passeio e em vans comerciais. Estas molas barras de torção são constituídas de hastes de aço mola, que são predominantemente tensionadas por torsão. Os eixos são fixados numa extremidade e livre para torcer na outra, de modo que o eixo pode ser torcido de forma flexível por um momento atuando na direção do eixo. (Wallentowitz, 2004, p.27).

Observa-se que a extremidade onde é aplicada a força está livre para girar, enquanto há um engastamento na outra extremidade. Desse modo, quando se aplica uma força na extremidade livre, a barra de maior comprimento torce gerando uma resistência ao movimento, a rigidez do sistema.

As molas pneumáticas, como aquela da figura 10, são geralmente constituídas de um cilindro de borracha, e sua característica elástica é obtida pela compressão do ar dentro desse cilindro. Ao contrário das molas convencionais feitas em aço, estas molas podem variar sua rigidez através da variação da pressão do ar, sem que haja alteração nas características geométricas do sistema de suspensão, principalmente seu curso de trabalho, independentemente da carga a qual a suspensão está submetida.

Figura 10 - Mola pneumática
Fonte: Autor

2.1.2 Amortecedores

Segundo Dixon (2007), os amortecedores são elementos do sistema de suspensão cuja função é a dissipação de energia do movimento vertical da carroceria e das rodas, aqueles gerados dos distúrbios como irregularidades na pista, transferência de peso entre rodas em acelerações e frenagens, transferência de peso devido à rolagem do veículo em curvas ou por forças externas como o vento.

> Como um aglomerado de massas e molas, o carro com suas rodas constituem um sistema de vibração que necessita dos amortecedores para aperfeiçoar o controle dos movimentos, minimizando a influência de ressonâncias inevitáveis. (DIXON, 2007).

Segundo Wallentowitz (2004), o amortecedor serve tanto para garantir a segurança como para otimizar o conforto.

Existem vários tipos de amortecedores, mas os mais utilizados atualmente nos sistemas de suspensão veiculares são os amortecedores hidráulicos telescópicos. Estes

amortecedores podem possuir diferentes geometrias, porém as mais utilizadas nos sistemas veiculares são os amortecedores com tubo simples e com tubo duplo.

Ilustra-se por meio da figura 11 o amortecedor de tubo simples. Este tipo de amortecedor é constituído por um cilindro de trabalho e um pistão.O cilindro de trabalho é dividido em duas partes pelo pistão de separação. Na parte inferior está a câmara de compensação, sendo preenchida de gás. A câmera de trabalho é preenchida pelo fluído do amortecedor. O pistão que se movimenta dentro da câmera de trabalho possui válvulas pelas quais o fluído passa. A passagem do fluido por tais válvulas é o responsável pelo coeficiente de amortecimento.

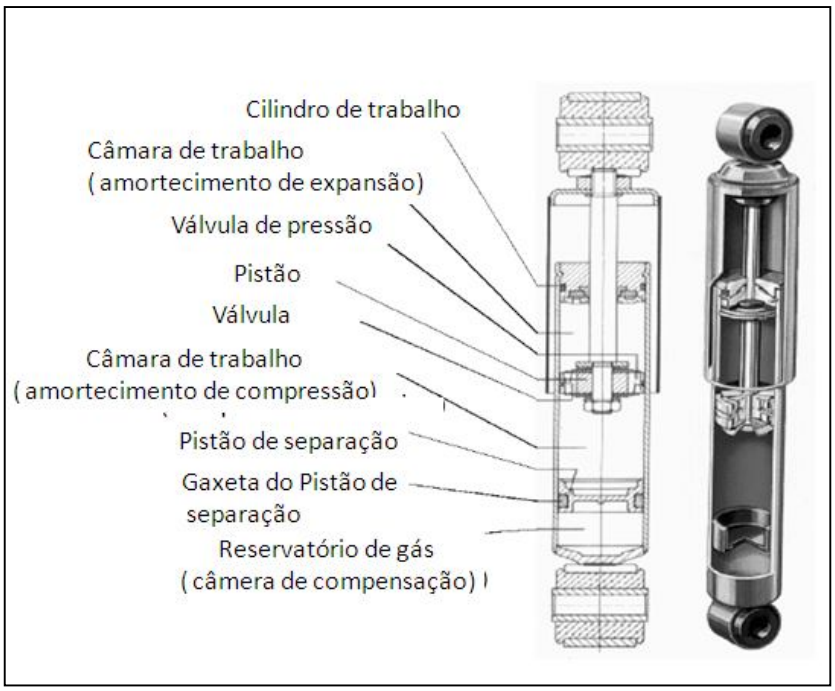


Figura 11 - Amortecedor de tubo simples
Fonte: Autor “adaptado de” Wallentowitz, 2004, p.48

O amortecedor de tubo duplo éilustrado na figura 12. Este tipo de amortecedor é constituído por dois cilindros sendo que um está dentro do outro.O cilindro interno é denominado de cilindro de trabalho. É nele em que o pistão atua no fluido. Diferentemente do amortecedor de tubo simples, este não é dividido em câmera de compensação e de trabalho.
A câmera de compensação neste tipo de amortecedor é o volume formado entre o tubo de revestimento e o cilindro de trabalho.Note-se também que há válvulas tanto no pistão como na base do cilindro de trabalho. As válvulas responsáveis pelo coeficiente de amortecimento são as válvulas do pistão.

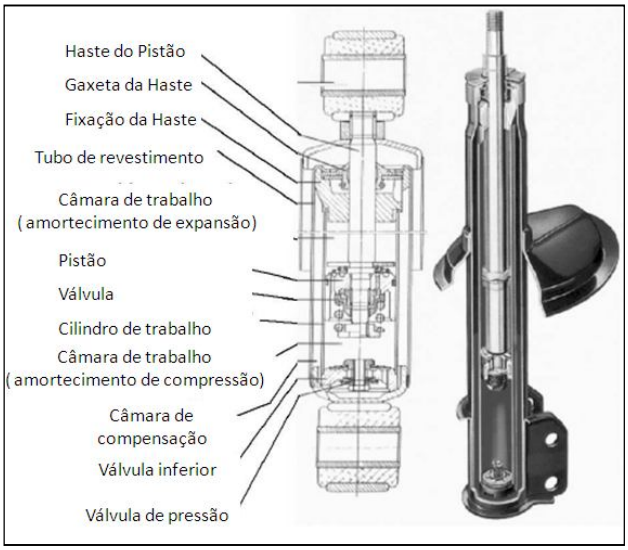


Figura 12 - Amortecedor de tubo duplo
Fonte: Autor “adaptado de” Wallentowitz, 2004, p.49

Segundo Dixon(2007), os amortecedores convencionais produzem forças independes da posição, mas dependentes da velocidade.

Para obter as curvas característica do amortecedor, ele normalmente é submetido a um teste cíclico de frequência variada, ou seja, o amortecedor é expandido e contraído em ciclos de diferentes durações.

Apresenta-se na figura 13 um exemplo das curvas levantadas de um amortecedor. A curva de característica da força em função do curso foi obtida para uma amplitude de 100mm nas velocidades de 25 mm/min e 100mm/min. Observa-se que a força em módulo é maior na expansão do que na compressão do amortecedor. A curva característica da força em função da velocidade é obtida por meio da representação gráfica os pontos de máxima força em cada uma das velocidades.

Tais curvas características do amortecedor são funções da viscosidade do fluido do amortecedor, do tipo do amortecedor, das válvulas internas e da geometria das câmeras e, segundo Rill (2006), amortecedores de carros e caminhões têm maior coeficiente de amortecimento durante sua extensão do que durante sua compressão, fato demonstrado nas curvas características do amortecedor do exemplo exposto.

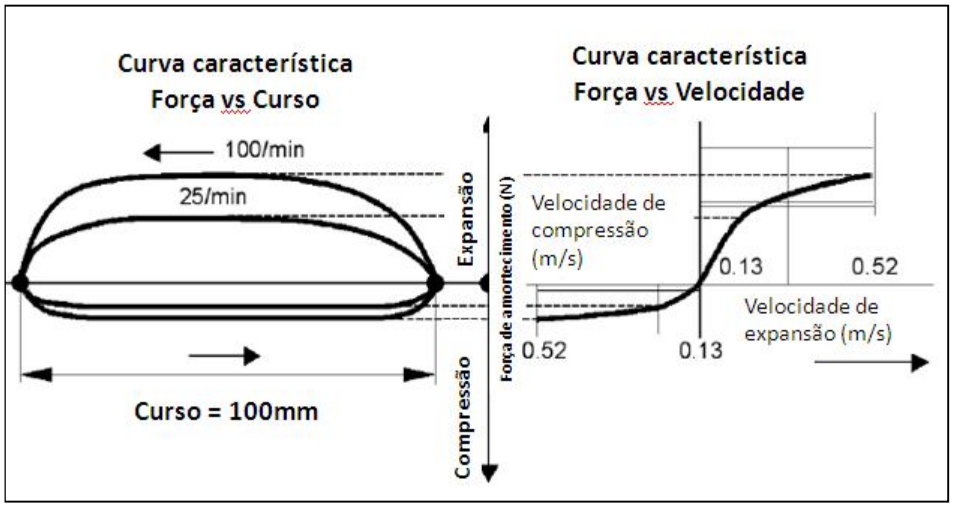


Figura 13 - Curva característica do amortecedor
Fonte: Autor “adaptado de” Wallentowitz, 2004, p.51

Visando melhoria de desempenho, foram criados amortecedores com amortecimento variável que podem ter seu coeficiente de amortecimento alterado durante a operação. Estes amortecedores constituem os amortecedores adaptativos e os amortecedores ativos que estão presentes nas denominadas suspensões semiativas, as quais podem ter sua dinâmica modificada pela alteração da característica dos amortecedores.

A aplicação deste tipo de amortecedor e suspensão vem sendo largamente estudado como em Crivellaro e Donha (2011), os quais projetaram um sistema de controle robusto para suspensão semiativa com amortecedor magneto-reológico de uma caminhonete.

2.1.3 Modelos matemáticos de sistemas de suspensão

Para realizar o estudo do comportamento dinâmico de um veículo, costuma-se descrever o sistema através de modelos matemáticos, o que permite analisar a influência dos parâmetros dos componentes da suspensão na dinâmica do veículo, ou seja, na sua estabilidade, na sua dirigibilidade e na sua manobrabilidade.

Segundo Rill (2006), para uma investigação detalhada do conforto e da segurança, modelos sofisticados de pista e do veículo são necessários. Um modelo tridimensional do veículo completo, também denominado modelo multicorpo (Fig.14), contém equações fenomenológicas das partes do veículo, tais como a suspensão elástica do motor, a dinâmica dos bancos, as características não lineares das rodas, pneus, e dos elementos de força como molas e amortecedores, toda a cinemática da suspensão, etc. Um modelo multicorpo permite uma investigação da dinâmica do veículo mesmo em um estado inicial de projeto.

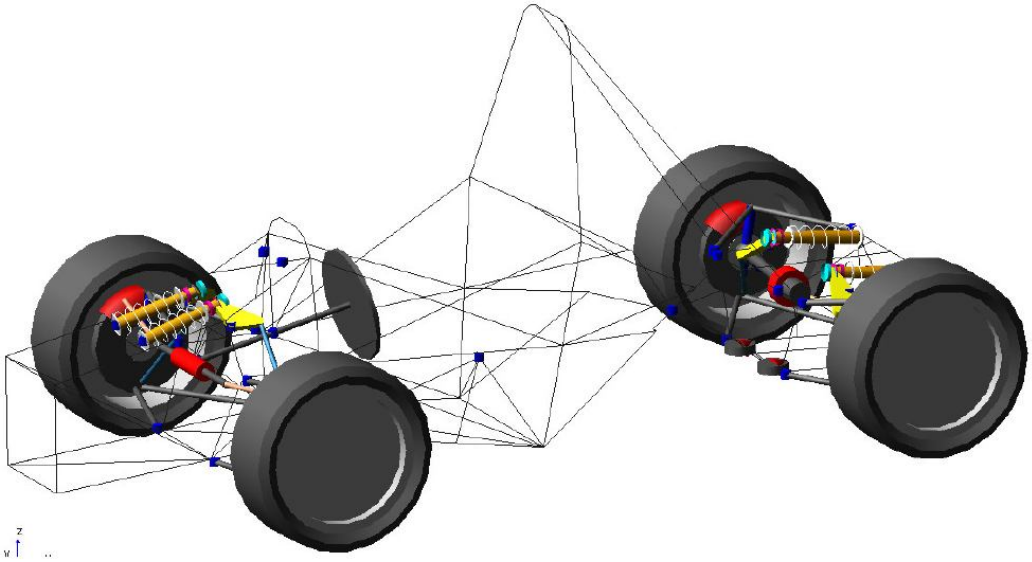


Figura 14 - Modelo multicorpo com quadro flexível
Fonte: Ericsson, 2008, p.62

Para análises básicas do conforto e segurança, modelos simplificados do veículoe da pista e que negligenciam acelerações longitudinais são capazes de verificar a dinâmica das rodas e os movimentos de arfagem do veículo (RILL, 2006). O modelo apresentado na figura 15 é um exemplo de modelos simplificados. Neste exemplo, o chassi é considerado um corpo rígido, a massa e as propriedades de inércia são representadas por três pontos de massa localizados no centro de gravidade do chassi e em cima dos eixos dianteiro e traseiro.

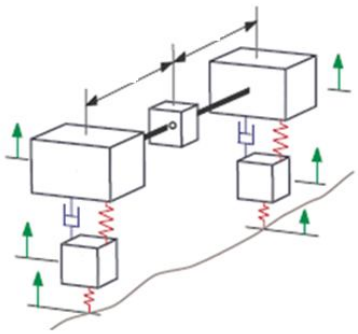


Figura 15 - Modelo PitchandBounce (meio carro)
Fonte: Autor “adaptado de” Rill, 2006, p.107

Segundo Wallentowitz (2004), os modelos de um quarto de carro com dois graus de liberdade, semelhantes ao modelo representado na figura 16, são capazes de investigar a influência dos parâmetros dos elementos de força na transmissibilidade dos distúrbios

provenientes da pista, comoa aceleração sentida pelos passageiro e motorista, e também no comportamento do contato pneu-solo.

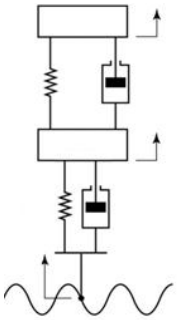


Figura 16 - Modelo de um quarto de carro
Fonte: Autor

2.2 Sistemas de controle.

Segundo Maya e Leonardi (2011) genericamente um sistema de controle é aquele que tenta impor um determinado comportamento às variáveis de saída cujas referências são as entradas do sistema.

Com o desenvolvimento tecnológico, já no século XVIII, foram desenvolvidos sistemas de controle automáticos como o elaborado por James Watt, um controlador centrífugo para o controle de velocidade de uma máquina a vapor. Desde então muitos trabalhos foram realizados, formando a base da teoria de controle clássica.Segundo Ogata (2011), dentre estes trabalhos se destacam, pela sua importância, os trabalhos de Minorsky, o qual desenvolveu controladores automáticos de navios e demonstrou a determinação da estabilidade por meio da representação do sistema por equações diferenciais; o trabalho de Nyquist, o qual desenvolveu uma técnica relativamente simples para determinar a estabilidade de sistemas de malha fechada por meio da resposta estacionaria de sistemas de malha aberta frente a excitações senoidais; o trabalho de Hazen, introduzindo o termo “servomecanismos” designando assim os sistemas de controle de posição, e os trabalhos de Evans, os quais permitiram o desenvolvimento completo do método do Lugar das Raízes, todos realizados já no séc. XX.

Diante de sistemas mais complexos e modernos dotados de múltiplas entradas e saídas, e com a ajuda de computadores digitais a partir de 1960, a análise no domínio do tempo por meio das variáveis de estado foi desenvolvida criando um formalismo único para sistemas de dimensões quaisquer.

Atualmente, novas técnicas como os sistemas de controle adaptativos, sistemas de controle com aprendizados e os sistemas de controle robustos vêm sendo estudados e desenvolvidos.

Considerando especificamente o campo da robótica, durante a automatização dos meios de produção industriais surgiu a necessidade da interação máquina-ambiente para certos processos produtivos como o lixamento de superfícies de materiais rígidos, gerando assim a necessidade de um novo método de controle para lidar com essa questão denominado Controle de Impedância (HOGAN, 1985).

2.2.1 Controle de impedância

Em seu trabalho, Hogan (1985) desenvolveu uma técnica denominada Controle de Impedância. Esta técnica de controle se diferencia das técnicas mais convencionais de controle, pois ela visa estabelecer uma relação dinâmica entre as variáveis do sistema como a posição e a força, e não cada uma dessas variáveis independentemente.

Observando a aplicação de robôs no meio industrial podem-se observar diferentes tipos de tarefas como posicionamento, transporte, pinturas, soldagem etc.

Geralmente, o controle de posição é utilizado nos robôs industriais em aplicações tais como de pintura e os de soldagem. Nestes casos, não há contato direto entre robôs e o meio, ou seja, as forças de interações são nulas ou podem ser desprezadas.

Em certas tarefas há o contato direto do robô com o meio e, consequentemente, as forças de interação não são nulas e não podem ser desprezadas. Encontram-se neste caso operações como lixamento, rebarbação, usinagens, dobragem etc.. Para esses robôs, o simples controle de posição normalmente não é suficiente por causa das forças de interação com o meio. Por outro lado, o simples controle de força também não é suficiente, pois não garante que o robô execute as trajetórias desejadas.

Considerando a hipótese simplificadora de corpo rígido, durante a interação entre dois corpos existe um fluxo de energia que se dá através da força de contato entre eles. Essas interações são descritas pelas Leis de Newton. Segundo a Primeira Lei de Newton, um corpo permanece em seu estado atual enquanto a somatória das forças que agem sobre ele é nula. A Segunda Lei de Newton enuncia que quando uma força resultante atua sobre um corpo ele se acelera, ou seja, altera-se seu estado atual. A Terceira Lei de Newton diz que quando um corpo A exerce a força sobre um corpo B, então o corpo B exerce uma força no corpo A com a mesma intensidade e direção, porém, com sentido oposto.

> Em um determinado grau de liberdade, o fluxo instantaneo de energia entre dois ou mais sistemas físicos é sempre defnido como o produto de duas variveis conjugadas, um esforço (por exemplo, uma força, a tensão) e um fluxo (por exemplo, a velocidade, uma corrente). Uma óbvia mas imporrtante restrição física é que nenhum sistema pode determinar as duas variáveis. (HOGAN, 1985).

Então, em cada grau de libertade de um sistema físico, uma interação pode ser descrita de duas maneiras: por meio de uma impedância, a qual envolve uma entrada de fluxo (velocidade) e produz um esforço (força), ou por meio de uma admitância, a qual envolve uma entrada de esforço (força) e produz uma saída de fluxo (velocidade). Para um mesmo sistemas linear, estas duas maneiras de decrever a interação são intercambiáveis, porém, isto não ocorre em sistemas não lineares.

O controle de impedância consiste em controlar não a força ou a cinemática do sistema, mas a relação entre estas variáveis (impedância).

Nos sistemas lineares a impedância é definida para condições iniciais nulas por

$$Z(s) = \frac{f(s)}{v(s)}, \tag{1}$$

onde, $f(s)$ é a força e $v(s)$ é a velocidade, ambas no domínio da transformada de Laplace. A impedância $Z(s)$ é então a função de transferência de $v(s)$ para $f(s)$.

Embora não seja um uso rigoroso do termo, o conceito de impedância também pode ser estendido para sua recíproca, a admitância.

Controlar a impedância significa alterar a relação entre força e movimento de um sistema. É comum definir-se uma impedância de referência que representa a impedância desejada para o sistema real. Para representar a impedância de referência, muitas vezes utiliza-se um modelo de segunda ordem com uma inércia, uma rigidez e um amortecimento. Dada essa dinâmica,o sistema de controle deve ser capaz de impor no sistema real a relação de força e movimento semelhante ao modelo de segunda ordem.

O diagrama de blocos da figura 17 ilustra um esquema básico de controle de impedância.

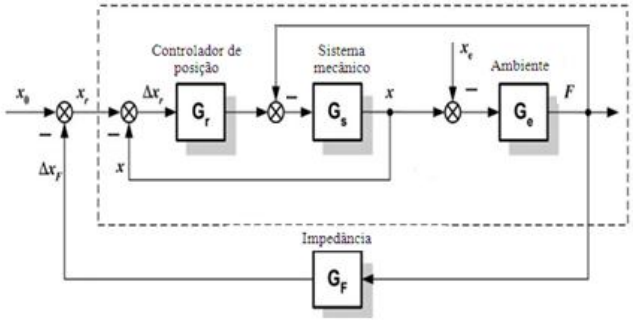


Figura 17 - Diagrama de blocos do controle da impedância básico de um sistema mecânico.
Fonte: Autor “adaptado de” Surdilovic (1998).

Essa estratégia consiste em duas malhas de controle: uma realimentação interna da posição *x* e uma externa que gera um comando de modificação Δ*xr*da posição de referência $x_0$baseado na medição da força *F*. A realimentação externa é naturalmente fechada quando o manipulador entra em contato com o ambiente, quando a força *F* deixa de ser nula. Note que a realimentação externa modifica a posição de referência x_0 conforme impedância G_F a ser imposta ao sistema.

A proposta desse tipo de controle gerou um grande número de estudos com o objetivo de melhorar o desempenho do sistema de controle de impedância e aplicá-lo a diferentes situações.

Um exemplo de aplicação do controle de impedância com a finalidade de melhorar o desempenho de um robô de polimento de superfícies livres é o trabalho de Yeyan, *et al.* (2005), que acrescentaram um controlador Fuzzyao controle de impedância. O diagrama da figura 18 demonstra tal aplicação.

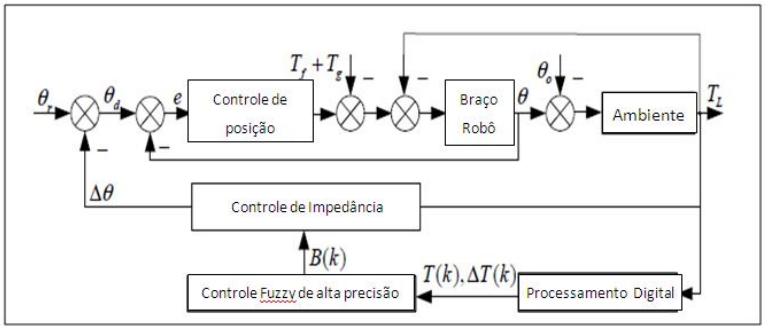


Figura 18 - Diagrama do controle da impedância de alta precisãoFuzzy.
Fonte: Autor “adaptado de”Yeyan, et al. (2005), p.822.

Observa-se que o diagrama da figura 18 diferencia-se essencialmente do diagrama da figura 17 pela inclusão do processador digital e do controlador Fuzzy. Esse controlador visa

alterar os parâmetros da lei de impedância (impedância de referência) para compensar atrasos da resposta dinâmica e impactos durante os movimentos transitórios existentes no controle de impedância convencional. O controlador Fuzzy tem como objetivo melhorar a estabilidade no regime transitório e aprimorar a força de resposta alcançando a força de referência independentemente dos parâmetros do meio.Os autores desse trabalho denominaram o controlador Fuzzy aplicado como controlador de alta precisão Fuzzy, pois este diferencia-se de um controlador Fuzzy convencional pela alteração da curva quantização e pela introdução de um fator de correção em função do erro de quantização. As curvas de quantização comumente utilizadas nos controladores Fuzzy são lineares, não sendo possível através delas selecionar as regras de controle em função do erro que ocorre no sistema. Quando utilizada uma curva de quantização não linear, é possível programar que a seleção ocorra considerando os erros do sistema. Este método foi aplicado com eficiência, pois mudar curva de quantização é equivalente a um ajuste automático na regra de controle Fuzzy. Este método é eficaz em melhorar as características estática e dinâmica do sistema e a precisão de controle. Adicionalmente, a fácil implementação, o fato depossuir o valor ponderaçãoexplícito e a conveniência para realizar testesfaz deste,um método significativo no aumento da qualidade do sistema de controle Fuzzy.

Além disso,o controlador de alta precisão Fuzzy permite o ajuste on-line e em tempo real durante os diferentes estágios de funcionamento do robô.

Durante as simulações foram comparadas as respostas do sistema de controle com a lei de impedância invariável e com a lei de impedância variável. O controle com a lei de impedância variável apresentou uma significativa redução do sobressinal do torque (Fig. 19) e consequentemente,um ganho na estabilidadedo contato com a superfície.

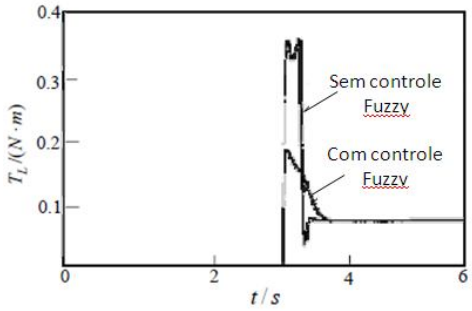


Figura 19 - Torque do braço com e sem controlador Fuzzy
Fonte: Autor “adaptado de” Yeyan, et al. (2005), p.824.

2.2.2 Controle de impedância aplicado em suspensões veiculares

Com base no levantamento realizado durante esta pesquisa, Fateh e Alavi (2009) fizeram a primeira aplicação do controle de impedância em uma suspensão ativa. Eles objetivaram impor o comportamento dinâmico da massa suspensa quando o veículo está sujeito às forças geradas por distúrbios no contato entre pneu e o solo. Foi utilizado o modelo de um quarto de carro com um atuador eletro-hidráulico para simular esta aplicação.

Como é típico nos sistemas de suspensão ativa, o controle da suspensão foi realizado por meio da aplicação de uma força gerada pelo atuador instalado entre as massas suspensas (carroceria) e não suspensa (sistema de suspensão) do veículo. A força do pneu e a aceleração desejada do corpo (massa suspensa) foram usadas para definir a lei de impedância.

A chamada lei de impedância é usada na lei de controle para impor um desejado comportamento dinâmico, transformando o sistema de suspensão em um sistema dinâmico de segunda ordem com características (impedância) pré-estabelecidas. Para a implementação do controle de impedância, os autores adaptaram um sistema tradicional de controle de suspensão ativa de forma a fazer que o controle da cinemática (posição, velocidade, ou aceleração), recebesse o valor de referência gerado pela da lei de impedância quando esta, por sua vez, recebe na sua entrada o sinal de força. Uma forma simplista de se projetar o sistema de controle é supor que a suspensão deve seguir o sinal de referência da malha de posição como se este sinal fosse exógeno.

Para desenvolver a estratégia de controle utilizada, considerou-se como entrada não manipulável, portanto denominada força de distúrbio (f_{dis}), a força gerada pelo contato pneu e solo. A entrada manipulável é a entrada de força gerada pelo atuador hidráulico (f_a).

O sistema de controle possui uma malha mais interna relativa à força produzida pelo atuador hidráulico. O atuador gera a força baseado na corrente (i_{sv}) que chega a sua eletroválvula. Esta corrente é gerada pelo controlador de força. Utilizou-se duas realimentações de força no controlador, uma para a linearização da dinâmica do atuador e outra como referência propriamente dita. O diagrama de blocos da figura 20 ilustra o sistema de controle utilizado.

O controlador de força se baseia no sinal da força desejada (f_{des}) originada pelo controlador de posição. O controlador de posição utiliza como referência a posição da massa suspensa (Z_s).

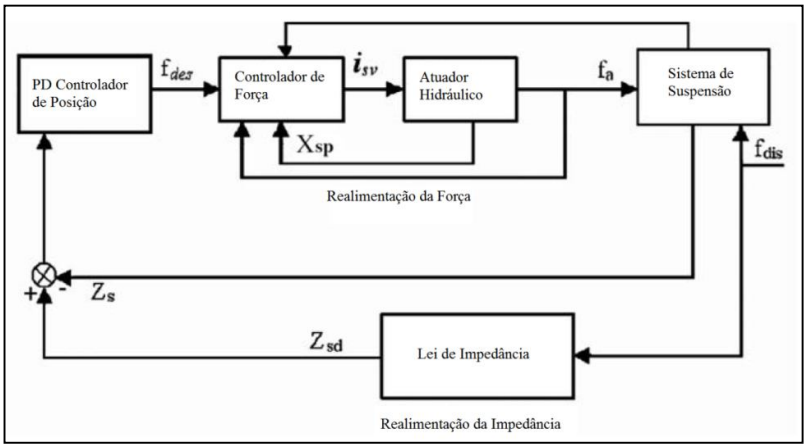


Figura 20 - Diagrama de Blocos do sistema de controle de impedância
Fonte: Autor “adaptado de” Fateh e Alavi, 2009, p.136

Mais externamente aparece a malha que é fechada pela presença da força de distúrbio e que faz produzir a referência da malha de posição (Z_{sd}).

Da forma como o controle de impedância foi concebido ele requer vários sensores. Utilizam um sensor transformador diferencial variável linear (LVDT) para a medição do deslocamento relativo entre as massas suspensa e não suspensa. Para a medição da força, foram instalados sensores de pressão no atuador, medindo sua força de forma indireta. Para a medição da força proveniente do contato pneu-solo, que na prática pode ser inviável, sensores de aceleração foram instalados na massa suspensa e na massa não suspensa do veículo. O valor da força é estimada por meio do próprio modelo matemático, sem o uso de estimadores assintóticos.

A metodologia proposta também utiliza o modelo da suspensão para cálculo da posição da massa suspensa, ou seja, a posição da massa suspensa não é medida e sim calculada/estimada por meio do modelo, o que na prática pode não ser viável por apresentar erros e simplificações de modelagem que podem gerar divergências nos resultados e consequentemente no controle e no desempenho da suspensão. Uma alternativa mais viável que foi usada no presente trabalho seria a utilização da deflexão da mola (medida relativa obtida pelo sensor LVTD) como variável de controle de posição ao invés da posição absoluta da massa suspensa.

A lei de impedância foi determinada como sendo um sistema de segunda ordem com uma massa, um amortecimento viscoso e uma rigidez, caracterizando um sistema massa mola amortecedor. O projeto da lei de controle foi feito de modo a atender especificações de desempenho relativos ao conforto dos ocupantes e à estabilidade do veículo. Por meio de

simulações foi possível verificar o desempenho superior do sistema de suspensão ativo com controle de impedância comparado a um sistema de suspensão.

Posteriormente, Fateh (2010) acrescentou ao sistema de controle de suspensão ativa o controle de impedância robusto, que consiste em aplicar um controlador de posição robusto no lugar do controlador proporcional derivativo (PD) e um controlador de força robusto no lugar do controlador de força do seu trabalho anterior.

No controle de força foi desenvolvido um controlador proporcional integral derivativo (PID) modificado que leva em consideração o limite da válvula e do atuador hidráulico. O efeito das incertezas na realimentação de força é reduzido pela estimação do erro que cancela a sua principal parcela. Isto faz com que as incertezas residuais na realimentação sejam suficientemente pequenas. Porém, em alguns casos como no sobrecarregamento, o atuador saturou fazendo o erro diferir do esperado. Nas situações dentro das condições de contorno definidas, o controlador funcionou bem.

Para o controle de posição, do mesmo modo que para o controle de força, foi desenvolvido um controlador PID modificado. A robustez do sistema foi obtida por meio da estimação das incertezas de modelagem e um fator de erroque foi considerado durante o desenvolvimento do controlador.Dessa forma, as incertezas residuais passam a ser suficientemente pequenas e delimitadas no range de atuação do sistema.Do mesmo modo que o controlador de força, o controle de posição funciona bem dentro dos limites do atuador e de sua saturação.

Na sequência, Fateh e Zirkohi (2011) aplicaram um controle de impedância adaptativo em suspensões ativas.Assim como nas aplicações anteriores, a meta principal do sistema de controle de impedância é proporcionar um desejado comportamento dinâmico do sistema de suspensão prescrito numa grande variedade de condições de estrada. O desempenho do controle de impedância é avaliado pela comparação do sinal de saída do sistema de suspensão Z_s com o sinal de saída do modelo de impedância Z_{sd}.

Foi utilizado um controle adaptativo por modelo de referência (MRAC) robusto usado para sistemas lineares incertos como ilustrado pelo diagrama de blocos da figura 21.

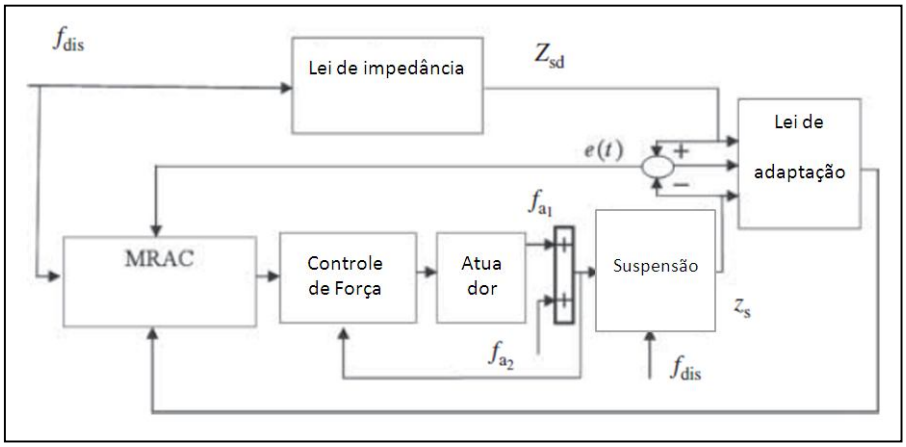


Figura 21 - Diagrama de blocos do sistema de controle de impedância adaptativo.
Fonte: Fateh e Zirkohi, 2011,p.1954

O MRAC realiza o controle de posição com base na realimentação externa. A lei de impedância é utilizada como modelo de referência do MRAC. O MRAC recebe informações da lei de adaptação para alterar os parâmetros do controlador. A realimentação interna é referente ao controle de força do atuador hidráulico.O controle de posição MRAC compara a resposta do sistema de suspensão à lei de impedância. Através desse erro, ele define os parâmetros do controlador para que o sistema siga o modelo de referência.

Para melhorar o desempenho do sistema, foi utilizado a otimização por enxame de partículas (PSO) obtendo parâmetros do sistema de controle otimizados. Comparados a outros algoritmos de otimização o PSO necessita de menos tempo de processamento. Os parâmetros do PSO, mais precisamente a velocidade das partículas, foram modificados para obter uma convergência mais rápida.

O sistema foi simulado com e sem PSO e os resultados das simulações demonstram que o desempenho da suspensão ativa com MRAC é bem superiorao desempenho de uma suspensão passiva, e que a otimizaçãopor enxame de partículas foi eficiente na melhoria dodesempenho do sistema de controle.

3 MÉTODO

As suspensões ativas são empregadas em veículos específicos onde o alto desempenho da suspensão se faz necessário, justificando a sua complexidade e seu alto custo financeiro. O emprego desse tipo de suspensão sempre visa à busca pelo melhor índice de conforto e de segurança simultâneos possíveis, normalmente não atingíveis com suspensões passivas convencionais.

Este trabalho propõe a utilização da suspensão ativa, não com o objetivo de conferir explicitamente desempenho da suspensão, mas a utilização da suspensão ativa como um emulador de diferentes componentes de força da suspensão: molas e amortecedores.

A aplicação do controle de impedância permite a alteração da resposta dinâmica do sistema através da alteração da relação entre força e movimento. O método proposto contempla duas abordagens que são alternativas ao método usual de projeto do controle de impedância.

Antes de se apresentarem as duas técnicas propostas, o método usual é brevemente revisto.Neste método faz-se o projeto do controlador de impedância por meio de um controle tipo casamento do modelo (modelmatching) aproximado com duas partes que se supõem independentes: um controle de posição e um gerador da referência de posição por meio daexpressão da impedância desejada. Essaimpedânciade referência é uma função que tem como entrada a força e gera a posição desejada para a malha de posição. Com essa estratégia espera-se que, se o erro da malha de posição for pequeno, então a impedância é imposta. Defato, o sistema de controle tem duas realimentações, mas apenas uma delas, a de posição, é tratada como tal no projeto, pois a referência de posição é suposta como sendo uma entrada exógena. Considerando que a impedância de referencia pode ser considerada uma malha externa ao modelo e que ela altera os pólos do modelo indiretamente através da alteração do sinal de referência, classifica-se esta técnica como o controle de impedância por casamento indireto ou estratégia indireta do controle de impedância.

A primeira estratégia proposta neste trabalho é uma extensão do controle de impedância por casamento indiretoe visa projetar o controle de impedância levando em conta as duas realimentações explicitamente. Mostra-se que é possível construir um problema equivalentecom uma única realimentação para uma planta modificada. O projeto proposto é conduzido no domínio da frequência de forma a reduzir o erro dessamalhaequivalente.Argumentos no domínio da frequência são utilizados no projeto do

tipo sensibilidade mista de modo a garantir o casamento da impedância por meio de um controlador H_2.

A segunda estratégia proposta neste trabalho visa impor a impedância desejada sem o uso explicito da informação da força, dispensando o uso de um sensor ou estimador associado. A estratégia é inspirada no controle por torque calculado (CRAIG, 1989) onde uma realimentação é usada para alterar a dinâmica da planta, por meio da adição e subtração de novostermosàs equações do modelo. Mostra-se aqui que uma simples realimentação parcial de estados é capaz de impor o casamento da impedância desejada. Como o controlador não processa um erro de casamento, esta estratégia é aqui denominada de casamento exato do modelo (modelmatching exato). Como nesta técnica de controle não há malha externa alterando a referencia, mas altera-se o modelo diretamente, classifica-se esta técnica como controle de impedância por casamento direto ou estratégia direta do controle de Impedância.

O texto da metodologia está organizado da seguinte forma:

a) Modelagem fenomenológica da suspensão;
b) Medidas para o controle de impedância;
c) Controlador de impedância por casamento indireto;
d) Projeto do controlador H_2multi-malha;
e) Controlador de impedância por casamento direto.

3.1 Modelagem Fenomenológica

O modelo físico simplificado de uma suspensão automotiva é normalmente constituído de um sistema massa-mola-amortecedor com dois graus de liberdade e com excitação de base. Denominado modelo de um quarto de carro, com este modelo se pode investigar a influência dos parâmetros dos elementos de força na dinâmica da suspensão.Na figura 22 mostra-se a representação clássica do modelo um quarto de carro que é muitas vezes usado para representar suspensões passivas de forma simplificada e que será usada neste trabalho.

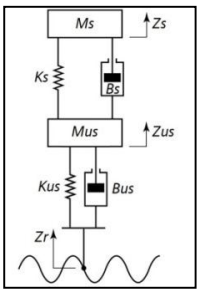


Figura 22 - Modelo um quarto de carro.
Fonte: Autor.

A Massa Suspensa (M_s) representa a massa do veículo (carroceria e cargas) sobre a suspensão de uma determinada roda. A Massa-não-Suspensa (M_{us}) representa a massa do conjunto suspensão, roda e pneu. As molas e os amortecedores, considerados aqui como lineares, têmcoeficientesconstantesK_s, K_{us}, B_s, e B_{us}que representam a rigidez e amortecimento da suspensão e do pneu, respectivamente. As variáveis$Z_s(t)$, $Z_{us}(t)$ e $Z_r(t)$ representam a posição absoluta da massa suspensa, da massa não suspensa e do pavimento, respectivamente, medidos a partir da posição de equilíbrio.

Para suspensões ativas, acrescenta-se um atuador de força entre a massa suspensa e a massa não suspensa. Os atuadores mais usados são os atuadores hidráulicos por serem compactos, leves, por possuir alto índice de peças normalizadas, baixa compressibilidade, baixa sensibilidade à mudança de temperatura, gera forças de alta magnitude e possui boa precisão (FATEH e ZIRKOHI, 2011).

Quando estão sendo analisadas suspensões ativas, existem variações no modelo de acordo com a construção da suspensão ativa e dos componentes que a constituem. Estas variações podem ser como ilustradonafigura 23. O atuador está sempre presente, mas os elementos passivos podem estar ambos, só um deles, ou mesmo nenhum. Ou seja, todos os casos são um caso particular do modelo um quarto de carro com suspensão ativa completa. Portanto, a definição da equação dinâmica do modelo será realizada somente para o caso mais completo, sendo que as particularidades serão tratadas conforme necessidade.

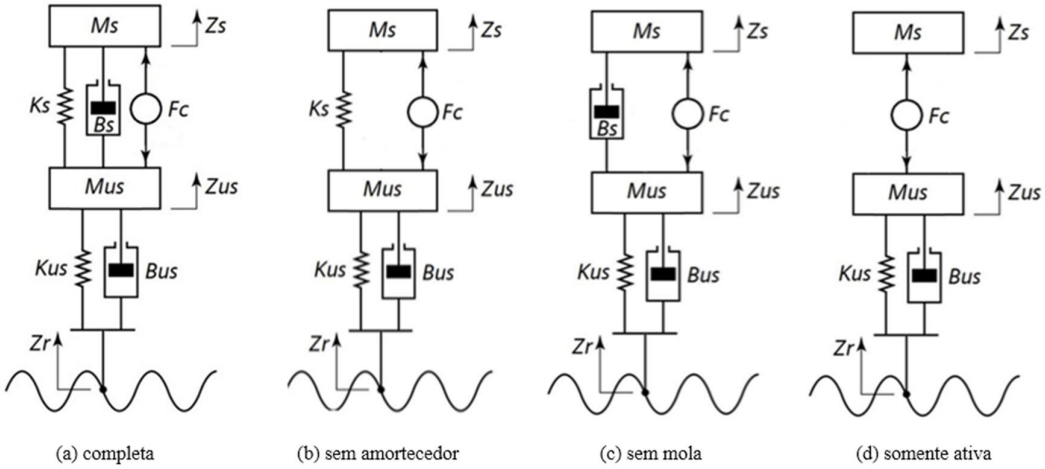


Figura 23 - Modelo um quarto de carro com suspensão ativa
Fonte: Autor

As equações dinâmicas do modelo são definidas a partir da análise do diagrama de corpo livre de cada uma das massas, conforme figura 24.

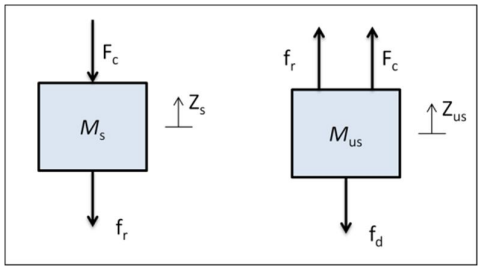


Figura 24 - Diagramas de corpo livre da Massa suspensa e da Massa não Suspensa.
Fonte: Autor.

Dos diagramas de corpo livrepode-se escrever que

$$M_s\ddot{Z}_s = -F_c - f_r, \tag{2}$$

$$M_{us}\ddot{Z}_{us} = F_c + f_r - f_d \tag{3}$$

em que M_s é a massa suspensa, $F_c = F_c(t)$ é a força aplicada pelo atuador, $f_r = f_r(t)$é a força originada pelos elementos da suspensão, $f_d = f_d(t)$ é a força gerada pelo contato pneu-solo e $\ddot{Z}_s = \ddot{Z}_s(t)$ e $\ddot{Z}_{us} = \ddot{Z}_{us}(t)$ são as acelerações absolutas da massa suspensa e não suspensa, respectivamente.

A amplitude da força de reação dos elementos da suspensão é dada por

$$f_r = B_s\left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}\right) + K_s(Z_s - Z_{us}), \tag{4}$$

em que B_s é o coeficiente de amortecimento da suspensão, K_s é a rigidez da mola da suspensão, $\dot{Z}_s = \dot{Z}_s(t)$, $\dot{Z}_{us} = \dot{Z}_{us}(t)$, $Z_s = Z_s(t)$ e $Z_{us} = Z_{us}(t)$ são as velocidadesabsolutase posições absolutas da massa suspensa e da massa não suspensa, respectivamente.

O contato pneu-solo gera a força de reação $f_d = f_d$(t) na massa não suspensa, cuja magnitude que é dada por

$$f_d = B_{us}(\dot{Z}_{us} - \dot{Z}_r) + K_{us}(Z_{us} - Z_r) \quad (5)$$

em que B_{us} é o coeficiente de amortecimento do pneu, K_{us} é a rigidez do pneu, $\dot{Z}_r = \dot{Z}_r(t)$ e $Z_r = Z_r(t)$ são a velocidade e posição do solo, respectivamente, em relação a um referencial inercial.

Note-se que $(Z_{us} - Z_r)$ é a deflexão do pneu, $(\dot{Z}_{us} - \dot{Z}_r)$ é a variação da deflexão do pneu em relação ao tempo, $(Z_s - Z_{us})$ é a deflexão da mola, e que $(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us})$ é a velocidade relativa entre a massa suspensa e não suspensa, ou seja, a variação da deflexão da mola em função do tempo.

O modelo do sistema compreende as equações diferenciais lineares (2) a (5) as quais não consideram nenhuma outra força externa agindo sobre as massas, visto que no equipamento de laboratório usado para os experimentos, esse é o caso.

3.2 Medidas para o controle de impedância

Para se controlar um sistema é necessário que pelo menos uma das variáveis de entrada seja manipulável. No caso das suspensões ativas, a variável manipuladanormalmenteéa força F_c aplicadapelo atuador, enquanto que a cinemática da deflexão do pneu éum exemplo deentradadedistúrbio.

O controle de impedância normalmente faz o uso de sensores,tantodeposiçãocomo de força, pois o que importa nesse tipo de controleé como essas variáveisestão atreladas.

Medições das posições absolutas Z_s, Z_{us} e $Z_r$podem ser consideradas inviáveis para uma aplicação veicular e devem ser evitadas. Já as medições da deflexão da mola $(Z_s - Z_{us})$e sua variação no tempo$(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us})$podemser obtidas, por exemplo, por meiode um sensor do tipo LVTD o qual fornece um sinal proporcional à deflexão da mola. A velocidade pode ser obtida indiretamente pela derivada numérica do sinal da deflexão.

A única força externa atuante na suspensão, considerada neste trabalho, é a força $f_d$que é gerada pelo contato do pneu com o pavimento. Sua mediçãodiretaé de alta complexidade, mas pode ser feitade forma indireta através da medida da aceleração absoluta da massa suspensa e da massa não suspensa, utilizando-se as equações (2) e (3) e conhecendo-seo valor das massas.Para a medição das acelerações, sensores usuais são os acelerômetros mecânicos ou de estado sólido.

Uma vez que o objetivo do sistema de controle é alterar a característica dinâmica dos elementos da suspensão, a estratégia de controle pode se ater somente ao movimento relativo da suspensão e, nesses casos, a força $f_r$de reação nos elementos da suspensão (mola e amortecedor) passa a ser a força de distúrbio relevante do problema. Sua medição pode ser feita diretamente por meio de células de cargas instaladas noselementos da suspensão. Existem ainda duas formas indiretas para se estimar f_r quando não há outras forças externas agindo na massa suspensa, como é o caso do equipamento de laboratório usado neste trabalho.

Uma delas é por meio da equação (2) que é rearranjada na forma

$$M_s\ddot{Z}_s + F_c = -f_r \tag{6}$$

Conhecendo-se o valor da massa suspensa e instalando um acelerômetro nela para a medição de $\ddot{Z}_s$, é possível estimarforça f_r.

Outra forma é utilizando a equação (4), sendo necessário conhecer as características dos elementos instaladose os sinais de posição e velocidade relativas da suspensão. Vale dizer que essascaracterísticassão comumente obtidas durante a calibração dos componentes para testes de engenharia e que é típico utilizar-se um sensor, por exemplo, do tipo LVTD para a medição da posição relativa e para a estimação da velocidade relativa por meio da derivada numérica da posição.

No equipamento utilizado para os experimentos desta pesquisa, o sensoriamento de posição é feito por um LVDT e a força f_r éestimada conforme equação (4).

3.3 Controle de impedância por casamento indireto

O problema de controle de impedância sugerido neste trabalho visa utilizar uma suspensão ativa (vide figura 25a)como uma suspensão passiva equivalente (Fig. 25b). Para tanto, o atuador deve aplicar na suspensão a força F_c, que deve gerar uma reação análoga a de uma mola e de um amortecedor paralelos à mola instalada e ao amortecedor instalado (Fig.25c). Os parâmetros de rigidez e de amortecimento resultantes da aplicação da força $F_c$gerada serão as diferenças entre os parâmetros dos componentes instalados e dos parâmetros dos componentes a serem simulados.

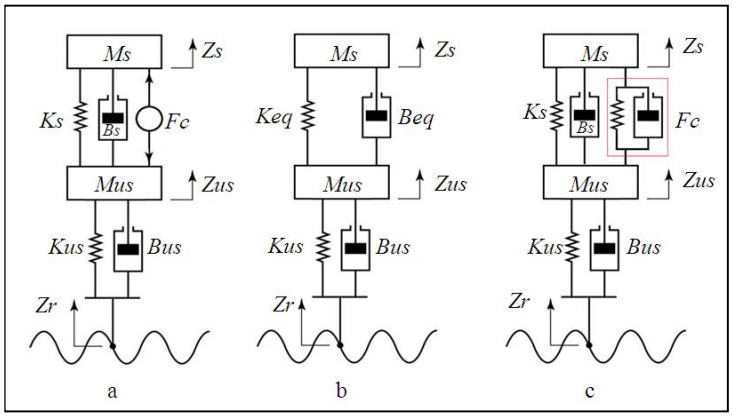


Figura 25 - Comparação entre a suspensão ativa e a suspensão passiva desejada.
Fonte: Autor

Portanto,

$$K_{eq} = K_s + K_c \tag{7}$$

e

$$B_{eq} = B_s + B_c, \tag{8}$$

ondeK_{eq} éa rigidez desejada da mola, K_c é a rigidez produzida pelo atuador, B_{eq} é o coeficiente de amortecimento desejado e B_c é o coeficiente de amortecimento gerado pelo atuador.

A impedância de um sistema mecânico é a função entre a força atuante e a cinemática do movimento. Note-se, portanto, que controlar uma impedância é impor uma função entre variáveis e não simplesmente impor o comportamento de um sinal, como é típico em sistemas de controle escalares. Logo, a estratégia clássica de controle precisa ser adaptada.

Uma das formas de se fazer isso é controlando apenas um desses sinais e fazer o outro sinal gerar a referênciado sinal controlado utilizando um modelo de referência denominada Lei de Impedância.Note que esta é a estratégia convencional do controle de impedância. Apesar de ser denominado lei de impedância, este modelo de referência pode ser descrito tanto por uma impedância como por uma admitância,dependendo do sinal a ser controlado e do sinal que gera a referência através do modelo. A Figura 23 ilustra esse cenáriopara as duas possibilidades, ou seja, (a) que controla explicitamente a cinemática x, e (b) aquela que controla a forçaf.

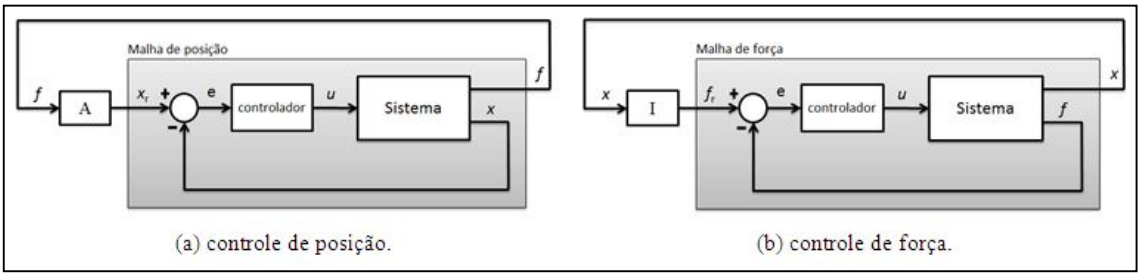


Figura 26– Estratégiaindireta de controle de impedância.
Fonte: Autor.

Na estratégia indireta de controle de impedância, o controlador é tipicamente projetado supondo que a referência da malha é uma entrada exógena que precisa ser acompanhada com erro pequeno. Ou seja, a segunda realimentação, a externa, é desconsiderada.

Quando a estratégia é controlar a cinemática, muitas vezes o controle é feito por meio de realimentação de estados numa estrutura em que tanto a posição $x$como a velocidade$\dot{x}$, têm entradas de referênciax_re $\dot{x}_r$, respectivamente. A figura 27 ilustra esse tipo de controle.

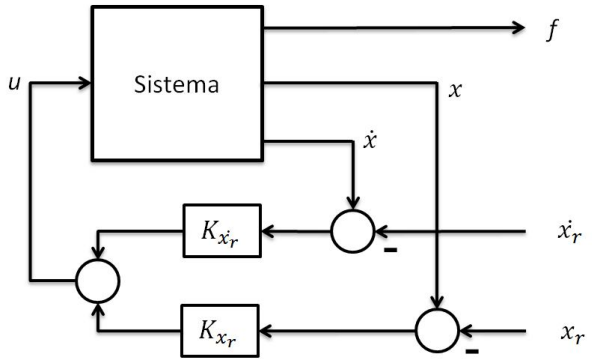


Figura 27-Controle da cinemática via realimentação de estado
Fonte: Autor.

Para completar o sistema de controle de impedância, a função que descreve a impedância (admitância) deve gerar x_r e$\dot{x}_r$a partir da força f. A figura 28 mostra o diagrama de blocos dessa estratégia.

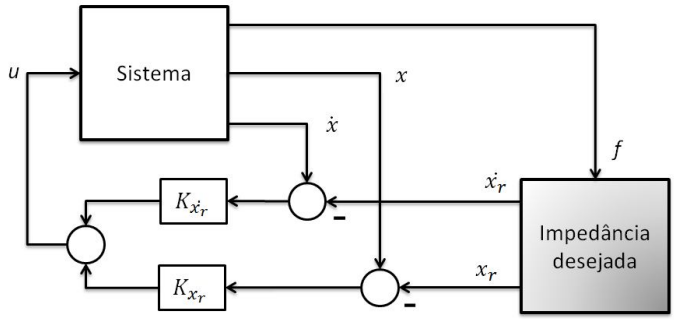


Figura 28–Estratégia indireta do controle de impedância via realimentação de estado.
Fonte: Autor.

No caso do sistema deste trabalho e supondo que a impedância seja linear, os sinais de referência da posição e da velocidade são gerados por meio da equação

$$f = B_c\dot{x}_r + K_c x_r \, . \tag{9}$$

A figura 29 mostra o diagrama de blocos da equação 9.

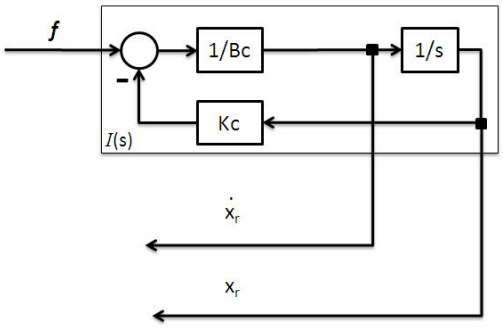


Figura 29 - Diagrama de blocos da equação 9
Fonte: Autor

Vale lembrar que o sistema de controle de impedância da Figura 28 tem uma realimentação que não é considerada no projeto da realimentação de estado quando este é feito à priori – a da força.

As duas estratégias que são propostas a seguir são alternativas para tentar resolver esse problema. A primeira delas lida simultaneamente com a realimentação da força e da cinemática, e a segunda é independente da força.

3.4 Projeto do controlador H2multi-malha.

A primeira estratégia proposta pode ser vista como uma extensão do método indireto do controle de impedância e visa projetar o controle de impedância levando explicitamente em conta a realimentação da força juntamente com o controle da cinemática do movimento.

Com base nas Equações (7) e (8), pode-se concluir que a força produzida pelo atuador deve reproduziro comportamento de um sistema paralelo tipo mola-amortecedor cuja impedância é descritapor

$$F_c = B_c(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}) + K_c(Z_s - Z_{us}) \tag{10}$$

Substituindo as equações (7) e (8) em (10) e rearranjando, obtemos

$$F_c = \left[B_{eq}(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}) + K_{eq}(Z_s - Z_{us})\right] - \left[B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}) + K_s(Z_s - Z_{us})\right] \tag{11}$$

ou seja,

$$F_c = \left[B_{eq}(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}) + K_{eq}(Z_s - Z_{us})\right] - f_r, \tag{12}$$

ou ainda,

$$\left[B_{eq}(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}) + K_{eq}(Z_s - Z_{us})\right] = F_c + f_r, \tag{13}$$

Passando para o domínio da frequência, obtém

$$(B_{eq}s + K_{eq})(Z_s - Z_{us}) = (f_r(s) + F_c(s)). \tag{14}$$

Dessa forma, pode-se determinar o modelo de referência ou lei de impedância

$$I(\mathrm{s}) = (B_{eq}s + K_{eq})^{-1} = (Z_s - Z_{us})(f_r(s) + F_c(s))^{-1} \tag{15}$$

que deve ser obtida com o sistema de controle. Ou seja, o problema de controle de impedância da suspensão pode ser colocado como sendo a forma de impor, por meio da força F_c,a impedância

$$I(\mathrm{s}) = (s(B_s + B_c) + (K_s + K_c))^{-1} \tag{16}$$

O diagrama de blocos da figura 26 ilustra o sistema de controle de impedância, onde $F(s)$ é o controlador. A planta aparece identificada pela variável manipulada F_c, pela perturbação Z_r do solo e pelas saídas $(Z_s - Z_{us})$ e f_r. As funções de transferência $R_1(s)$, $R_2(s)$,$P_1(s)$,$P_2(s)$, compõe a matriz de transferência associada ao modelo de suspensão, dada por

$$H(s) = \begin{bmatrix} R_1(s) & P_1(s) \\ R_2(s) & P_2(s) \end{bmatrix}. \tag{17}$$

Com base na figura 30, fica clara a necessidade de um sensor da posição relativa $(Z_s - Z_{us})$e da força f_r para que o controlador $F(s)$ possa reduzir o erro $e(t)$, o que garante que a impedância desejada é aproximadamente igual à $I(\mathrm{s})$.

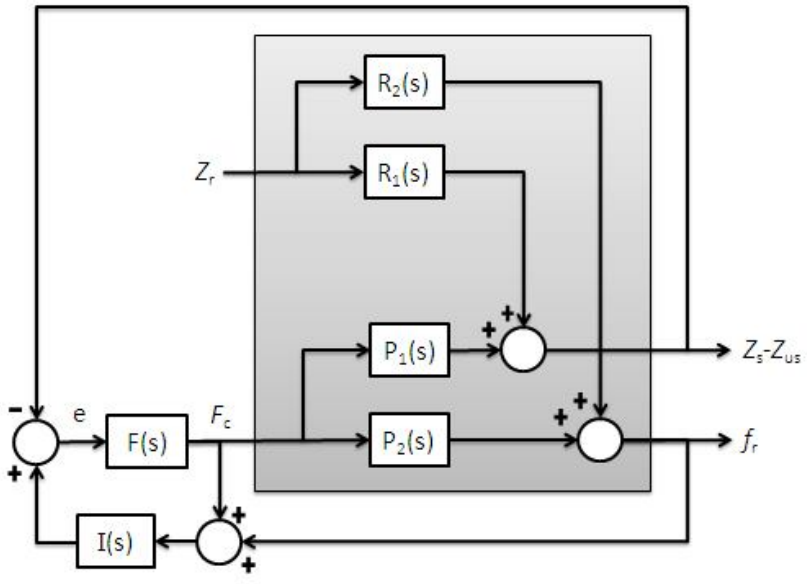


Figura 30 - Diagrama de blocos do sistema de controle de impedância.
Fonte: Autor

Para se determinar a matriz $H(s)$, partimos do modelo no domínio do tempo.Substituindo as equações (4) e (5) nas equações (2) e (3), rearranjando os termos e reescrevendo na forma matricial, resulta

$$\bar{M}\ddot{x}(t) + \bar{B}\dot{x}(t) + \bar{K}x(t) = \bar{L}u(t) + \bar{N}\dot{u}(t), \tag{18}$$

em que

$$\bar{M} = \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_{us} \end{bmatrix}, \bar{B} = \begin{bmatrix} B_s & -B_s \\ -B_s & B_s + B_{us} \end{bmatrix}, \bar{K} = \begin{bmatrix} K_s & -K_s \\ -K_s & K_s + K_{us} \end{bmatrix},$$

$$\bar{L} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ K_{us} & 1 \end{bmatrix}, \bar{N} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ B_{us} & 0 \end{bmatrix}, x = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_s \\ Z_{us} \end{bmatrix}, u = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_r \\ F_c \end{bmatrix},$$

sendo*u* o vetor de entrada que inclui a perturbação Z_r e a variável manipulada F_c.

No domínio da frequência, e considerando condições iniciais nulas, pode-se escrever que

$$(s^2\bar{M} + s\bar{B} + \bar{K})X(s) = (\bar{L} + s\bar{N})U(s), \tag{19}$$

ou seja, que

$$X(s) = G(s)U(s), \tag{20}$$

em que

$$G(s) = (s^2\bar{M} + s\bar{B} + \bar{K})^{-1}(\bar{L} + s\bar{N}). \tag{21}$$

Definindo-se o vetor de saída como sendo

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (Z_s - Z_{us}) \\ f_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (Z_s - Z_{us}) \\ B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}) + K_s(Z_s - Z_{us}) \end{bmatrix}, \tag{22}$$

No domínio da frequência, pode-se escrever a equação (22) como:

$$Y = \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (Z_s - Z_{us}) \\ f_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ sB_s + K_s \end{bmatrix} (Z_s - Z_{us}). \tag{23}$$

Então,

$$Y = \begin{bmatrix} 1 \\ sB_s + K_s \end{bmatrix} [1 \quad -1] X, \tag{24}$$

ou seja,

$$Y(s) = H(s)U(s) \tag{25}$$

em que

$$H(s) = \begin{bmatrix} 1 \\ sB_s + K_s \end{bmatrix} [1 \quad -1] (s^2 \bar{M} + s\bar{B} + \bar{K})^{-1} (\bar{L} + s\bar{N}) \tag{26}$$

e que pode ser descrita como

$$H(s) = \begin{bmatrix} R_1(s) & P_1(s) \\ R_2(s) & P_2(s) \end{bmatrix}. \tag{27}$$

Dessa forma fica definida a matriz função de transferência $H(s)$da suspensão ativa, cujas entradas são, respectivamente, a posição do solo em relação a um referencial inercial (Z_r) e a força aplicada pelo atuador (F_c). As saídas são a deflexão da mola $(Z_s - Z_{us})$ e a força $f_r$de reação da suspensão. Vale lembrar que esta função de transferência é válida também para uma suspensão passiva, bastando fazer $F_c = 0$.

Note que o sistema de controle de impedância da figura 30 tem duas realimentações. Como queremos incluir explicitamente as duas malhas no projeto do controlador, o sistema de controle pode ser representado de forma equivalente com uma única realimentação, porém para uma planta modificada e também na presença de um pré-filtro na entrada de referência.

Para desenvolver esta representação, inicialmente fez-sea hipótese de que a entrada do modelo equivalente ésomente F_c. Em seguida, isola-se o controlador a ser projetado e sua entrada, o erro e. Observe que F_c é o sinal gerado pelo controlador. O sinal de realimentação

será denominado $\tilde{x}$ eserá a o sinal de saída do modelo. Este será definido como a influência de F_c no sinal de entrada do controlador e a partir dessa definição, determina-se o modelo da planta equivalente. A influência de Z_r no sinal de entrada do controlador será denominada$\widetilde{x_r}$, pois será utilizada como um novo sinal de referência ao controlador.

O diagrama de blocos da figura 31 mostra o resultado dessa equivalência.

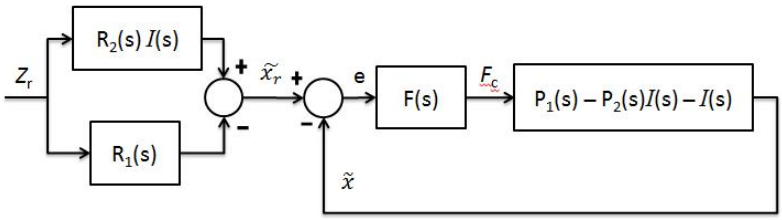


Figura 31 - Controle SISO equivalente ao sistema de controle de impedância.
Fonte: Autor.

O problema de controle é então encontrar $F(s)$ tal que $e \approx 0$ na região de frequências que o novo sinal de referência$\widetilde{x_r}$tem amaior parte da sua energia. Adicionalmente, o esforço de controlede$F_c$deve ser compatível com a energia disponível no sistema.

Um $Z_r$representativo desse problema é aquele gerado, por exemplo, por uma variação em degrau. A aplicação de espetros típicos de pavimentos não foi realizada pois os resultados seriam demasiadamente complexos e extensos para fins das análises de simples comparação entre a resposta dinâmica da suspensão controlada com a resposta dinâmica da suspensão passiva equivalente.

Note-se que $Z_r$está fora da realimentação e, portanto, não precisa ser medida, embora seja usada no projeto de $F(s)$. Para avaliação do desempenho do sistema, considere o espectro de$\widetilde{x_r}$para uma entrada do tipo degrau unitário queédadopor

$$\widetilde{x_r}(j\omega) = \left((R_2 I - R_1)(j\omega) \right)^{-1} \tag{28}$$

No que se segue, foram adotados os seguintes valores numéricos presentes nos manuais e nos scripts do MATLAB® da planta de suspensão ativa da Quanser® a ser utilizada nos experimentos:B_s= 7,5 Ns/m, B_{us}= 5 Ns/m, K_s= 980 N/m, K_{us}= 2500 N/m, M_s= 2,45 kg, M_{us}= 1 kg.

Note que a lei de impedância encontra-se presente no cálculo de $\widetilde{x_r}$ e do cálculo de $\tilde{x}$. Portanto, para cada modelo de impedância será necessário um novo controlador. Logo, para

descrever o processo do projeto do controlador adotou-se a lei de impedância como sendodada por$I(s) = (s(7{,}5) + (2040))^{-1}$, ou seja, que a lei de impedância aumenta a rigidez da mola de 980 N/m para 2040 N/m.

O diagrama de Bode de $|P_1 - P_2 I - I|$ e o espectro de $|\widetilde{x_r}(j\omega)|$ são apresentados em dB na Figura 32.Nota-se que a região de frequências que vai até aproximadamente 200rad/s contém a maior parte de energia de$\widetilde{x_r}$. Percebe-se também que a banda passante da função$|P_1 - P_2 I - I|$, representada por $PP(s)$,se estende até cerda de 100 rad/s. Logo, para o projeto de $F(s)$basta garantir que a função sensibilidade de malha fechada$S(s)$ seja pequena até aproximadamente 200 rad/s.

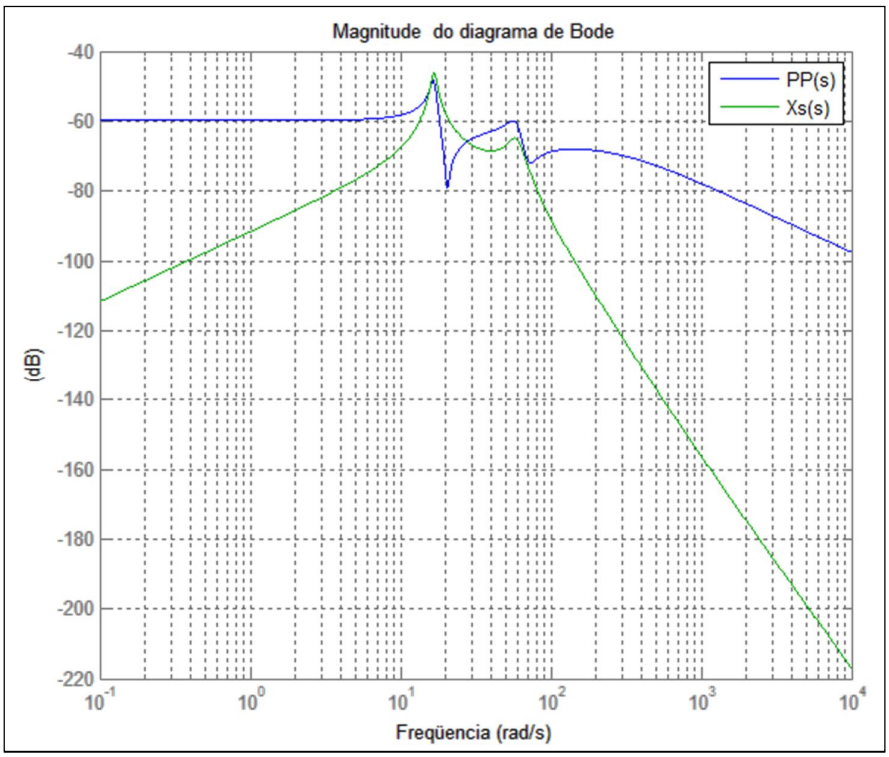


Figura 32 - Diagrama de Bode de ganho de PP(s) e espectro de $\widetilde{x_r}$.
Fonte: Autor

O projeto do controlador H_2 foi escolhido, pois permite seu projeto de forma sistematizada no domínio da frequência por meio da técnica Sensibilidade Mista. O diagrama de blocos da figura 33 contém os elementos utilizados na técnica de sensibilidade mista, onde $W_1(s)$ é a penalização da função Sensibilidade e $W_3(s)$ é a função de penalização usada para impor atenuação dos ganhos da função de malha fechada em altas frequências, normalmente associados aosruídos de medida e aos erros de modelagem.

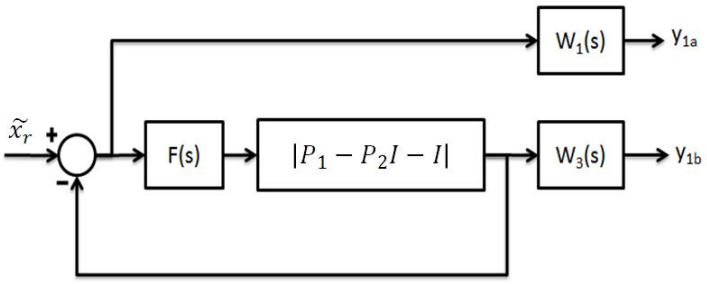


Figura 33 - Diagrama de Blocos para a técnica de Sensibilidade Mista
Fonte: Autor

Com asseguintes penalizações, a função $W_1(s)$ tentaimpor um ganho elevado até cerca de 100 rad/s e $W_3(s)$ tenta impor uma atenuação das frequências a partir dessa frequência.

$$W_1(s) = 10^3(0{,}01s + 1)^{-1} \tag{29}$$

$$W_3(s) = (0{,}01s + 1) \tag{30}$$

O controlador $F(s)$ obtidotem dois polos conjugados em -0,55 ± 20,5j, dois zeros conjugados em -1,1 ± 17j, e ganho de -99744, sendo sua função de transferência:

$$F(s) = \frac{-9{,}974e4s^2 - 2{,}162e5s - 2{,}895e7}{s^2 + 1{,}092\ s + 420{,}7}, \tag{31}$$

Nota-se pelo gráfico da figura 34 que a função sensibilidade de malha fechada obtida possui ganhos abaixo de –20 dB até aproximadamente 200 rad/s, garantindo um erro pequeno até perto dessa frequência.

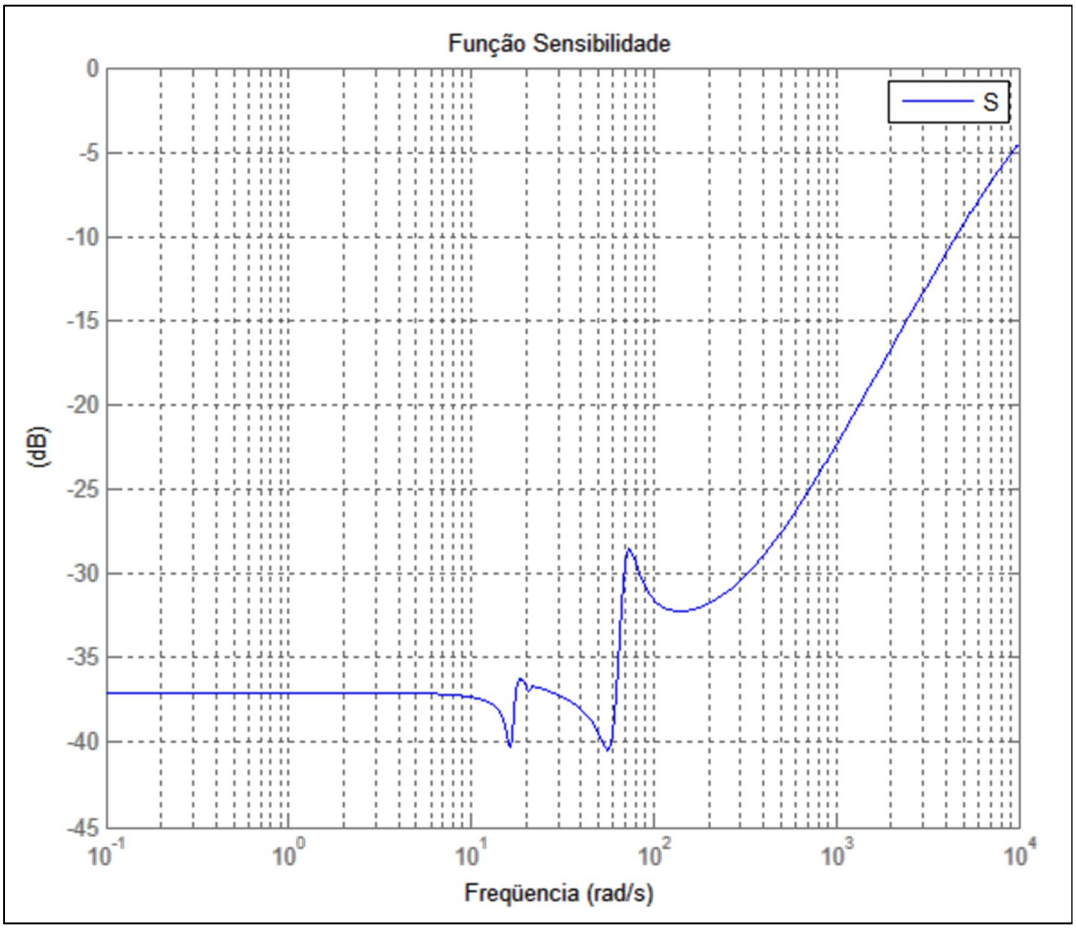


Figura 34 - Diagrama da Função Sensibilidade
Fonte: Autor

3.5 Controle de impedância por casamento direto

Uma das técnicas clássicas de controle não linear é aquela denominada linearização por realimentação (SLOTINE,1991) ou controle por torque calculado quando é aplicada ao controle de robôs (CRAIG, 1989; SPONG, VIDYAGASAR, 1989).

Essa técnica emprega uma realimentação não linear de tal forma a cancelar algebricamente termos não lineares da equação diferencial do modelo. Quando aplicada ao controle de robôs, é comum que o modelo resultante seja o de um duplo integrador linear, permitindo que técnicas clássicas de controle linear sejam facilmente empregadas.

A ideia contida na linearização por realimentação por ser usada para sistemas lineares no sentido de se buscar um sistema resultante que seja mais favorável ao projeto ou mesmo que já tenha a característica final desejada. Contudo, resultado da aplicação dessa técnica

pode ser fortemente dependente do modelo nominal da planta e, portanto, não ser capaz de lidar com problemas de erros de modelagem (robustez).

Em relação ao controle de impedância do equipamento usado neste trabalhopara simular uma suspensão ativa de um quarto de carro, as questões de robustez podem não ser tão críticas, conforme os argumentos que se seguem.

Note-se que a lei de controle que impõe a impedância desejada é dada pela própria Equação 9, fazendo com que o modelo resultante seja dado por

$$M_s\ddot{Z}_s = -(B_s + B_c)(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}) - (K_s + K_c)(Z_s - Z_{us}) \tag{32}$$

e

$$M_{us}\ddot{Z}_{us} = -M_s\ddot{Z}_s + B_{us}(\dot{Z}_{us} - \dot{Z}_r) + K_{us}(Z_{us} - Z_r) \tag{33}$$

A natureza dos erros de modelagem pode ser estruturada e não estruturada. O controle de impedância da suspensão não leva em consideração as massas aparentes e os parâmetros relativos ao pneu. Logo os erros de modelagem paramétricos importantes são aqueles associados à rigidez e ao amortecimento da suspensão. Com a lei de controle dada pela Equação 9, as alterações desses parâmetros se fazem pela adição ou subtração direta dos parâmetros do modelo. Dessa forma, erros de modelagem na rigidez e no amortecimento original da suspensão, são refletidos como alterações na rigidez e no amortecimento resultante. Essa rigidez e esse amortecimento resultantes podem então ser medidos e facilmente corrigidos à posteriori.

No caso de erros não estruturados como é o caso de dinâmicas não modeladas, o problema pode ser contornado por outras formas.

O caso do atrito seco dinâmico pode ser compensado por uma realimentação que seria adicionada à lei de controle do controle de impedância

$$F_c = B_c(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}) + K_c(Z_s - Z_{us}) + \lambda\, sgn(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}), \tag{34}$$

em que λ é o coeficiente de atrito seco dinâmico, e $sgn(\cdot)$ é a função sinal. A parcela de compensação do atrito adiciona algebricamente uma força constante que deve ser igual à força de atrito, mas em oposição a ela, quando há movimento relativo da suspensão.

Para compensar as dinâmicas não modeladas que são dependentes da frequência, porém usando a mesma estratégia do casamento por realimentação, pode-se empregar um

estimador de estados (HENRIQUES, 1996). As dinâmicas não modeladas são representadas por estados extras que, uma vez estimados por um Filtro de Kalman, por exemplo, podem ser subtraídas na própria lei de controle.

Embora a compensação de atrito e das dinâmicas não modeladas possa ser incorporada no modelo, estes foram negligenciados nesta pesquisa, pois os resultados sem elas foram considerados suficientes para a prova de conceito. Além disso, o atrito possui muitas variáveis como a temperatura do ambiente e a lubrificação do das superfícies, que na prática podem inviabilizar a inclusão deste termo no controle.

Para usar um formalismo mais geral, o modelodado pelas Equações de (2) a (5) são aqui reescritas no espaço de estados por meio das equações matriciais de estado e de saída

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{35}$$
$$y = Cx + Du,$$

onde xé o vetor estado, u o vetor entrada ey é o vetor de saída.

Utilizando a definição de estados presentes nos manuais e nos scripts do MATLAB® da planta de suspensão ativa da Quanser® a ser utilizada nos experimentos e definindo os vetores de entrada e saída como

$$x = \begin{bmatrix} Z_s - Z_{us} \\ \dot{Z}_s \\ Z_{us} - Z_r \\ \dot{Z}_{us} \end{bmatrix}, \quad y = \begin{bmatrix} Z_s - Z_{us} \\ \dot{Z}_s - \dot{Z}_{us} \\ f_r \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} \dot{Z}_r \\ F_c \end{bmatrix},$$

tem-se

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} & 0 & \frac{B_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_{us}} & \frac{B_s}{M_{us}} & -\frac{K_s}{M_{us}} & -\frac{B_s+B_{us}}{M_{us}} \end{bmatrix}, \tag{36}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{M_s} \\ -1 & 0 \\ \frac{B_{us}}{M_{us}} & -\frac{1}{M_{us}} \end{bmatrix}, \tag{37}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{B_s}{M_s} & 0 & \frac{B_s}{M_s} \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{M_s} \end{bmatrix}, \quad (39)$$

O projeto de casamento por realimentação pode ser comparado a uma realimentação parcial dos estados. Note que no sistema de suspensão, somente a variável F_c do vetor entrada u é manipulável.Portando, define-se um novovetorentradau_{m}, tal que a realimentação de estados tem, então, a seguinte forma

$$u_m = F_c = -Kx, \quad (40)$$

Deseja-se que

$$F_c = -Kx = B_c\left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}\right) + K_c(Z_s - Z_{us}) \quad (41)$$

Mas, como $\left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}\right)$ não é estado dessa representação no espaço de estados, a realimentação de estados é reescrita da seguinte forma

$$u_m = -(E\,T)x, \quad (42)$$

em que

$$E = [\ K_c B_c\ \ 0\ \ 0\ ], \quad (43)$$

e

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (44)$$

onde$T$transforma o segundo estado de $x$em $\left(\dot{Z}_s - \dot{Z}_{us}\right)$, mantendo inalterados os demais.

4 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Simulações numéricas foram realizadas para se verificar os desempenhos esperados das estratégias de controle de impedância.

Nas simulações considerou-se uma entrada de perturbação do tipo degrau de amplitude 0,02m na variável $Z_r(t)$ para representar um desnível abrupto na pista. As simulações foram feitas para se comparar a resposta dinâmica da suspensão ativa sem a atuação do controle, ou seja,com$F_c = 0$ (ativa sem controle)e a resposta dinâmica da suspensão passiva com as características de amortecimento e rigidez desejados (objetivo).

Também são comparadas as respostas dinâmicas das mesmas suspensões, mas com o controle da suspensão ativa por meio daforça F_c (ativa controlada).

No que se segue, foramadotados os seguintes valores numéricos nas simulações que são relativos ao equipamento da Quanser® usado para os experimentos.A suspensão ativa Quanser®possui dois jogos de molas:um deles com molas da cor preta que apresentam uma rigidez totalK_s= 980 N/m; o outro com molas da cor laranja quepossuem uma rigidez total K_s= 2040 N/m. Na suspensão ativa não é possível alterar fisicamente o amortecimento e o valor nominal de B_sé 7,5Ns/m.

Os demais valores numéricos nominais dos parâmetros do modelo são:B_{us}= 5 Ns/m;K_{us}= 2500 N/m;M_s= 2,45 kg;M_{us}= 1 kg.

4.1 Alterando a rigidez via controlador

Nassimulações apresentadas nesta seção,a rigidez aparenteda suspensão é alterada de duas formas. Inicialmente a rigidez instalada da suspensão ativa K_s= 980 N/mé aumentadaem cerca de 100%para uma rigidez equivalente desejadaK_{eq}= 2040 N/m, via controle de impedância. Em seguida é realizada umadiminuição de cerca de 50% da rigidez instalada de K_s = 2040 N/m, para uma rigidez aparente desejada K_{eq}= 980 N/m, via controle de impedância.O coeficiente de amortecimento utilizado em ambos os casos foi mantido no seu valor nominal ($B_s = 7{,}5$ Ns/m). Note que as simulações visam fazer com que a suspensão ativa controlada tenha a mesma rigidez equivalente da suspensão objetivo, ou seja, com o outro jogo de molas. Então, quando está instalada na suspensão ativa as molas mais rígidas o sistema de controle visa fazer com que a suspensão ativa funcione com a mesma dinâmica que a suspensão passiva com as molas menos rígidas, e vice-versa.

4.1.1 Alterando a rigidez via controlador por casamento indireto.

Nesta seção investiga-se o desempenho do controlador H_2multi-malha, projetado conforme procedimento proposto e descrito na seção 3.4.

São demonstrados por meio dos gráficos da figura 35 e da figura 36os resultados das simulações para o aumento de rigidez, onde se observaarespostatemporal da deflexão da mola e o sinal de controle associado, respectivamente. Esta situação se refere ao aumento de rigidez de 980 N/m para 2040 N/m, sendo que o controlador projetado utiliza a impedância de referência $I(s) = (s(7{,}5) + (2040))^{-1}$.

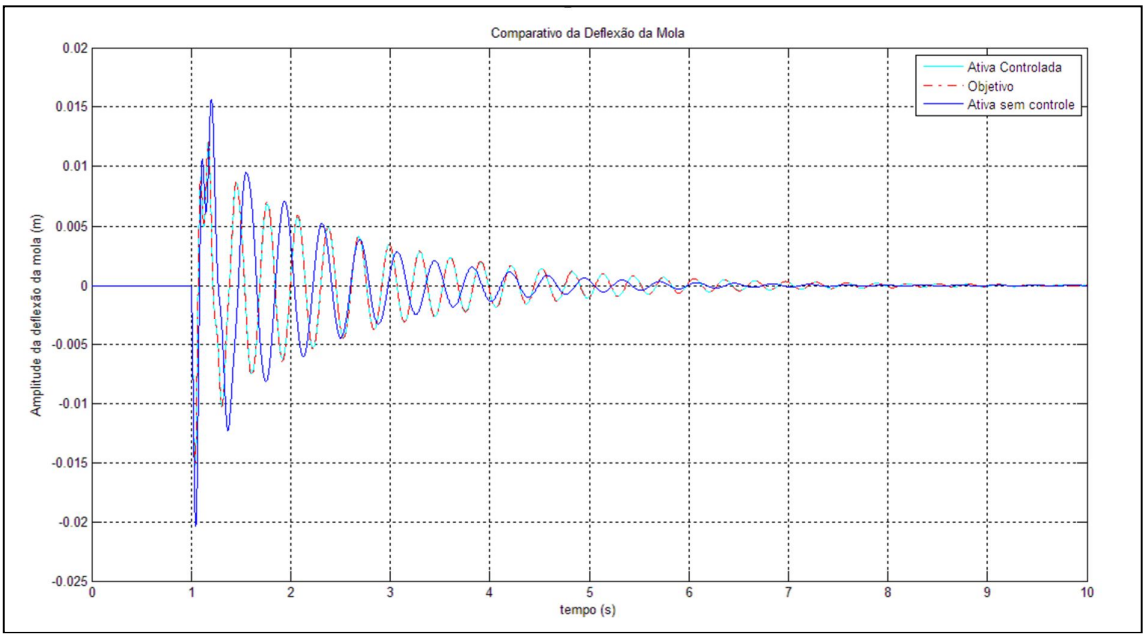


Figura 35 - Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando a Rigidez
Fonte: Autor

Observa-se com o gráfico da figura 35 que a rigidez aparente do sistema de suspensão foi alterada fazendo com que a curva de deflexão da mola da suspensão controlada ativamente coincida de forma bastante aproximada com a curva de deflexão da mola da suspensão passiva objetiva.

Como demonstrado por meio da figura 36, para se alterar a impedância do sistema de suspensão ativa foi necessário aplicar uma força cuja intensidade máxima resultou em aproximadamente 17 N, inferior ao máximo de esforço de controle que o atuador pode prover (39 N).

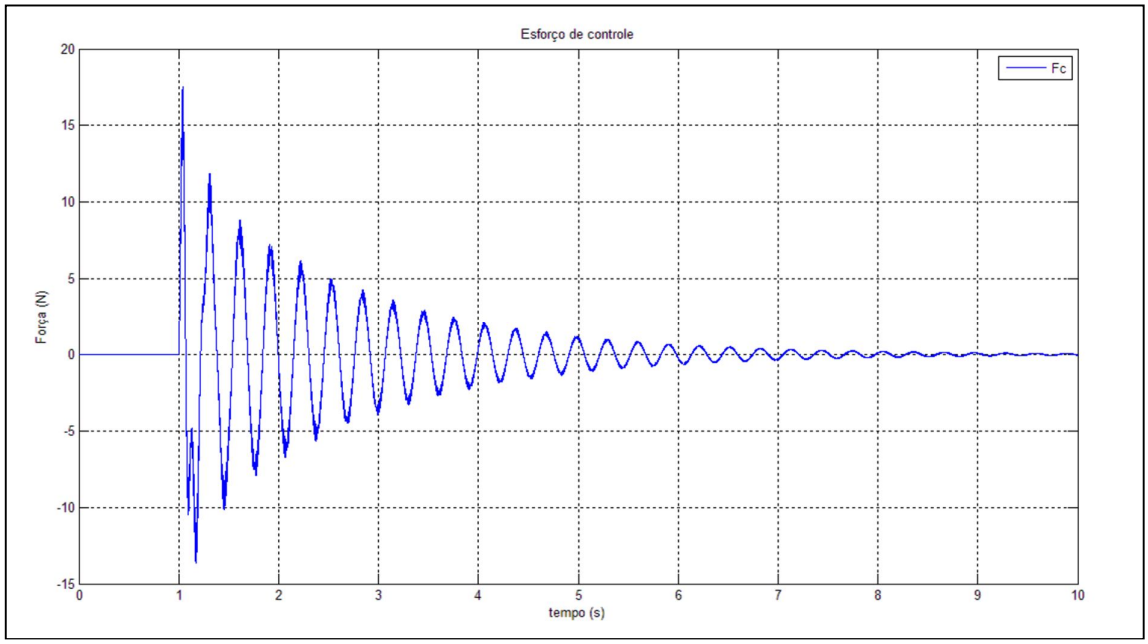


Figura 36 - Esforço de controle
Fonte: Autor

A curva da potência $P(t) = F_C(t)\left(\dot{Z}_s(t) - \dot{Z}_{us}(t)\right)$ do atuador, mostrada na figura 37,indica que para aumentar a rigidez aparente da suspensão ativa foi necessáriotanto inserir como retirar energia do sistema ao longo do tempo. A inserção de energia se caracteriza pela potência positiva de controle e a retirada de energia se caracterizada pela potência negativa de controle. Do mesmo gráfico observa-se também que, para o aumento da rigidez do sistema, foram necessários aproximadamente 7 W de potência máxima.

Para visualizar com mais clareza a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa foi elaborado o gráfico da figura 38. Este gráfico relaciona a força atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo.

Note que a curva azul representa a relação força velocidade da suspensão ativa sem a atuação do controle, ou seja, com os componentes instalados; a curva vermelha representa a relação força velocidade da suspensão considerando que estão instalados os elementos (mola e amortecedor) desejados, ou seja, possui a relação força velocidade objetivo; a curva verde representa a relação força velocidade da suspensão ativa com o controle de impedância funcionando, ou seja, relação força velocidade controlada.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) segue a relação força velocidade objetivo (vermelha) com boa aproximação.

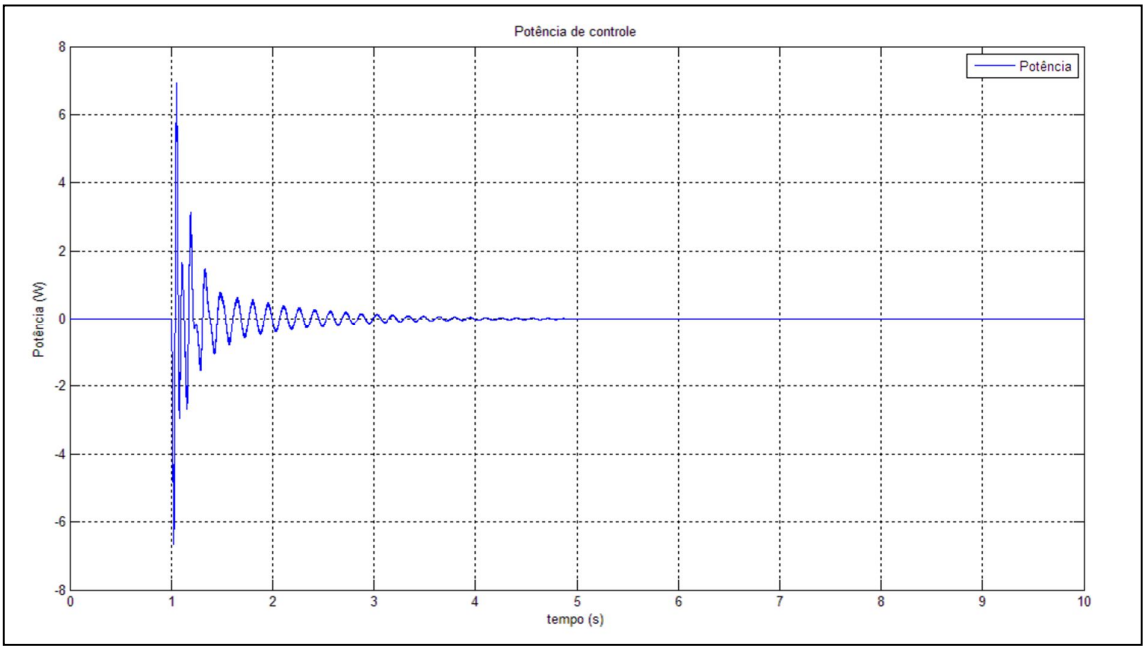


Figura 37 -Potência de Controle - Aumentando a Rigidez
Fonte: Autor

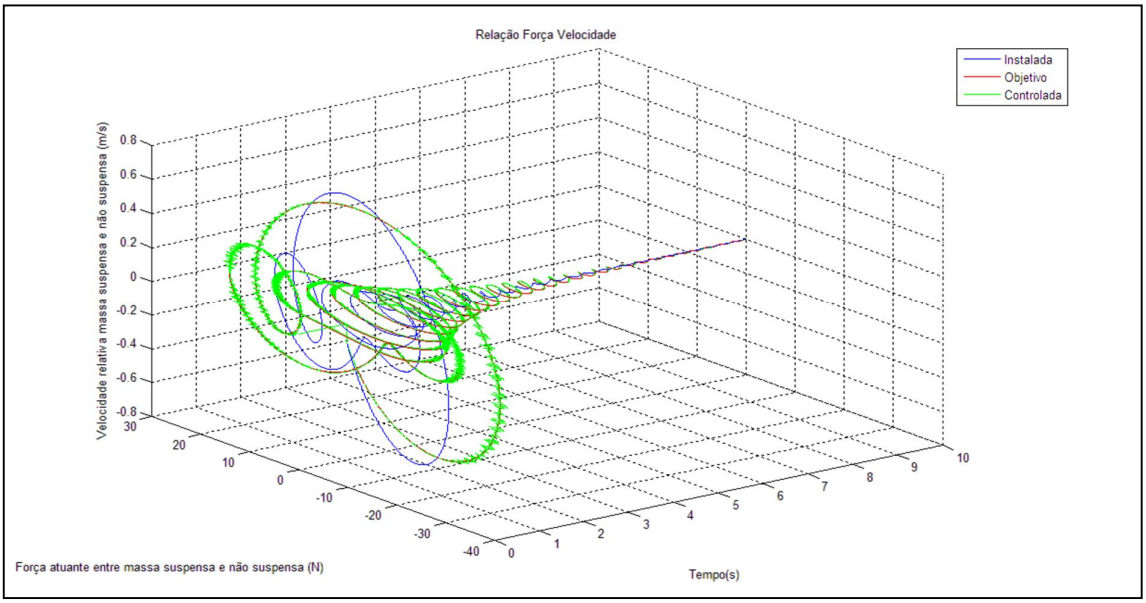


Figura 38 – Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

Para observar este fenômeno de outra maneira, está demonstrado na figura 39 o gráfico da relação força velocidade. Note que a curva da suspensão controlada (verde) segue a curva objetivo (vermelha).

Através desse gráfico é possível verificar eficiência da alteração da impedância do sistema através do controle de impedância.

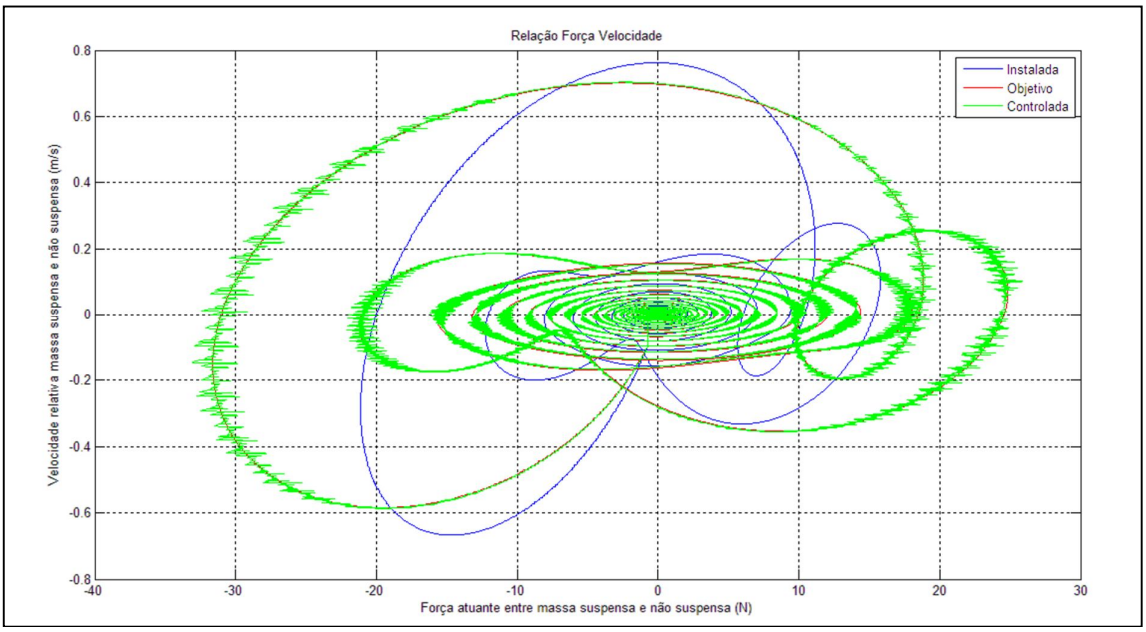


Figura 39 - Relação força velocidade
Fonte: Autor

Para a diminuição da rigidezinstalada de 2040 N/m para 980 N/m aparentes, utilizou-se a lei de impedância $I(\mathrm{s}) = (s(7{,}5) + (980))^{-1}$. Como *I*(s) é usada para o projeto do controlador, ele deve ser refeito ou o projeto original deve ser suficientemente robusto para tolerar tal variação. Como a análise de robustez não é escopo explícito deste trabalho, o projeto foi refeito para essa nova condição. O projeto segue a mesma metodologia proposta na seção 3.4 e para esta *I*(s) a situação percebida no diagrama de Bodede $|P_1 - P_2 I - I|$ e espectro$|\widetilde{x_r}(j\omega)|$ são similares ao caso anterior (vide figura 40). Nota-se que também neste caso a região de frequências que vai até aproximadamente 200 rad/s contém a maior parte de energia de $\widetilde{x_r}$. Percebe-se também que a banda passante de $|P_1 - P_2 I - I|$representada por *PP*(s) se estende até cerda de 100 rad/s. Logo, de forma análoga, para o projeto de $F(s)$ basta garantir que a função sensibilidade de malha fechada $S(s)$ seja pequena até aproximadamente 200 rad/s. Como o cenário é o mesmo, utilizaram-se as mesmas funções de penalização$W_1(s)$e $W_3(s)$do projeto H_2para se tentar impor um ganho elevado até cerca de 100 rad/s e uma atenuação a partir dessa frequência.

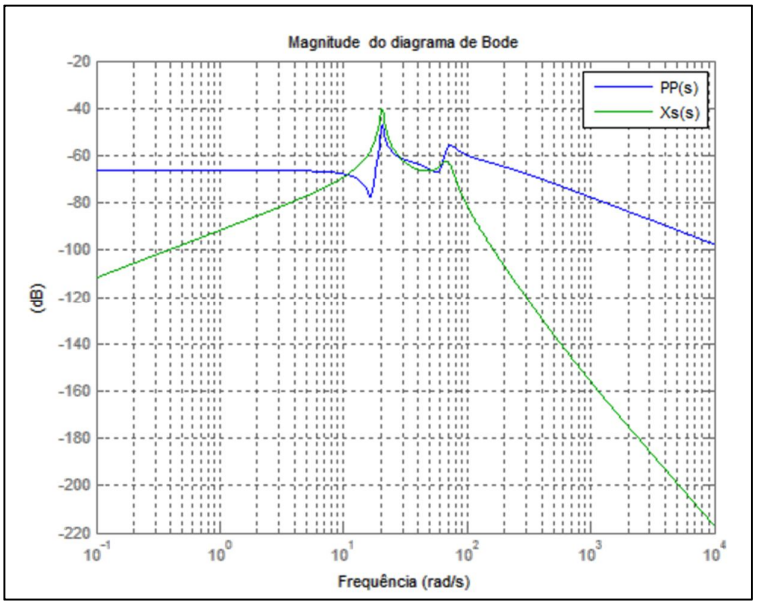


Figura 40 - Diagrama de Bode - Controlador H2 Diminuindo Rigidez
Fonte: Autor

O controlador $F(s)$ obtido tem a seguinte função de transferência:

$$F(s) = \frac{-9{,}201e4s^2 - 6{,}718e4s - 3{,}99e7}{s^2 + 1{,}678\,s + 278{,}6}. \quad (45)$$

Nota-se pelo diagrama da figura 41 que a função sensibilidade de malha fechada $S(s)$ obtida possui ganhos abaixo de –20 dB até aproximadamente 200 rad/s, garantindo um erro pequeno até perto dessa frequência.

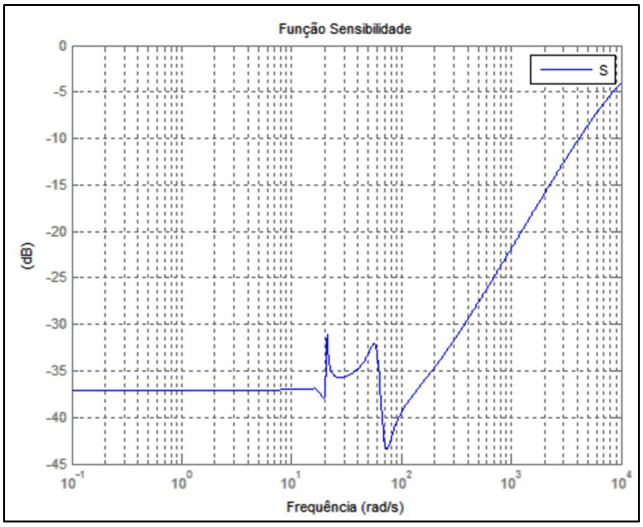


Figura 41 - Diagrama da Função Sensibilidade – Diminuindo a Rigidez
Fonte: Autor

São demonstrados por meio dos gráficos das figuras 42 e 43 os resultados das simulações de diminuição da rigidez do sistema de suspensão utilizando-se o controlador H_2multi-malha.

Do mesmo modo que quando se aumenta a rigidez do sistema de suspensão, também para a diminuição da rigidez o sistema de controle foi capaz de conferir uma resposta temporal da deflexão da mola com a suspensão ativa que é muito aproximada à curva de resposta da suspensão passiva objetivo (vide figure 42). Note-se, como era de se esperar que, por causa da diminuição da rigidez, as amplitudes de deflexão da mola são maiores que no caso de aumento de rigidez.

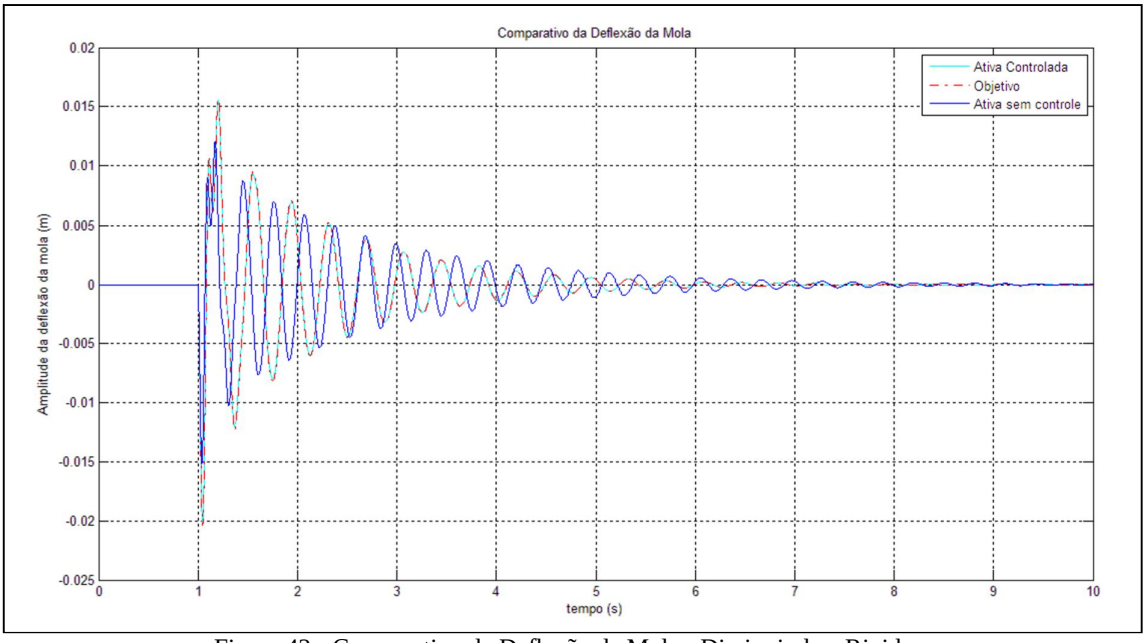


Figura 42 - Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo a Rigidez
Fonte: Autor

É possível se observar na figura 43 que a força de controle teve uma intensidade máxima de aproximadamente 24 N, em valor absoluto. Comparando-se os esforços de controle observa-se que para emular a diminuição da rigidez foinecessário um maior esforço de controle em relação ao aumento de rigidez (17 N), para uma mesma variação numérica da rigidez em valores absolutos.

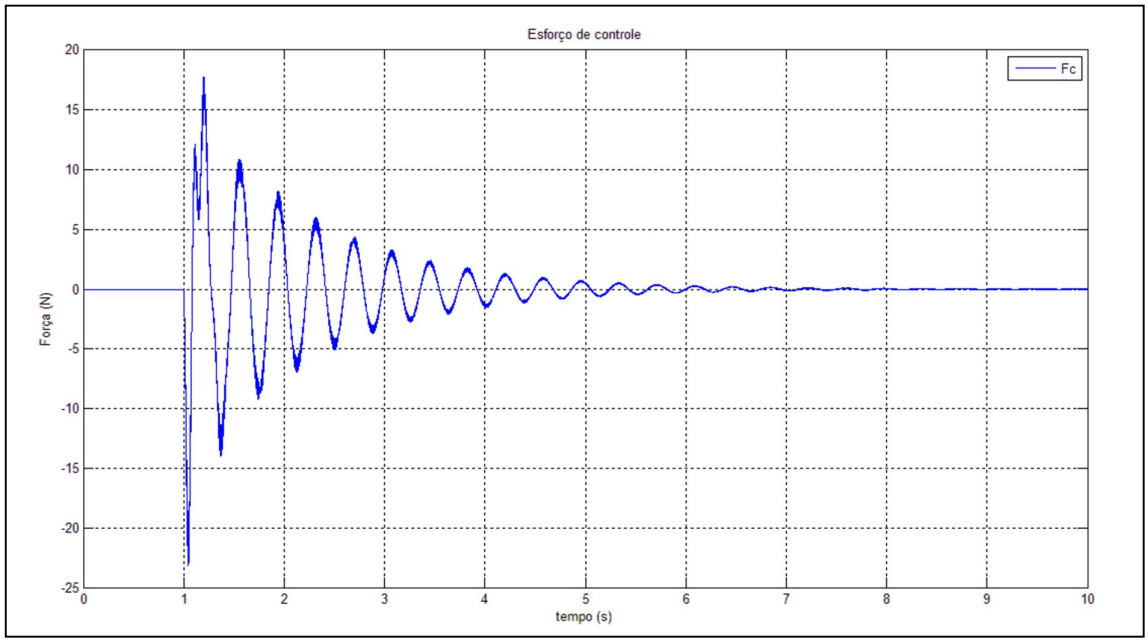


Figura 43 - Curva da Força de Controle – Diminuindo a Rigidez
Fonte: Autor

Na figura 44 está demonstrada a curva de potência necessária $P(t) = F_C(t)\left(\dot{Z}_s(t) - \dot{Z}_{us}(t)\right)$ do atuador para a emulação dessa diminuição da rigidez. Em consequência a ummaior esforço para a diminuição da rigidez houve a necessidade de uma maior potência máxima, que numericamente é deaproximadamente 10 W.

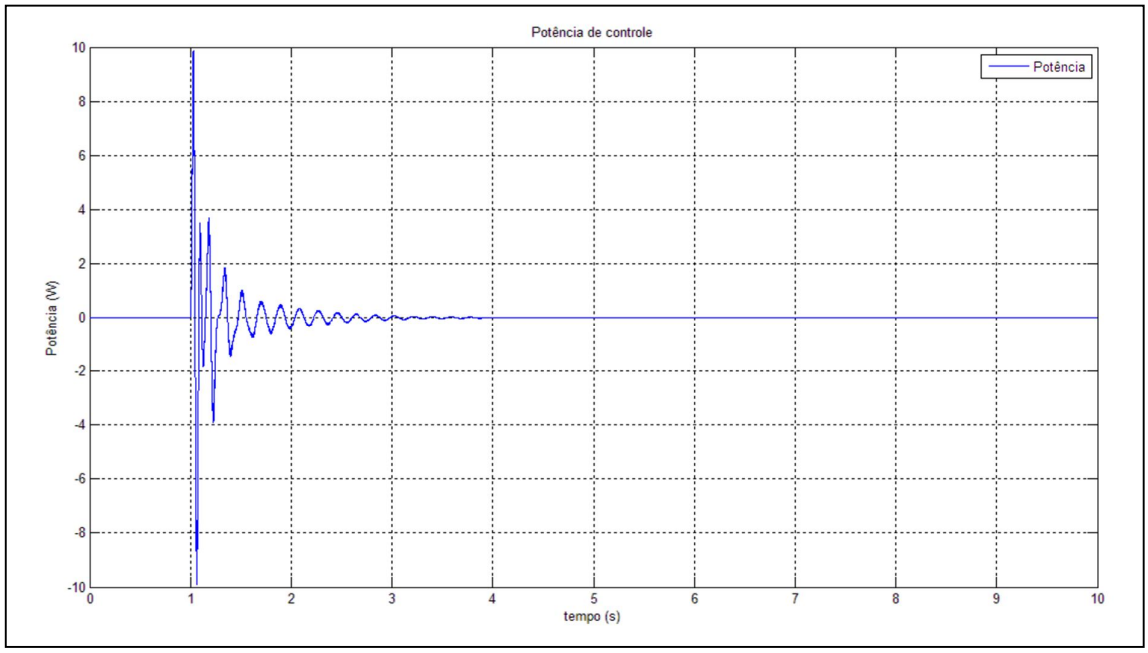


Figura 44- Potência de Controle - Aumentando a Rigidez
Fonte: Autor

O gráfico da figura 45 permite visualizar com mais clareza a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa. Este gráfico relaciona a somatória de forças atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo. Novamente, a curva azul representa a relação força velocidade da suspensão ativa sem a atuação do controle, ou seja, com os componentes instalados; a curva vermelha representa a relação força velocidade da suspensão considerando que estão instalados os elementos (mola e amortecedor) desejados, ou seja, possui a relação força velocidade objetivo; a curva verde representa a relação força velocidade da suspensão ativa com o controle de impedância funcionando, ou seja, relação força velocidade controlada.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) segue a relação forçavelocidade objetivo (vermelha) com boa aproximação.

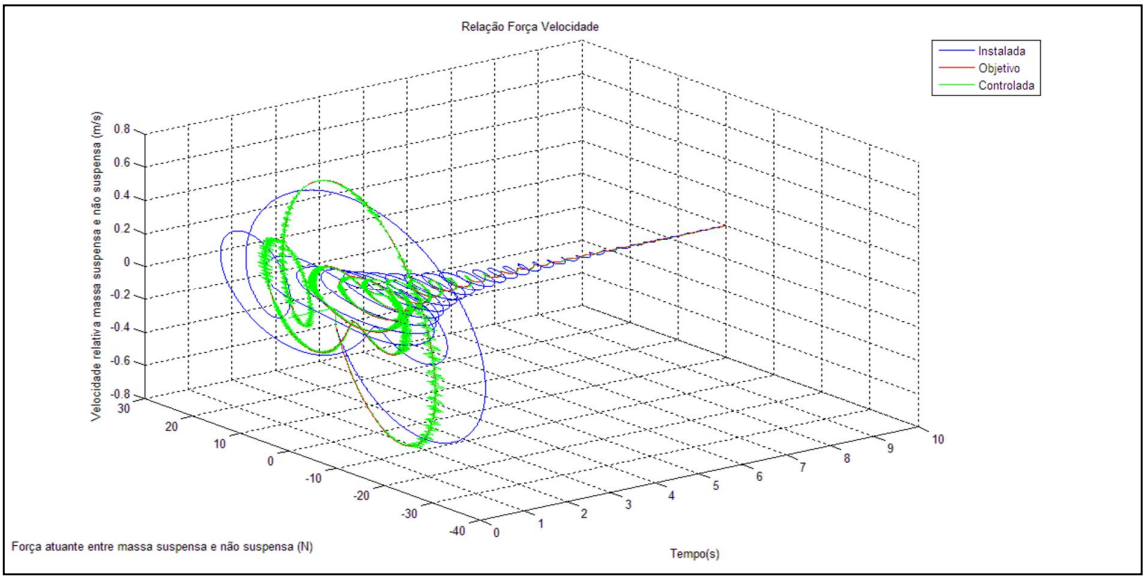


Figura 45 - Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

Para observar este fenômeno de outra maneira, está demonstrado na figura 46 o gráfico da relação força velocidade. Note que a curva da suspensão controlada (verde) segue a curva objetivo (vermelha).

Através desse gráfico é possível verificar o desempenho da alteração da impedância do sistema através do controle de impedância.

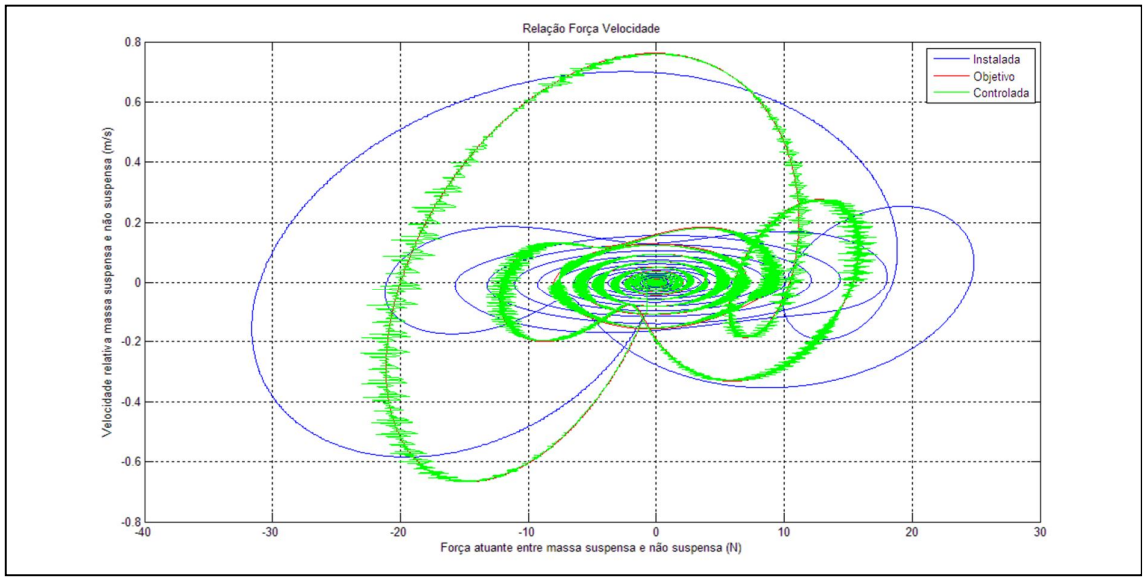


Figura 46- Relação força velocidade
Fonte: Autor

4.1.2 Alterando a rigidez via controlador por casamento direto.

Nesta seção investiga-se o desempenho docontrole de impedância por casamento direto, projetado conforme procedimento proposto e descrito na seção 3.5.

São demonstrados por meio dos gráficos das figuras 47 e 48 os resultados das simulações de aumento da rigidez instalada do sistema de suspensão de K_s = 980 N/m para uma rigidez aparente K_{eq}= 2040 N/m.

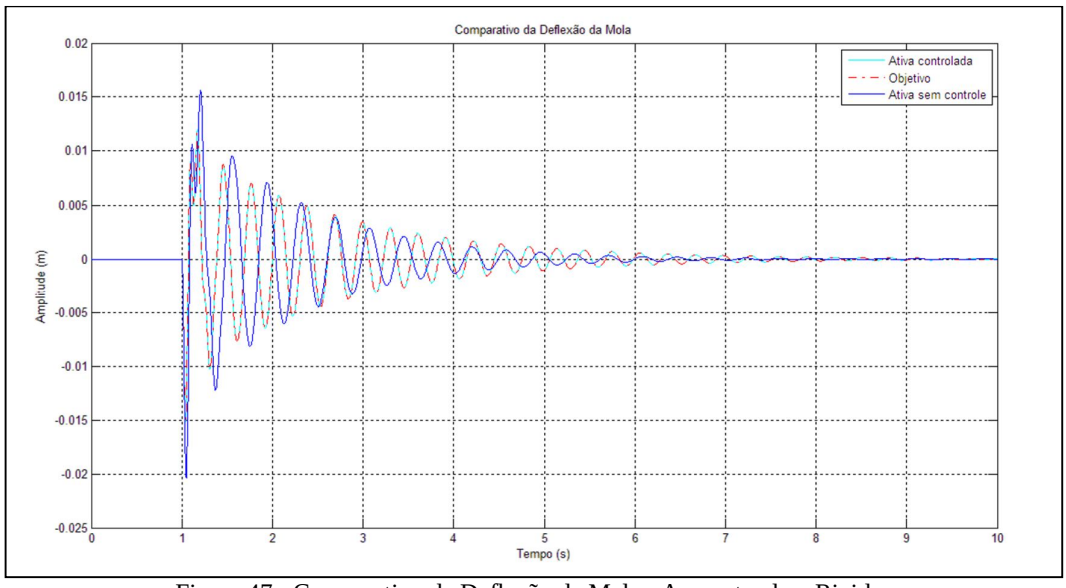


Figura 47 - Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando a Rigidez
Fonte: Autor

Observa-se pelos gráficos da figura 47que a rigidez aparente do sistema de suspensão foi alterada fazendo com que a curva de deflexão da mola da suspensão controlada ativamente coincida de forma bastante aproximada com a curva de deflexão da mola da suspensão passiva objetiva.

Como demonstrado por meio da figura 48, para se alterar a impedância do sistema de suspensão ativa foi necessário aplicar uma força cuja intensidade máxima foi de aproximadamente 17 N, valor aproximadamente igual ao que foi necessário para fazer a mesma alteração de rigidez com o controle H_2multi-malha.

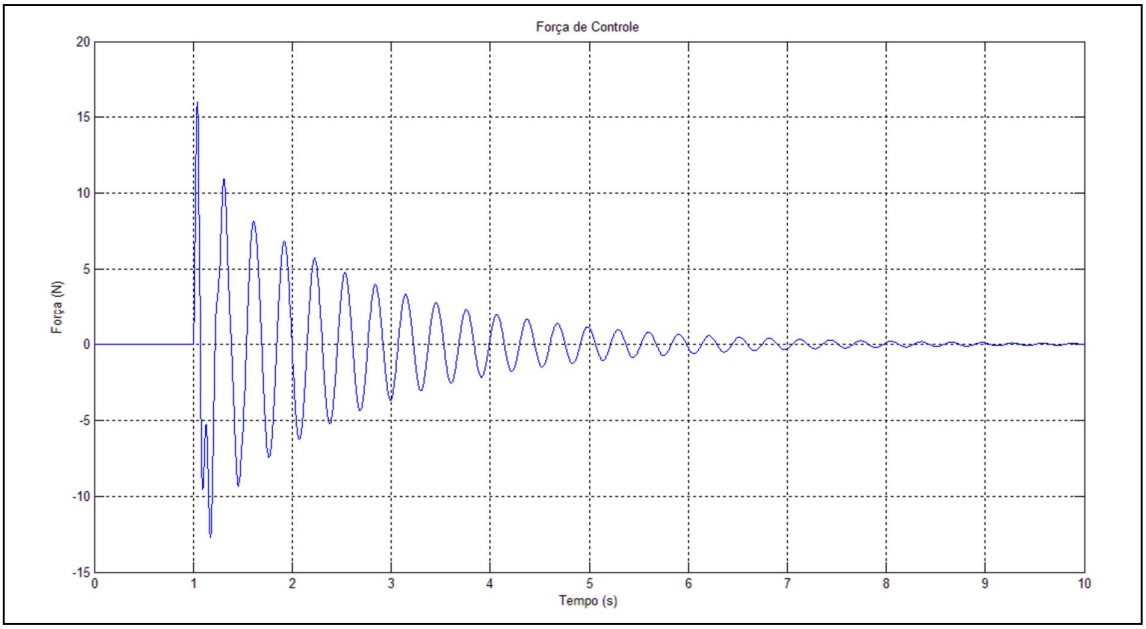


Figura 48 - Curva da Força de Controle – Aumentando a Rigidez
Fonte: Autor

A curva da potência $P(t) = F_C(t)\left(\dot{Z}_s(t) - \dot{Z}_{us}(t)\right)$ do atuador, mostrada na figura 49, indica que para aumentar a rigidez aparente da suspensão ativa foi necessário inserir e retirar energia do sistema ao longo do tempo. Do mesmo gráfico observa-se também que, para o aumento da rigidez do sistema, foram necessários aproximadamente 7 W de potência máxima, valor aproximadamente igual ao encontrado com a aplicação do controle H_2multi-malha.

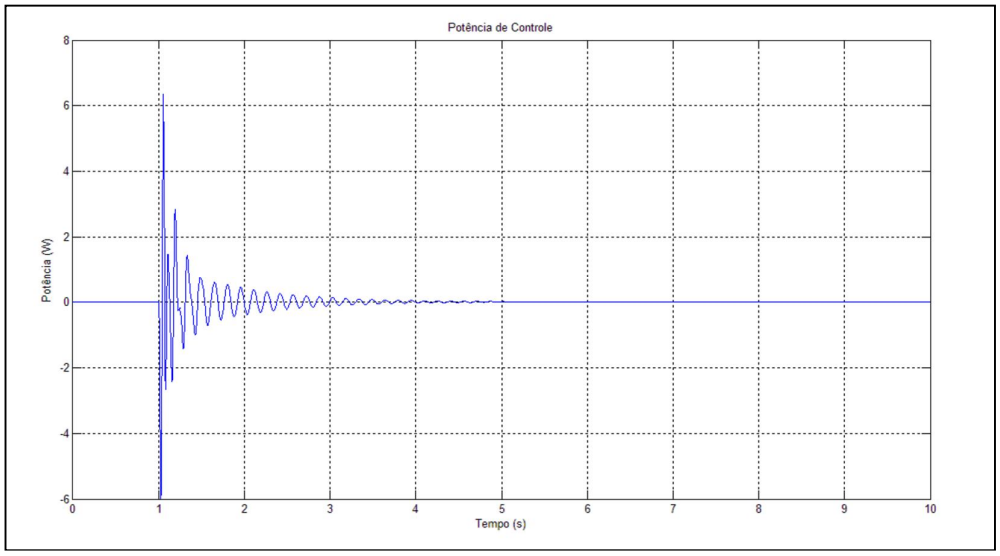


Figura 49 - Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo a Rigidez
Fonte: Autor

O gráfico da figura 50gráfico relaciona a somatória de forças atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo. Com este é visível a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) segue a relação força velocidade objetivo (vermelha)coincidindo as curvas de forma bastante aproximada.

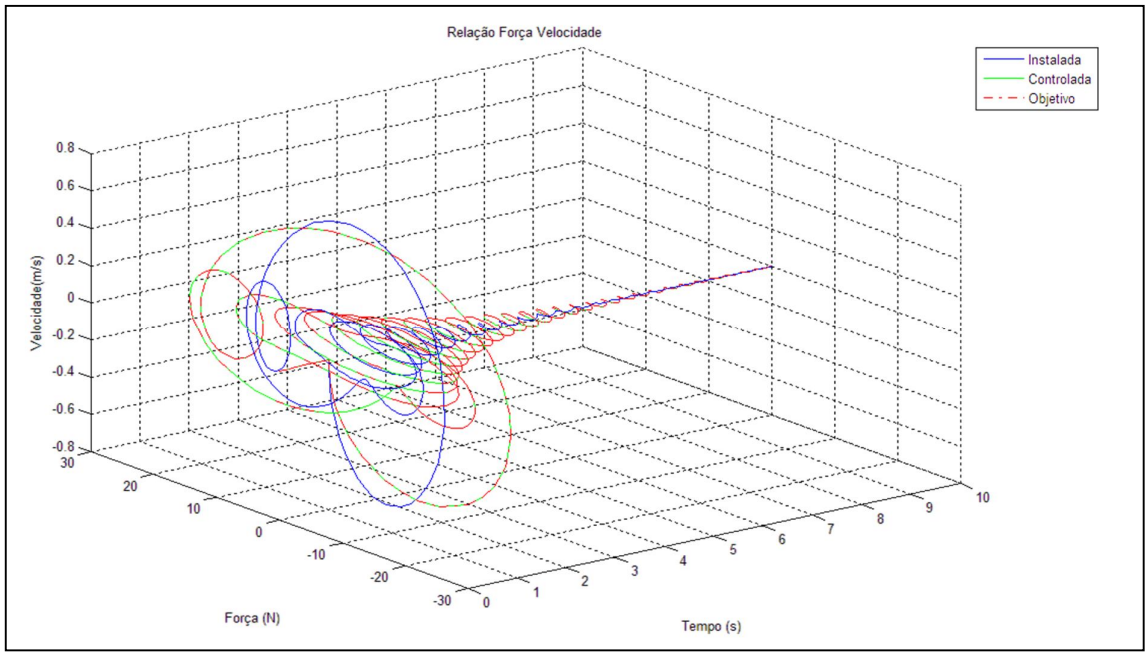


Figura 50 - Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

Para observar este fenômeno de outra maneira, está demonstrado na figura 51 o gráfico da relação força velocidade. Note que a curva da suspensão controlada (verde) segue a curva objetivo (vermelha) de forma bem aproximada. Através desse gráfico é possível verificar que houve a alteração da impedância do sistema através do controle de impedância.

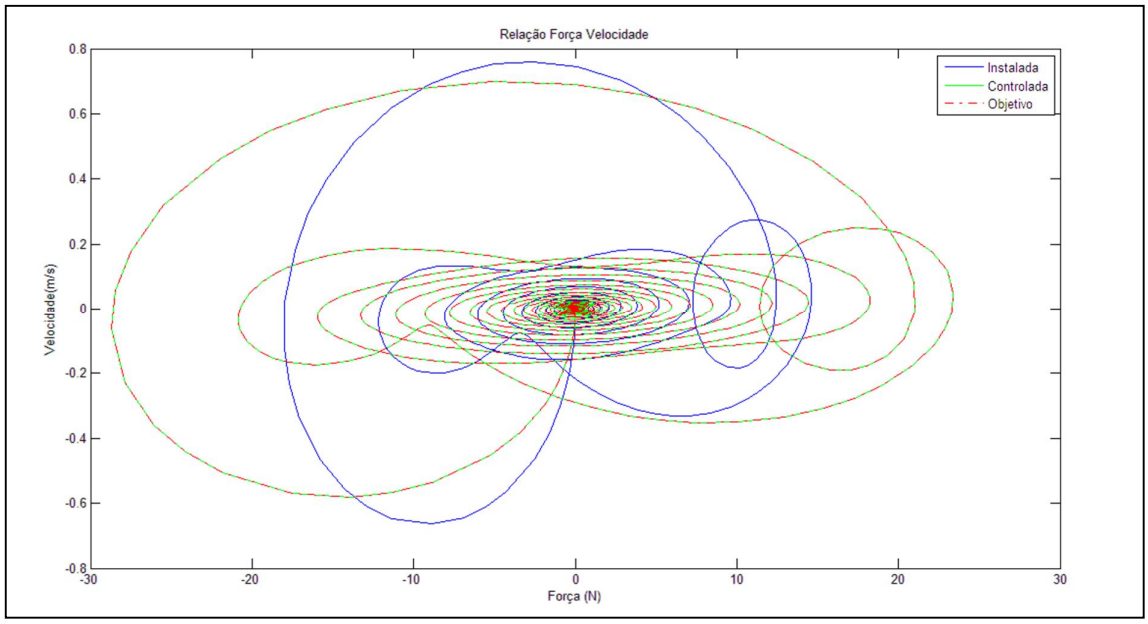


Figura 51 - Relação força velocidade
Fonte: Autor

São demonstrados com os gráficos das figuras 52 e 53 os resultados das simulações de diminuição da rigidez do sistema de suspensão.O objetivo é alterar a rigidez instalada do sistema de suspensão de K_{s2} = 2040 N/m para uma rigidez aparente K_{s1} = 980 N/m.

Do mesmo modo que quando se aumenta a rigidez do sistema de suspensão, também para a diminuição da rigidez o sistema de controle foi capaz de conferir uma resposta temporal da deflexão da mola com a suspensão ativa que é bastante aproximada à curva de resposta da suspensão passiva objetivo (vide figure 52). Note-se, como era de se esperar que, por causa da diminuição da rigidez, as amplitudes de deflexão da mola são maiores que no caso de aumento de rigidez.

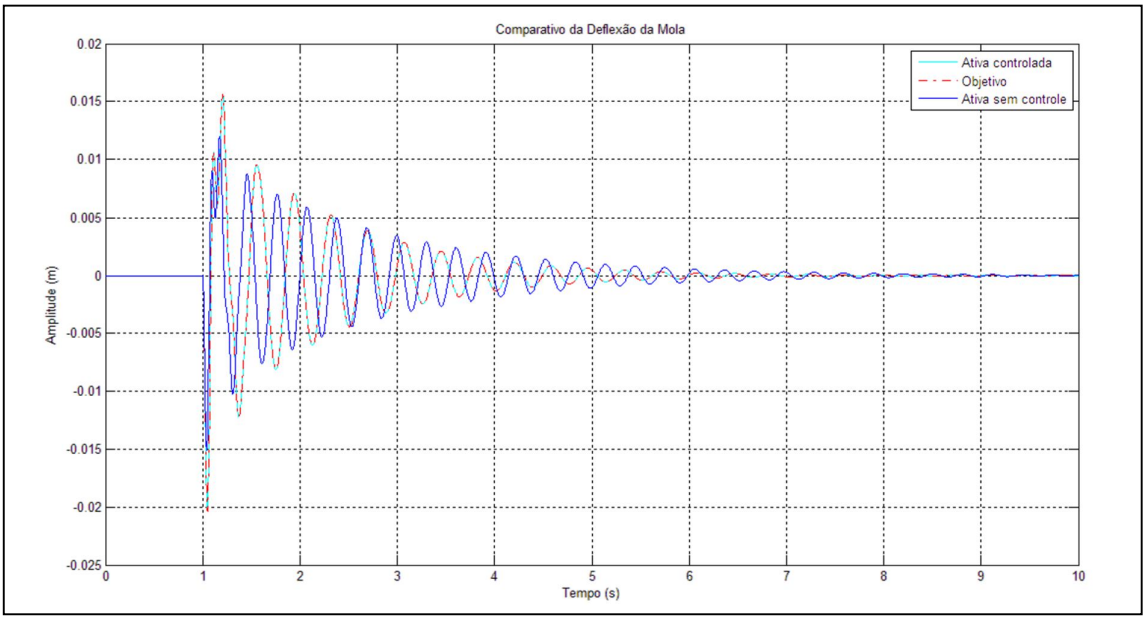


Figura 52 – Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo a Rigidez
Fonte: Autor

É possível se observar na figura 53, que a força de controle teve uma intensidade máxima de aproximadamente 25 N, em valor absoluto. Comparando-se os esforços de controle observa-se que para emular a diminuição da rigidez foinecessário um maior esforço (25 N) em relação ao aumento de rigidez (17 N), para uma mesma variação numérica da rigidez em valores absolutos.

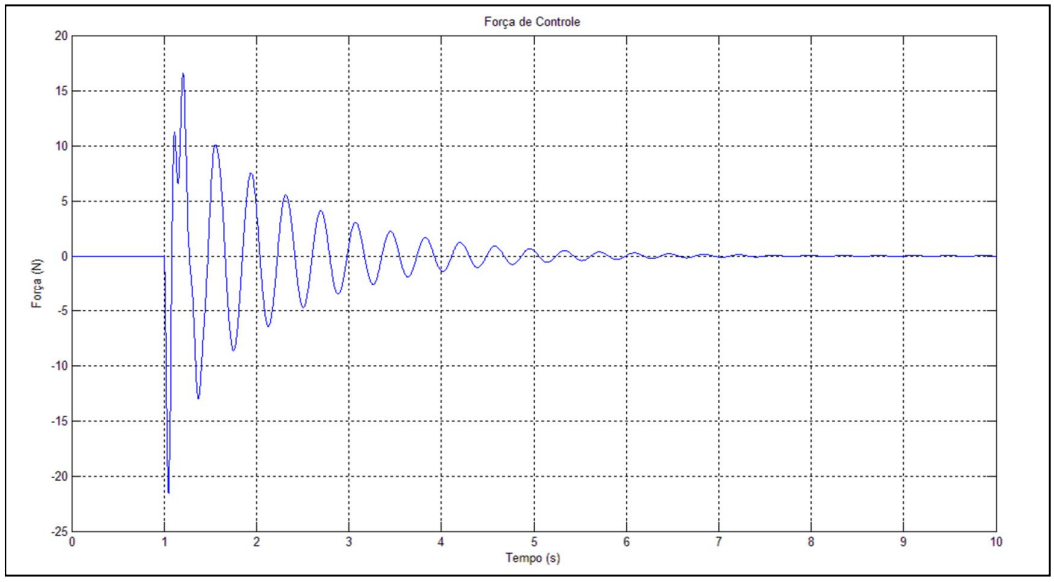


Figura 53 - Curva da Força de Controle – Diminuindo a Rigidez
Fonte: Autor

Na figura 54 mostra-se a curva de potência necessária do atuador para a emulação da diminuição da rigidez. Em consequência a um maior esforço para a diminuição da rigidez houve a necessidade de uma maior potência máxima, que numericamente é aproximadamente 11 W, valor próximo ao obtido com o controlador H2 multi-malha.

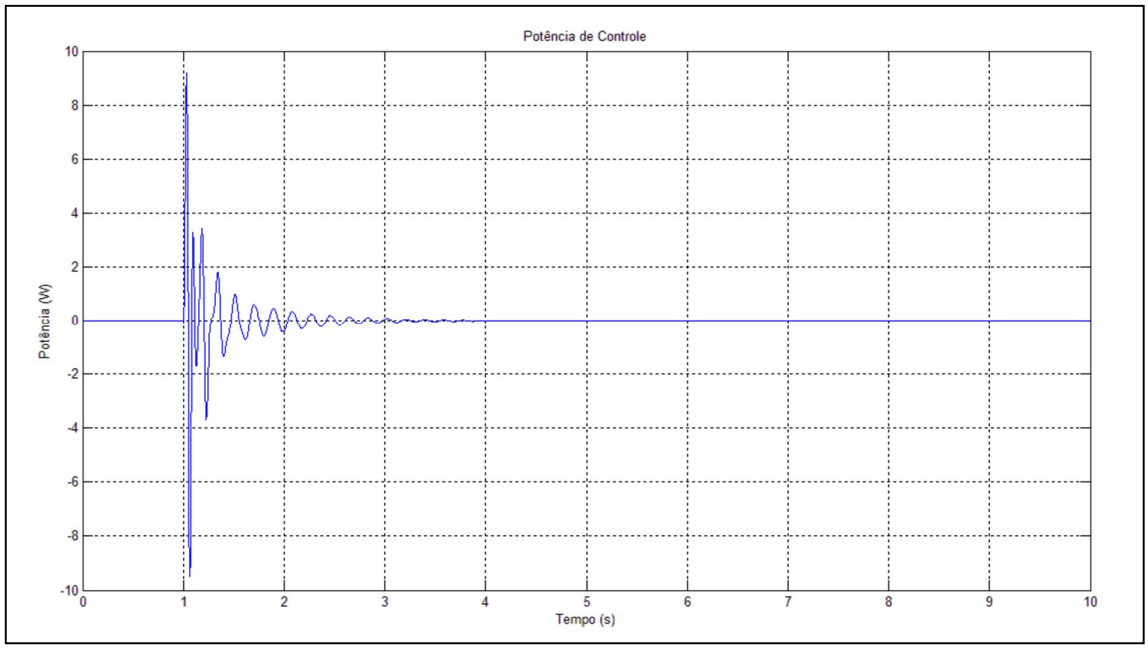


Figura 54 - Potência de Controle – Diminuindo a Rigidez
Fonte: Autor

O gráfico da figura 55 gráfico relaciona a somatória de forças atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo. Na figura 56 está representado o gráfico da relação força e velocidade. Com estes gráficos é possível verificar a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) segue a relação força velocidade objetivo (vermelha).

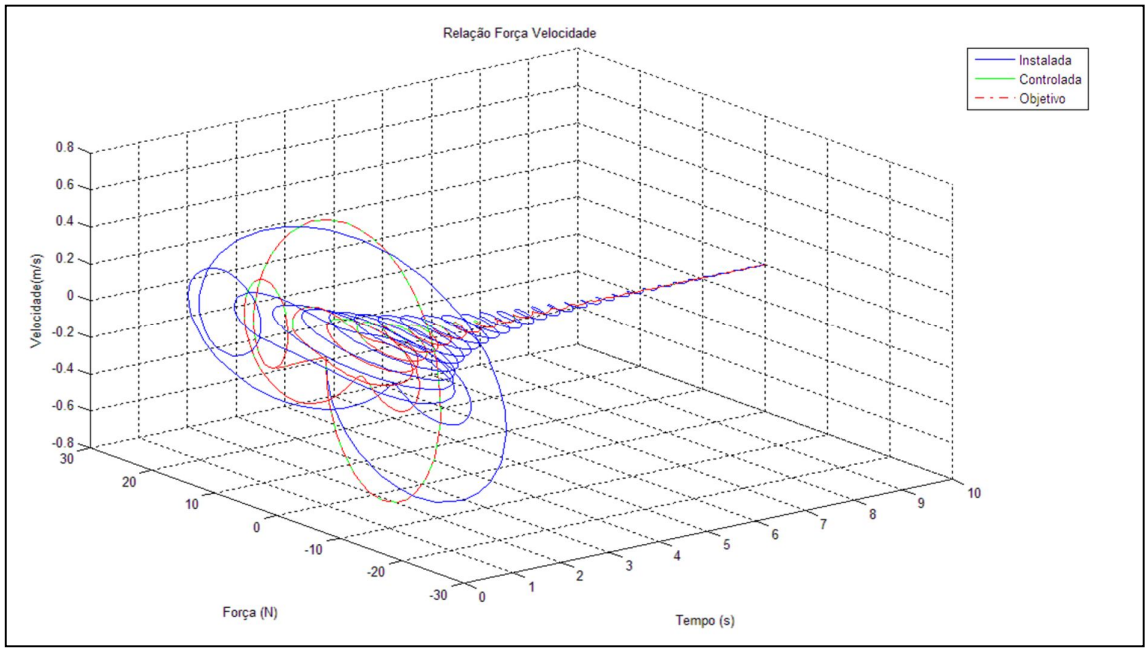


Figura 55 - Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

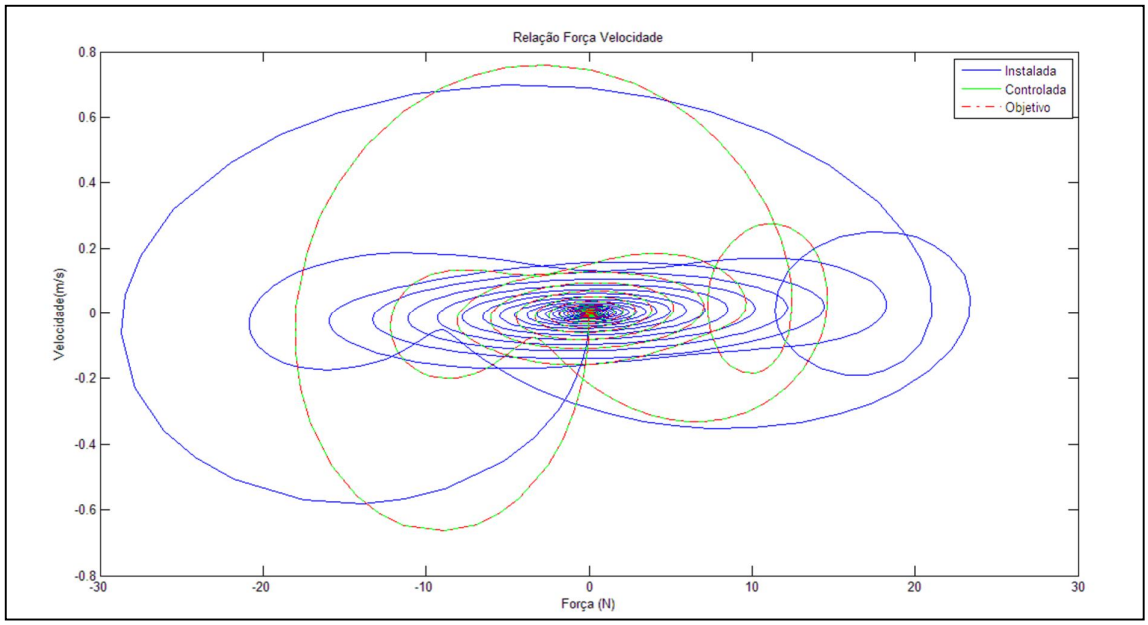


Figura 56- Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

4.2 Alterando o amortecimento aparente.

Nas simulaçõesdesta seção o coeficiente de amortecimento aparente da suspensão é alterado de duas formas. Inicialmente o coeficiente de amortecimento instalado da suspensão

ativa é aumentado de $B_s = 7{,}5$ Ns/m para um coeficiente de amortecimento aparente equivalenteB_{eq}= 11,25 Ns/m,via controle de impedância. Em seguida é realizada uma diminuição do coeficiente de amortecimento instalado da mesma magnitude feita para o aumento, fazendo com que o coeficiente amortecimento instaladoB_s= 11,25 Ns/m seja alteradoparaumcoeficiente amortecimento aparente equivalente B_{eq}= 7,5 Ns/m.Vale dizer que este segundo caso não pode ser reproduzido experimentalmente, pois o amortecimento instalado é fixo. Nas duas situações manteve-se a rigidez de 980 N/m que corresponde ao valor associado de um dos conjuntos reais de molas da suspensão ativa Quanser®.

4.2.1 Alterando o amortecimento via controlador por casamento indireto

A lei de impedância para o aumento do coeficiente de amortecimento do sistema é dada por $I(\mathrm{s}) = (s(11{,}25) + (980))^{-1}$. Note-se que a rigidez não é alterada.

Como *I*(s) é usada para o projeto do controlador, ele deve ser refeito ou o projeto original deve ser suficientemente robusto para tolerar tal variação. Como a análise de robustez não é escopo explícito deste trabalho, o projeto foi refeito para essa nova condição. O projeto segue a mesma metodologia proposta na seção 3.4 e para esta *I*(s) a situação percebida no diagrama de Bodede $|P_1 - P_2 I - I|$ e espectro $|\widetilde{x_r}(j\omega)|$ são similares ao caso anterior(vide figura 57).Nota-se que, também neste caso, a região de frequências que vai até aproximadamente 200 rad/s contém a maior parte de energia de $\widetilde{x_r}$. Percebe-se novamente que a banda passante de $|P_1 - P_2 I - I|$representada por *PP*(s) se estende até cerda de 100 rad/s. Logo, de forma análoga, para o projeto de $F(s)$ basta garantir que a função sensibilidade de malha fechada $S(s)$ seja pequena até aproximadamente 200 rad/s. Como o cenário é o mesmo, utilizaram-se as mesmas funções de penalização$W_1(s)$e $W_3(s)$ do projeto H_2 para se tentar impor um ganho elevado até cerca de 100 rad/s e uma atenuação a partir dessa frequência.

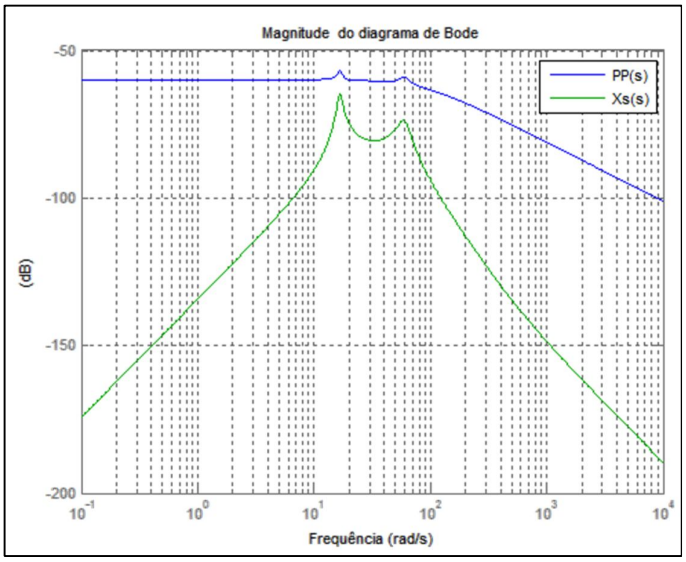


Figura 57 - Diagrama de Bode - Controlador H2 aumentando o Amortecimento
Fonte: Autor

O controlador $F(s)$ obtido tem a seguinte função de transferência:

$$F(s) = \frac{-1{,}357e4s^2 - 6{,}369e8\,s - 7{,}719e11}{s^2 + 7420\,s + 1{,}122e7} \qquad (46)$$

Nota-se pelo diagrama da figura 58 que a função sensibilidade de malha fechada $S(s)$ obtida possui ganhos abaixo de –20 dB até aproximadamente 200 rad/s, garantindo um erro pequeno até perto dessa frequência.

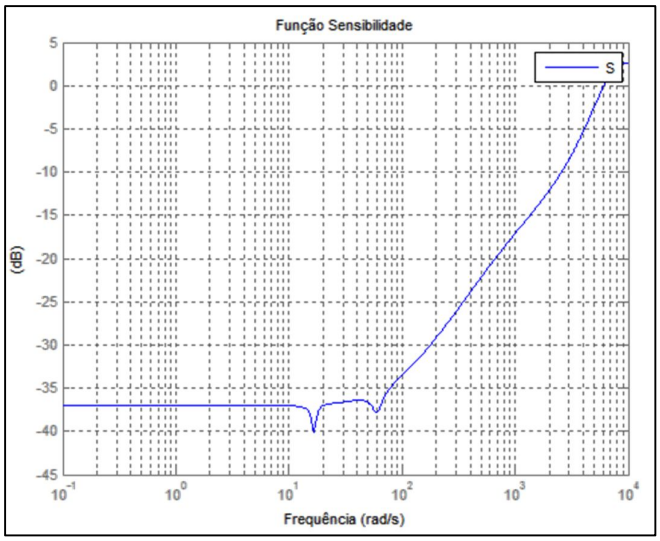


Figura 58 - Diagrama da Função Sensibilidade – Aumentando o Amortecimento
Fonte: Autor

São demonstrados por meio dos gráficos das figuras 59 e 60os resultados das simulações de diminuição do amortecimento do sistema de suspensão com o emprego do controlador H_2multi-malha.

Novamente o sistema de controle foi capaz de fazer a curva de resposta da deflexão da mola da suspensão ativa coincidir de forma bastante aproximada com a com a curva de resposta da suspensão passiva objetivo (vide figura59).

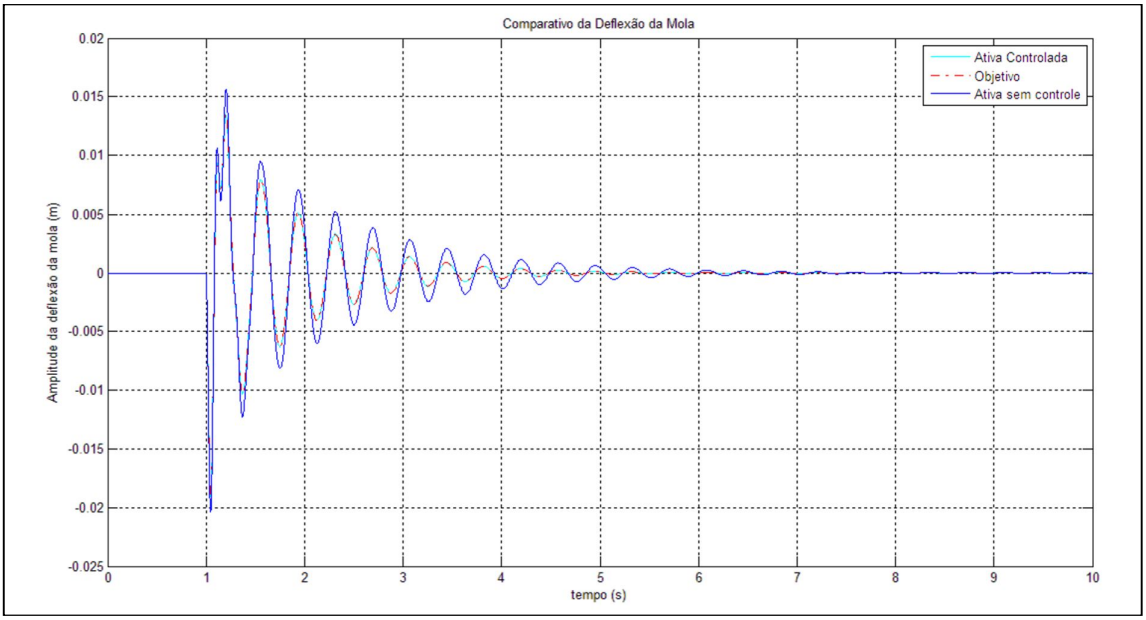


Figura 59 - Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando o Amortecimento
Fonte: Autor

Como demonstrado por meio do gráfico da figura 60, para se alterar a impedância do sistema de suspensão ativa foi necessário aplicar uma força com uma intensidade máxima de aproximadamente 2,5 N.

A curva da potência do atuador mostrada na figura 61 indica que para aumentar o amortecimento aparente da suspensão ativa é necessário sempre retirar energia no sistema. A retirada de energia é caracterizada pela potência negativa de controle, sendo que seu valor máximo atingiu aproximadamente 1,7 W, em valor absoluto.

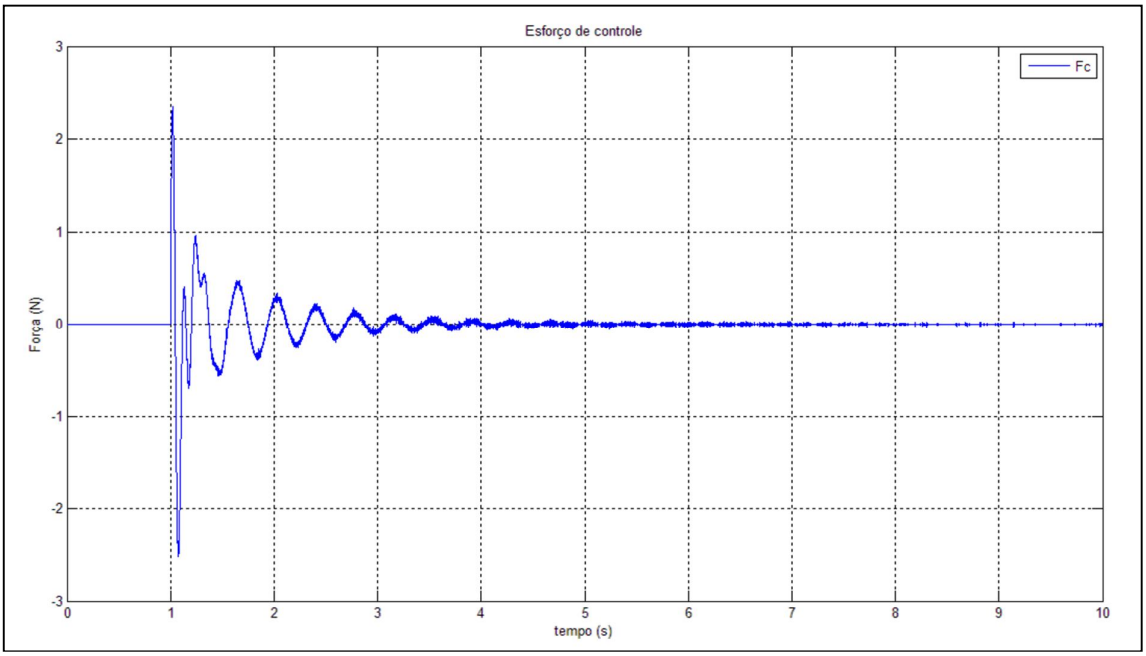


Figura 60 - Curva da Força de Controle – Aumentando o Amortecimento
Fonte: Autor

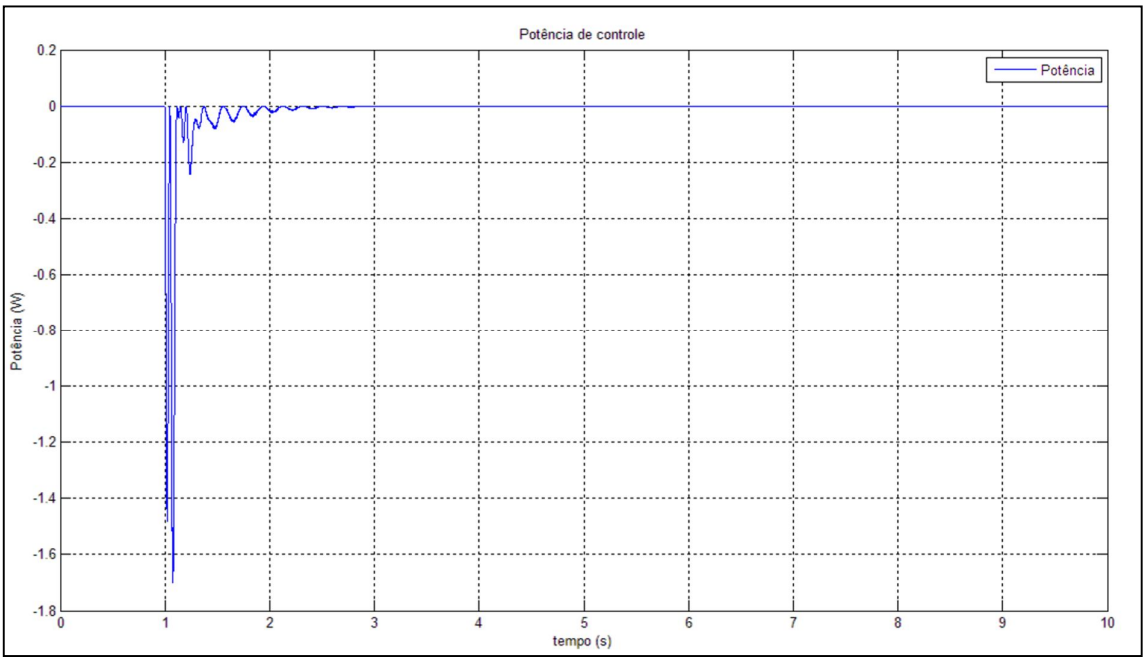


Figura 61- Potência de Controle - Aumentando o Amortecimento
Fonte: Autor

O gráfico da figura 62 relaciona a somatória de forças atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo. Na figura

63está representado o gráfico da relação força e velocidade. Com estes gráficos é possível verificar a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) segue a relação força velocidade objetivo (vermelha), caracterizando a alteração da impedância.

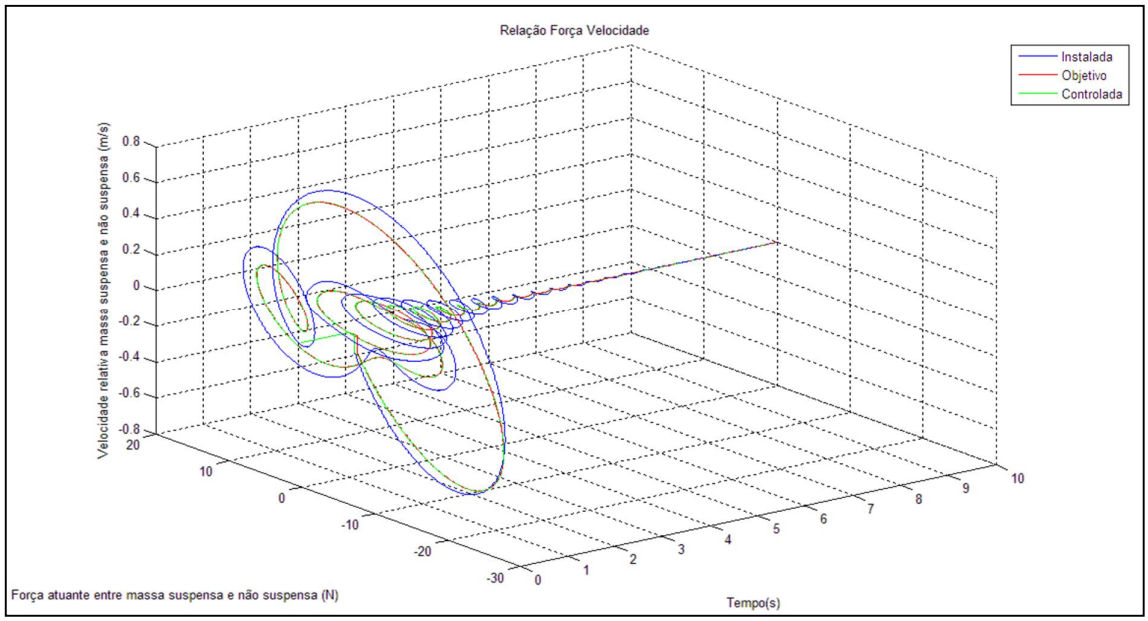


Figura 62 - Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

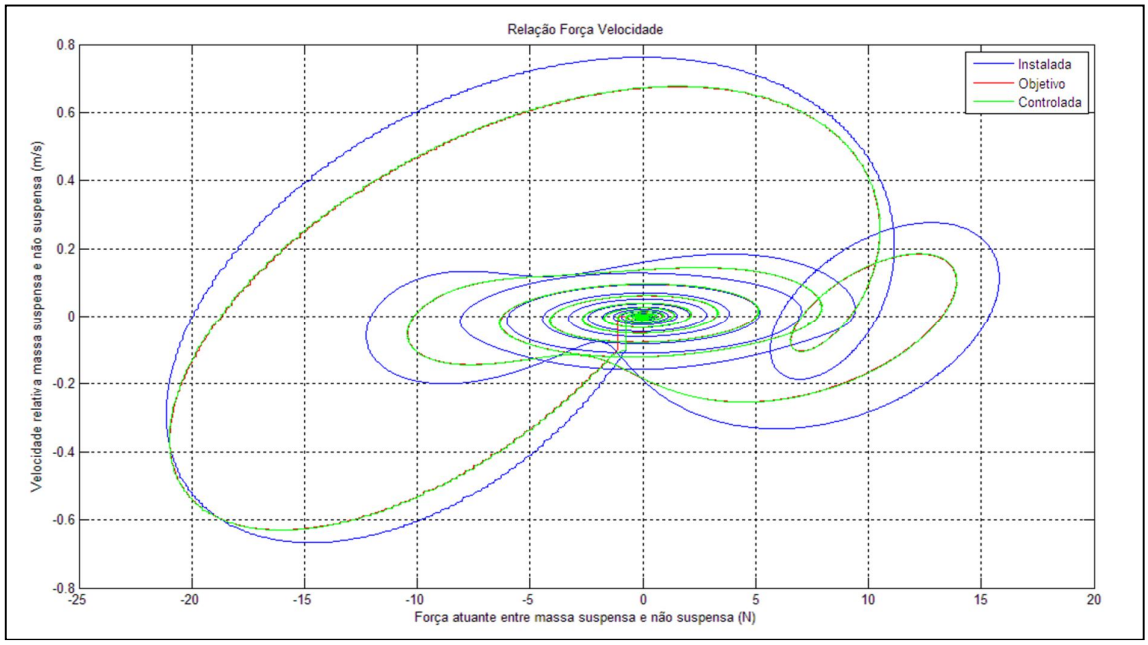


Figura 63 - Relação força velocidade
Fonte: Autor

Para a diminuição do coeficiente de amortecimento de 11,25 Ns/m para 7,5 Ns/m, a lei de impedância $I(s) = (s(7{,}5) + (980))^{-1}$ foi utilizada.

Pelos mesmos argumentos usados no caso de aumento do amortecimento, as faixas de frequências relevantes ao projeto H_2 são similares (vide figura 64) e, portanto, utilizaram-se funções de penalização $W_1(s)$ e$W_3(s)$ idênticas.

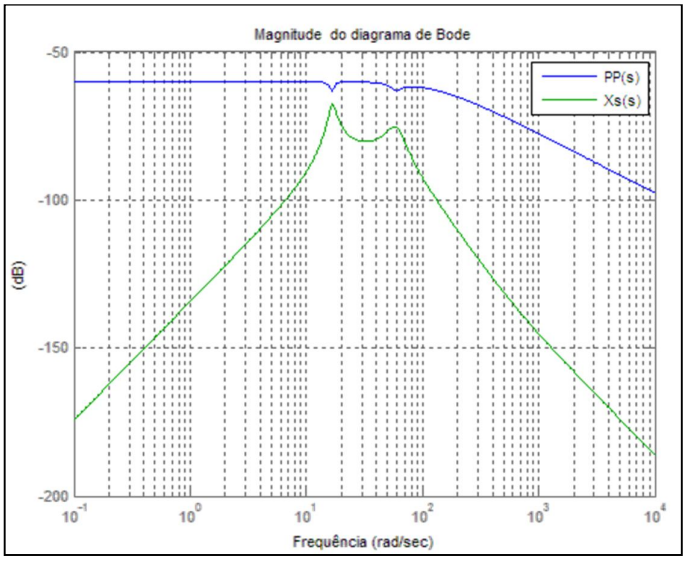


Figura 64 - Diagrama de Bode - Controlador H2 diminuindo o Amortecimento
Fonte: Autor

O controlador $F(s)$ obtido tem a seguinte função de transferência:

$$F(s) = \frac{-1{,}715e4\, s^2 - 2{,}59e9\, s - 7{,}277e12}{s^2 + 8.82e004\, s + 1{,}058e8} \qquad (47)$$

Nota-se pelo diagrama de Bode da figura 65 que a função sensibilidade de malha fechada $S(s)$ obtida possui ganhos abaixo de –20 dB até aproximadamente 200 rad/s, garantindo um erro pequeno até perto dessa frequência.

Novamente o sistema de controle foi capaz de fazer a curva de resposta da deflexão da mola da suspensão ativa coincidir de forma bastante aproximada com a curva de resposta da suspensão passiva objetivo (vide figure 66).

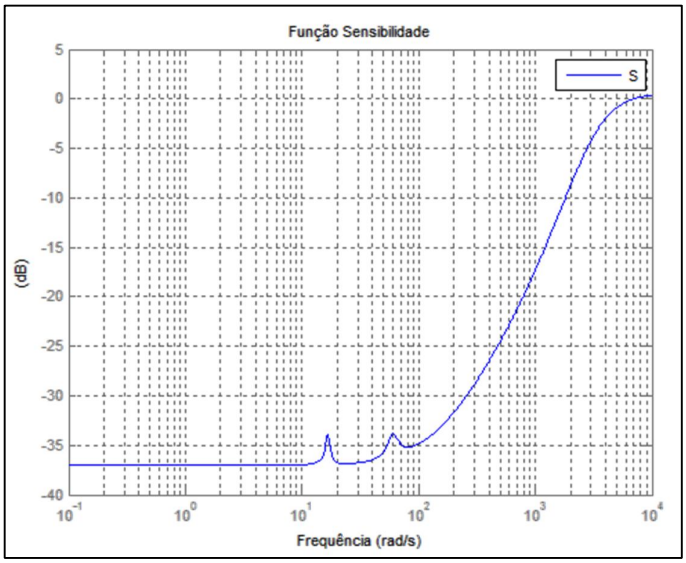


Figura 65- Diagrama da Função Sensibilidade – Diminuindo o Amortecimento
Fonte: Autor

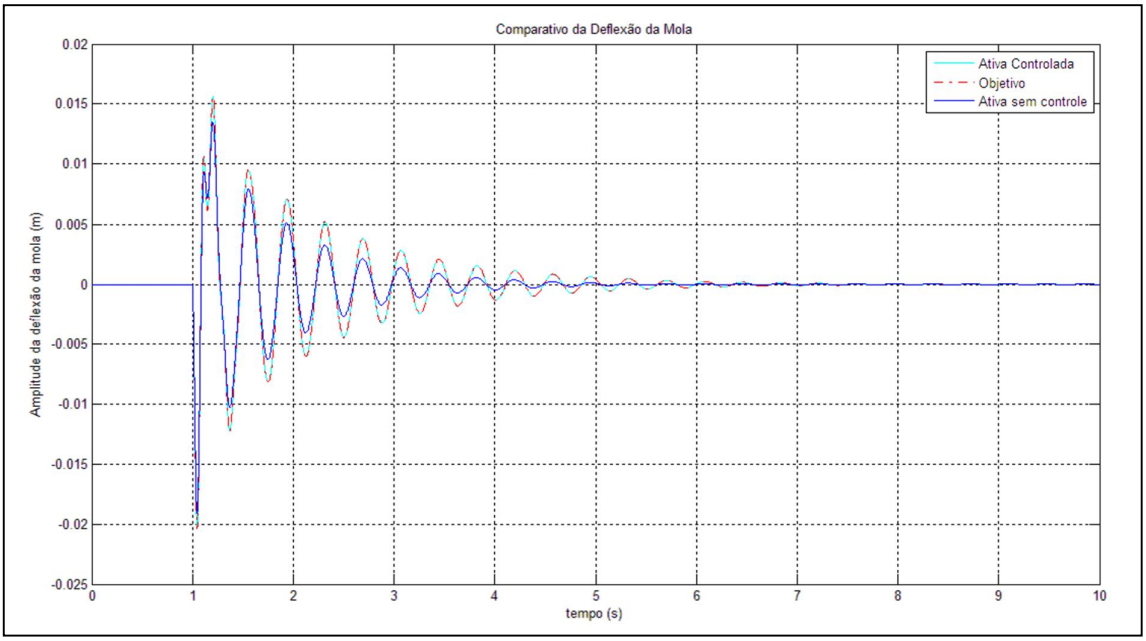


Figura 66 - Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo o Amortecimento
Fonte: Autor

Como demonstrado com o gráfico da figura 67, para se alterar a impedância do sistema de suspensão ativa foi necessário aplicar uma força cuja intensidade máxima foi de aproximadamente 3 N.

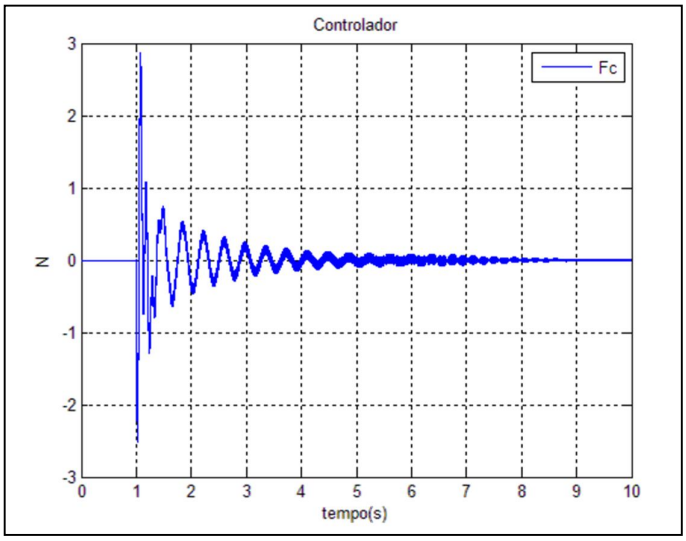


Figura 67 - Curva da Força de Controle – Diminuindo o Amortecimento
Fonte: Autor

A curva da potência do atuador mostrada na figura 68 indica que para diminuiro amortecimento aparente da suspensão ativa é necessário sempre inserir energia no sistema. A inserção de energia é caracterizada pela potência positiva de controle, sendo que seu valor máximo atingiu aproximadamente 2,2 W.

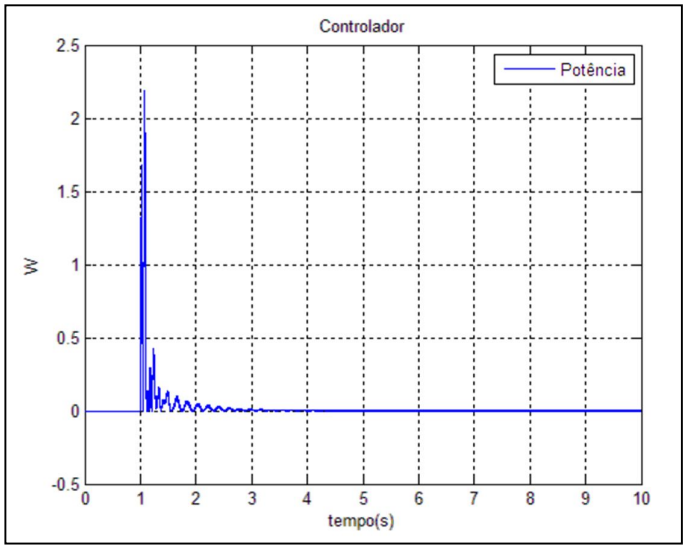


Figura 68 - Potência de Controle - Diminuindo o Amortecimento
Fonte: Autor

O gráfico da figura 69 relaciona a somatória de forças atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo. Na figura

69está representado o gráfico da relação força e velocidade. Com estes gráficos é possível verificar a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) segue a relação força velocidade objetivo (vermelha), caracterizando a alteração da impedância.

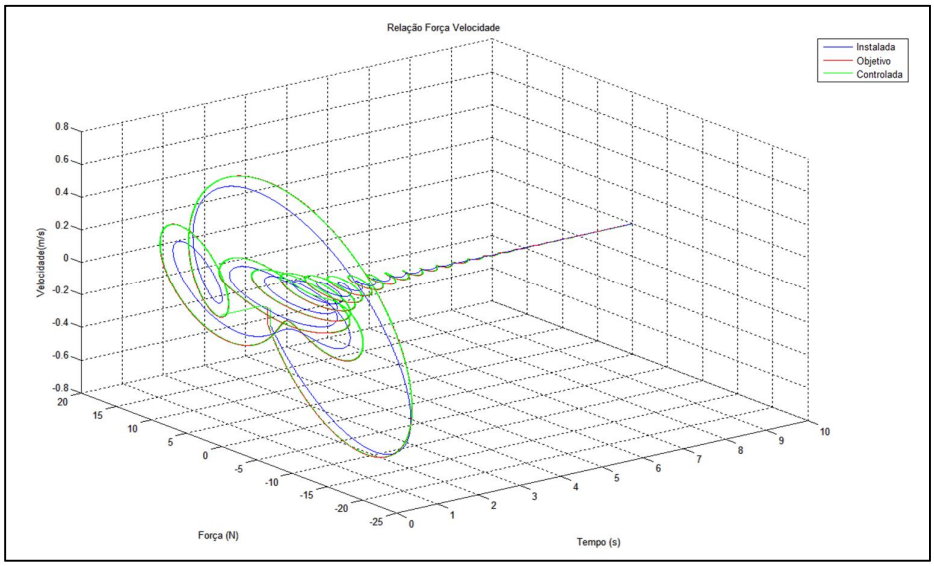


Figura 69 - Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

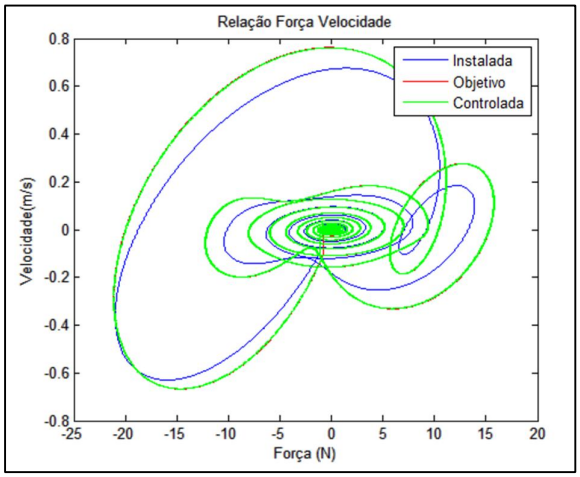


Figura 70 - Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

4.2.2 Alterando o amortecimento via controlador por casamento direto

São demonstrados por meio dos gráficos das figuras 71 e 72 os resultados das simulações de aumento do amortecimento do sistema de suspensão.

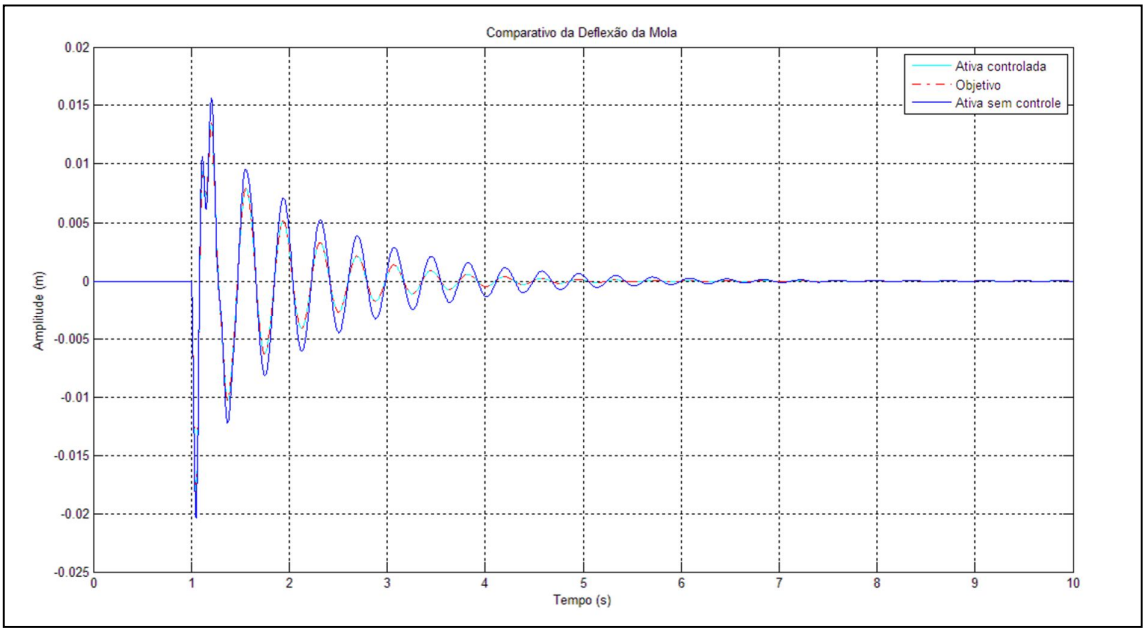


Figura 71 - Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando Amortecimento
Fonte: Autor

Observa-se que o amortecimento aparente do sistema de suspensão foi alterado e o sistema de controle foi capaz de conferir uma resposta temporal da deflexão da mola com a suspensão ativa que é bastante aproximada à curva de resposta da suspensão passiva objetivo.

No gráfico da figura 67 nota-se que para alterar o amortecimento foram necessários, no máximo, cerca de 2,5 N.

Na figura 73 mostra-se a curva de potência necessária do atuador para a emulação do aumento do amortecimento. Nota-se que, para tanto, sempre se retira energia do sistema e que para esta mudança necessitou de uma potência máxima de aproximadamente 1,7 W, em valor absoluto.

O gráfico da figura 74 gráfico relaciona a somatória de forças atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo. Na figura 75 está representado o gráfico da relação força e velocidade. Com estes gráficos é possível verificar a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) tenta seguir a relação força velocidade objetivo (vermelha), caracterizando a alteração da impedância.

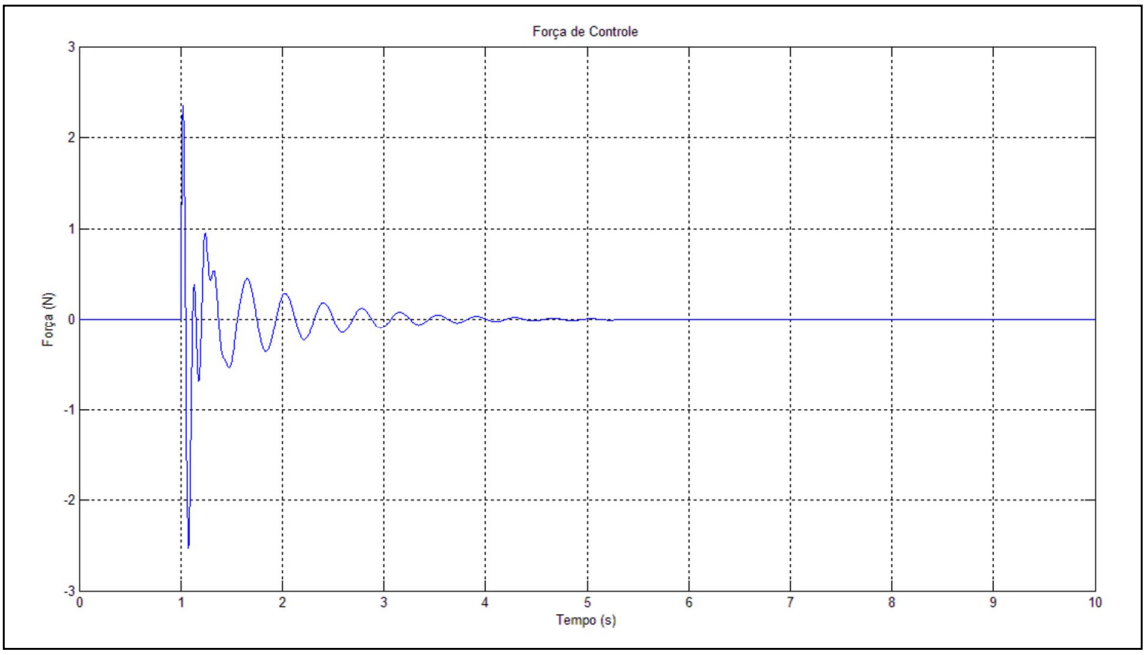


Figura 72 -Força de Controle - Aumentando Amortecimento
Fonte: Autor

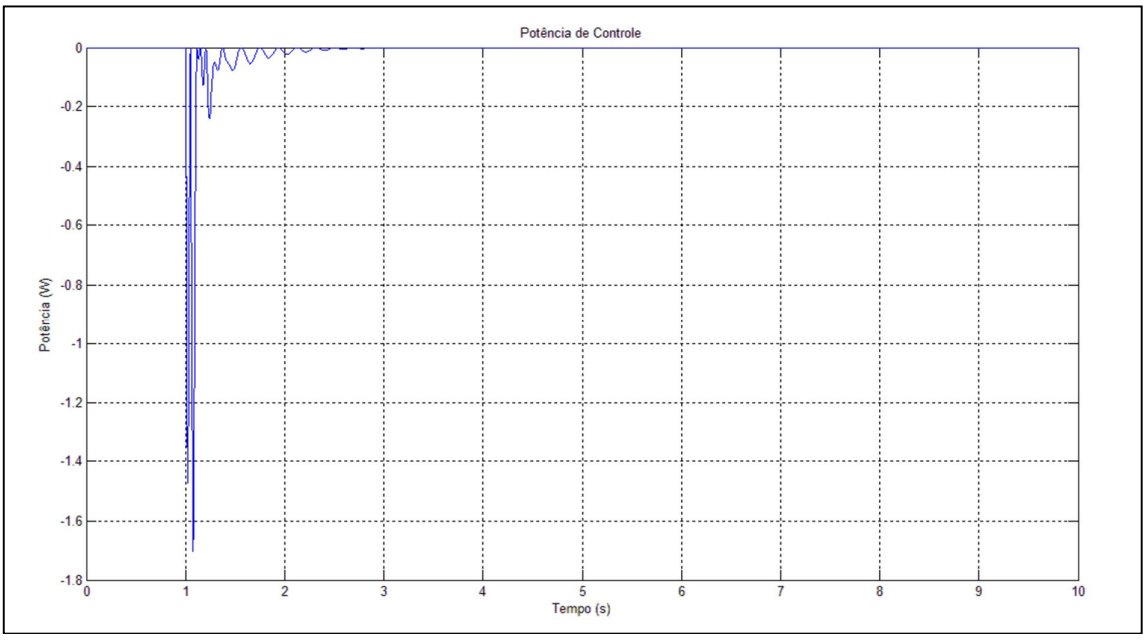


Figura 73 - Potência de Controle - Diminuindo Amortecimento
Fonte: Autor

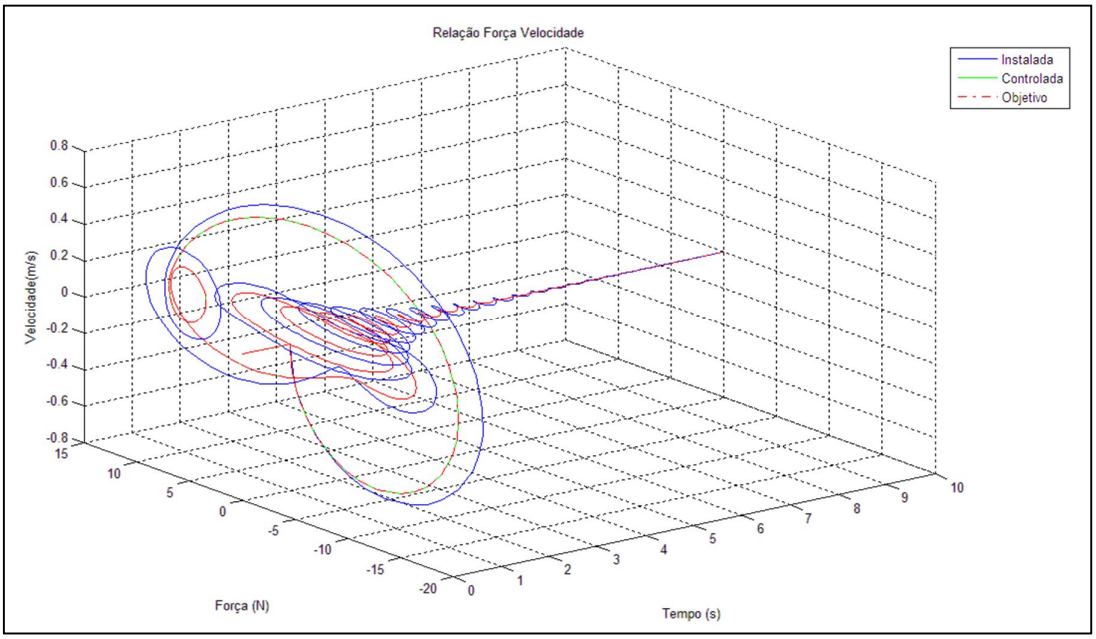


Figura 74 - Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

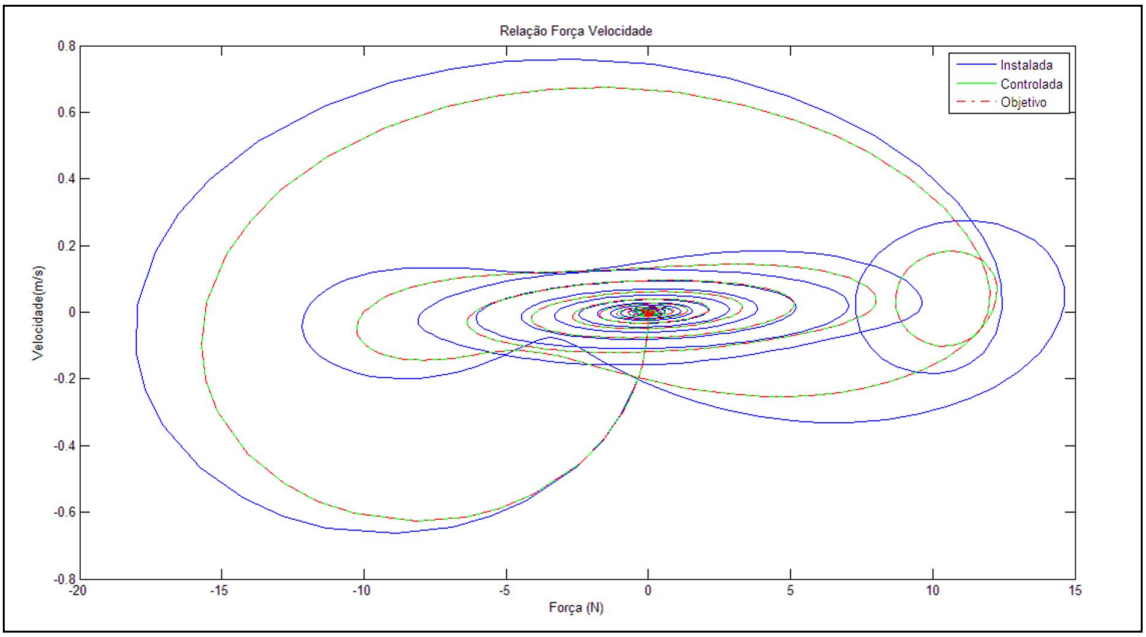


Figura 75 - Relação força velocidade
Fonte: Autor

São demonstrados por meio das figuras 76 e 77 os resultados das simulações de diminuição do amortecimento do sistema de suspensão.

Observa-senos gráficos da figura 76 que o amortecimento aparente do sistema de suspensão foi alterado e novamente o sistema de controle foi capaz de fazer a curva de resposta da deflexão da mola da suspensão ativa coincidir de forma bastante aproximada com a curva de resposta da suspensão passiva objetivo.

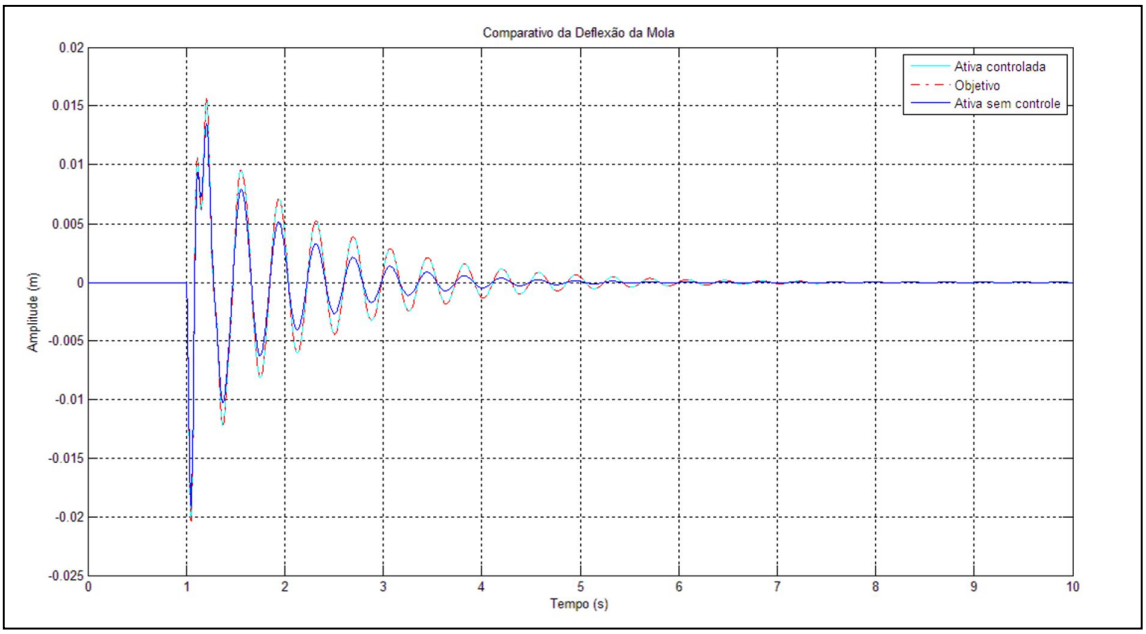


Figura 76-Comparativo da Deflexão da Mola - Diminuindo o Amortecimento
Fonte: Autor

A força de controle necessária para diminuir o amortecimento atingiu um valor máximo de aproximadamente 2,9 N (vide figura 77).

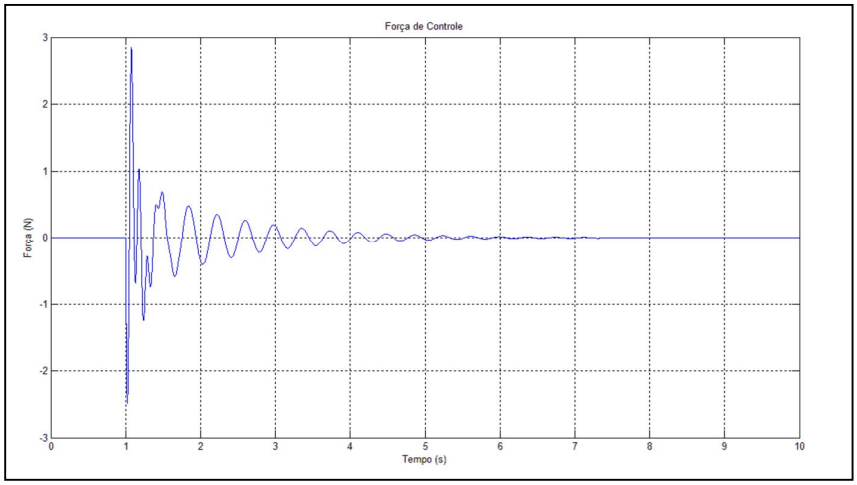


Figura 77–Força de Controle - Diminuindo o Amortecimento
Fonte: Autor

Ao contrário do que foi constatado com o aumento do coeficiente de amortecimento, diminuir o coeficiente de amortecimento exige somente a inserção de energia (vide figura 78). Nesta situação a potência do atuador atingiu um valor máximo de aproximadamente2,2 W.

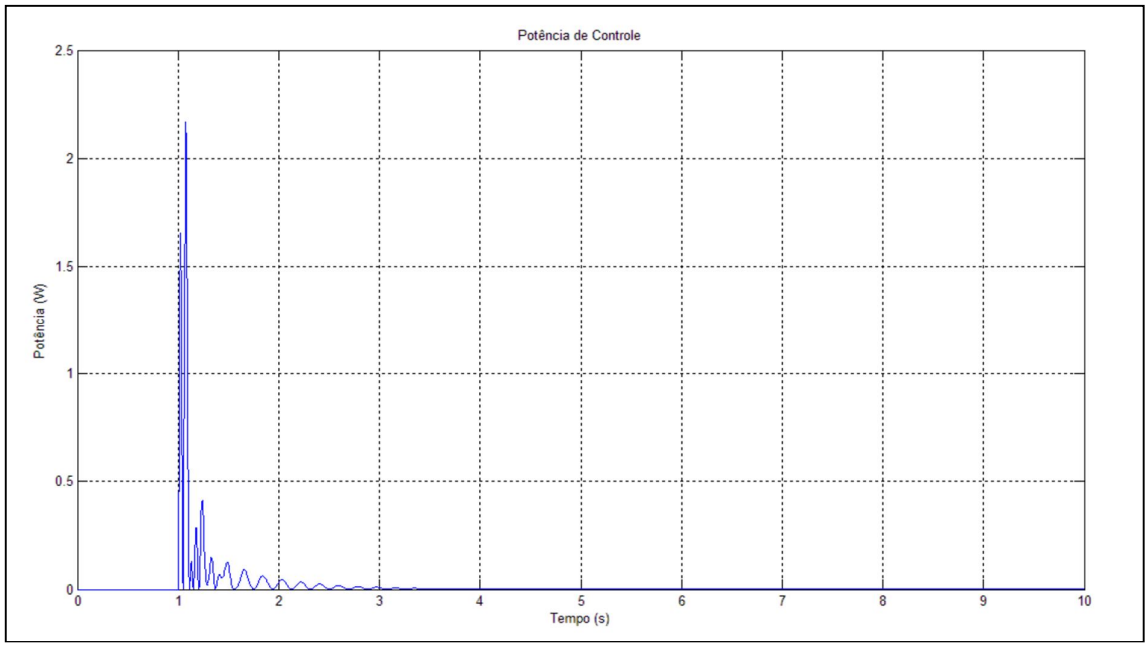


Figura 78 - Potência de Controle - Diminuindo o Amortecimento
Fonte: Autor

O gráfico da figura 79 relaciona a somatória de forças atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo. Na figura 80 está representado o gráfico da relação força e velocidade. Com estes gráficos é possível verificar a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) busca seguir a relação força velocidade objetivo (vermelha), caracterizando a alteração da impedância.

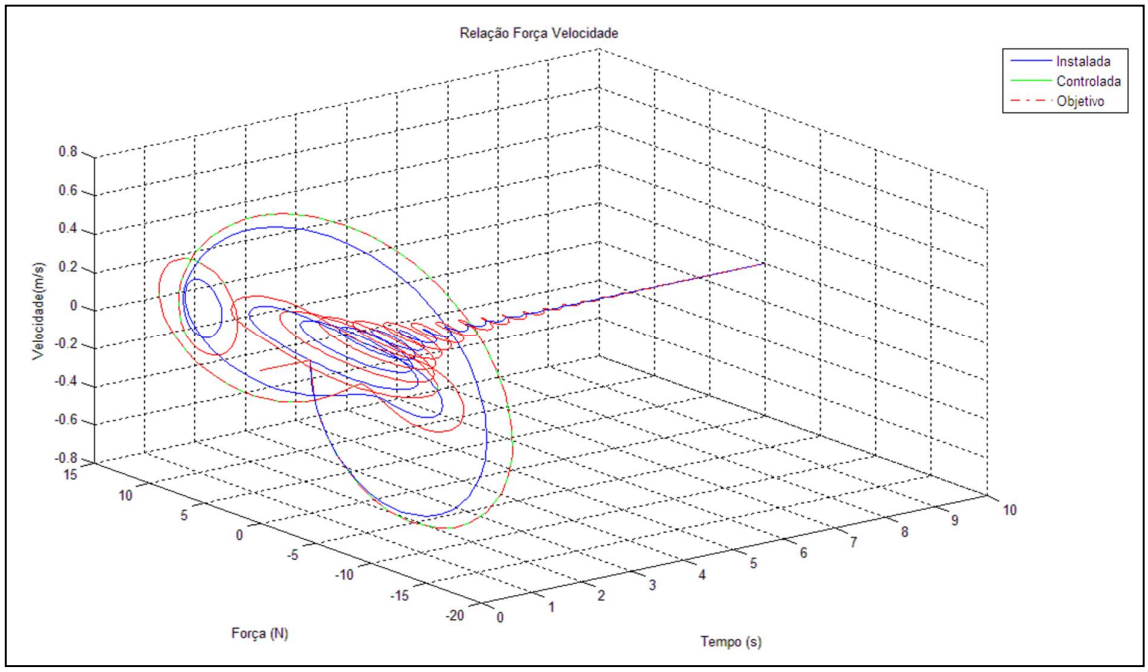


Figura 79 - Relação força velocidade em função do tempo
Fonte: Autor

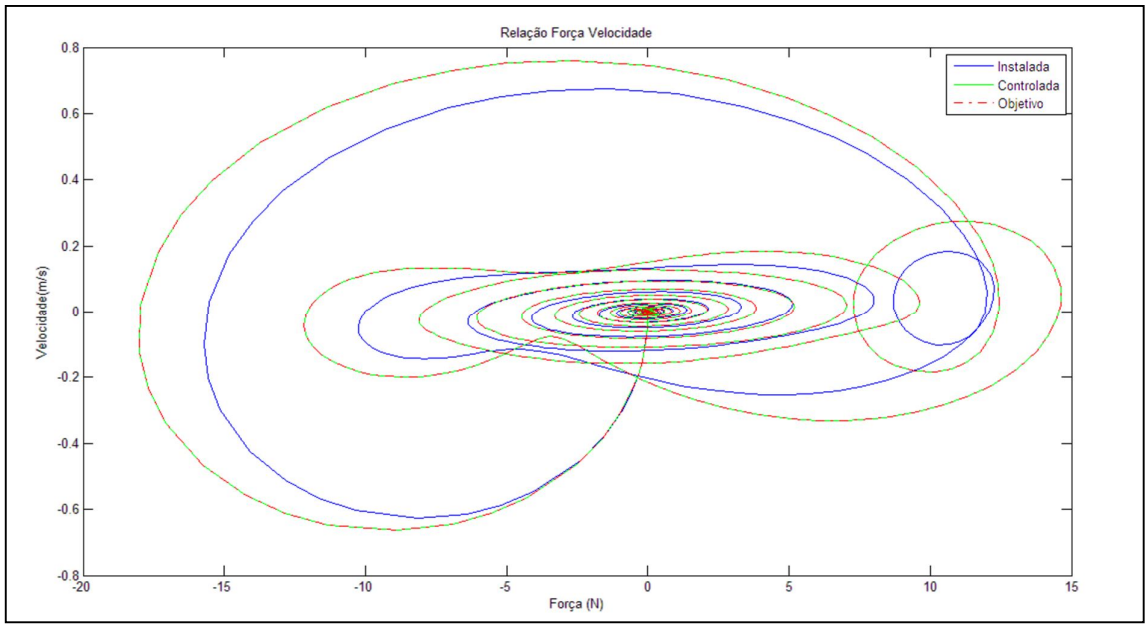


Figura 80 - Relação força velocidade
Fonte: Autor

5 SIMULAÇÕES EXPERIMENTAIS

Nas análises experimentaisfoi utilizado um equipamento laboratorial que reproduz os principais fenômenos da dinâmica vertical de um sistema de suspensão veicular de uma das rodas do veículo (modelo de um quarto de carro). O equipamento fornecido pela Quanser® é denominado Planta de Suspensão Ativa (vide Fig. 81)

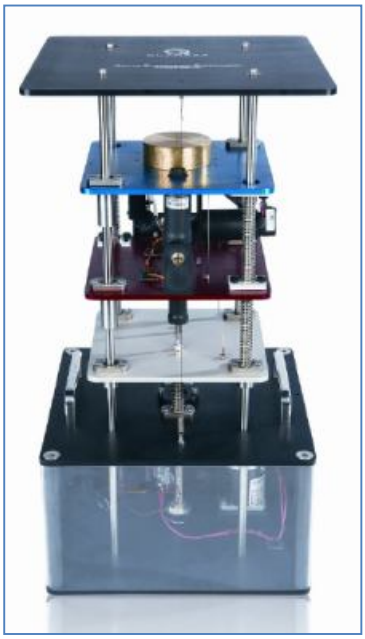


Figura 81 – Planta de Suspensão ativa Quanser®
Fonte: Adaptado de Quanser User Manual, Revision 2.0, p.i

A planta de suspensão ativa representa o modelo de um quarto de carro com dois graus de liberdade com excitação de base. Ela é formada por uma base e quatro plataformas interligada por meio de quatro hastes. A base é interligada pelas hastes à plataforma superior (preta) formando o referencial inercial. A plataforma cinza representa o pavimento, a vermelha a massa não suspensa (eixos, rodas e pneus), e a azul a massa suspensa (carroceria e carregamentos).

A plataforma cinza está interligada à base por meio de um fuso de esferas onde se encontra um servomecanismocom o qual se pode gerar uma excitação na plataforma, mantida por meio de um sistema de controle independente.

Entre as plataformas cinza, vermelha e azul estão instaladas molas helicoidais as quais representam a rigidez do pneu e da suspensão. Há dois conjuntos de molas com diferentes valores de rigidez para cada uma das aplicações.

Os amortecimentos são gerados pelos atritos viscosos e de Coulomb existentes, por exemplo, entre as guias das plataformas e as hastes. Portanto, os amortecimentos são inerentes e não podem ser facilmente alterados como no caso das molas. A planta de suspensão ativa ainda apresenta um atuador eletromecânico de força entre as plataformas vermelha e azul.

O sistema pode ser controlado em tempo real por meio do Simulink®utilizando-se a biblioteca Real Time Windows Target (RTWT). Utilizando-se o RTWT aplicações podem ser desenvolvidas, por exemplo, para imporuma excitação de base, controlar a forçado atuador e mensuraros sinais cinemáticosdo sistema.

Antes de aplicar o controle de impedância ao sistema de suspensão ativa, foram executados testes iniciais como atuador de força desligado. Foram comparadas as deflexões das molas instaladas entre a massa suspensa e não suspensa para os dois conjuntos de molas disponíveis, molas laranjacom rigidez de 490 N/m e molas pretas com rigidez 1020 N/m, totalizando 980 N/m e 2040 N/m, respectivamente. Os valores nominais informados pelo fabricante para os demais parâmetros do modelo são: B_s= 7,5 Ns/m, B_{us}= 5 Ns/m, K_{us}= 2500 N/m, M_s= 2,45 kg, M_{us}= 1 kg.

Na figura 82 está representado o gráfico da resposta da deflexão das molas do modelo nominal e da planta real para fins de validação para configuração com molas pretas, ou seja, com 980 N/m de rigidez.

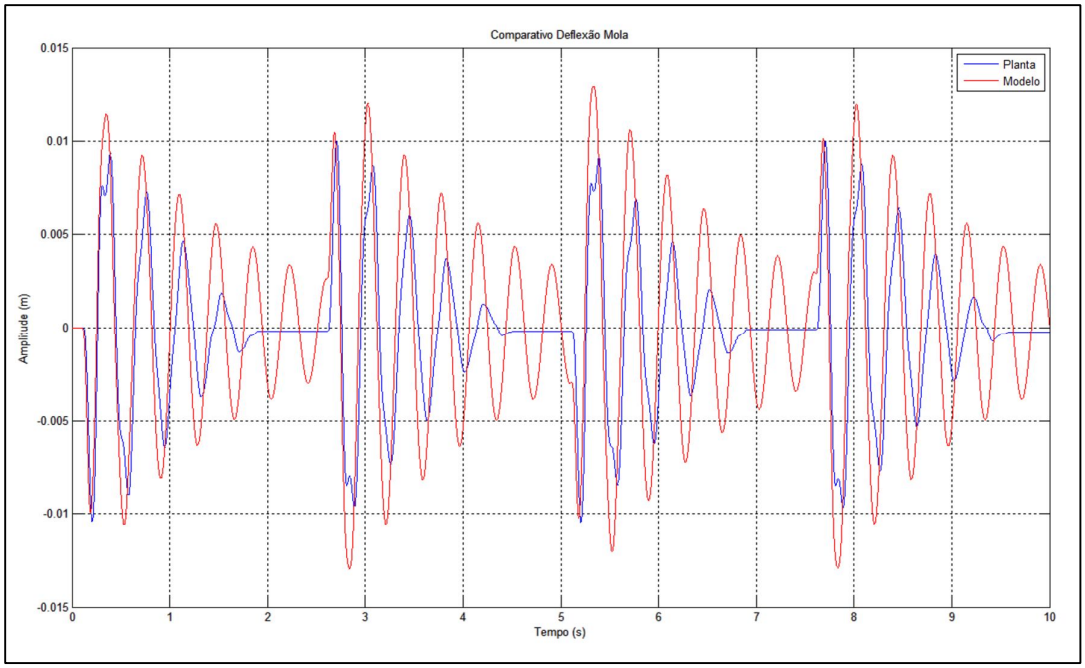


Figura 82 - Comparativo Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Pretas)
Fonte: Autor

Observa-sena figura 83 o gráfico da velocidade de deflexão da mola do modelo nominal e da planta real para fins de validação para configuração com molas pretas com 980 N/m de rigidez. Na curva da resposta da planta, em azul, é possível se verificar uma variação em relação à resposta do modelo. Esta variação ocorre devido a presença de atrito seco quese acentua nos momentos de velocidade nula, onde o atrito estático age.

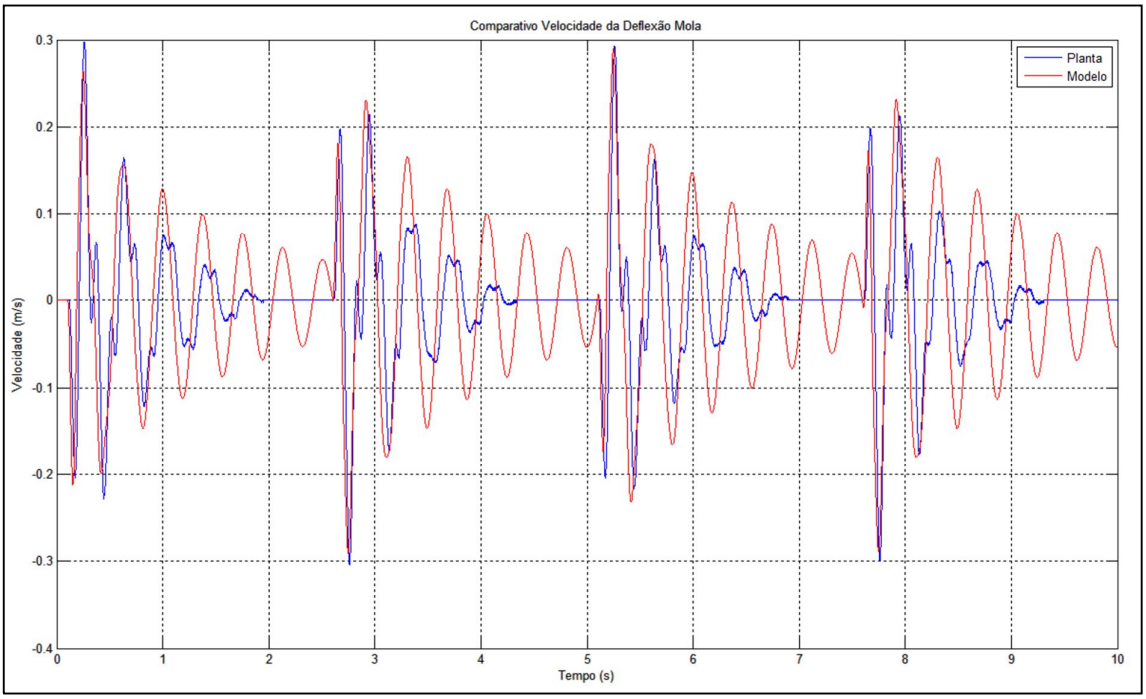


Figura 83-Comparativo Velocidade de Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Pretas)
Fonte: Autor

De modo análogo, são demonstrados nas figuras 84 e 85 os gráficos da resposta da deflexão das molas do modelo nominal e da planta real e da velocidade de deflexão da mola do modelo nominal e da planta real para fins de validação para configuração com molas laranjas, ou seja, com 2040 N/m de rigidez.

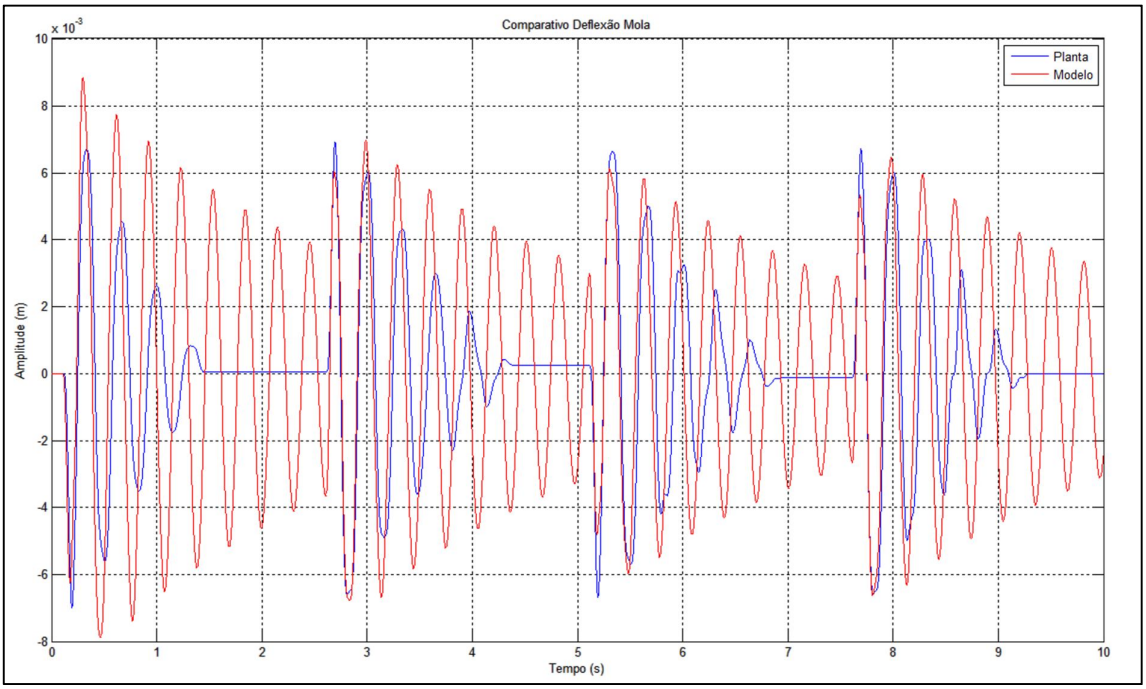


Figura 84 - Comparativo Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Laranja)
Fonte: Autor

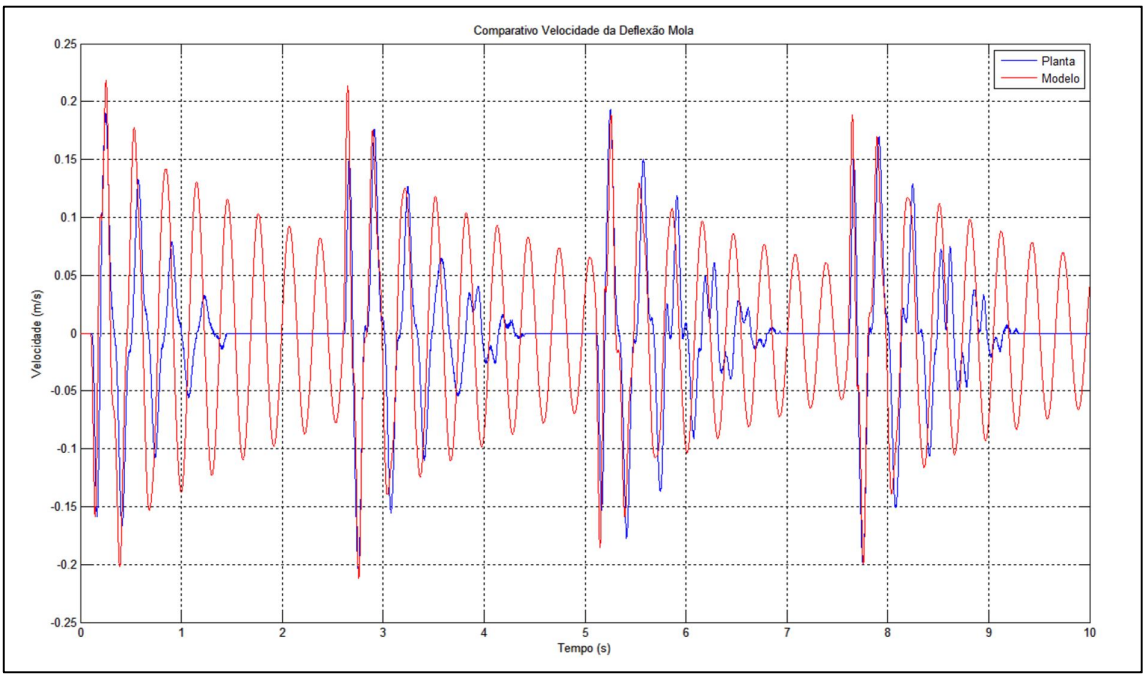


Figura 85-Comparativo Velocidade de Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Laranja)
Fonte: Autor

Note que em ambos os casos as curvas de deflexão da mola e da velocidade de deflexão da mola do modelo e da planta não são muito próximas, portanto, foram feitos ajustes paramétricos empíricos, por tentativa e erro, resultando nos seguintes parâmetros:

B_s= 30Ns/m (molas laranja), B_s= 15Ns/m (molas pretas), B_{us}= 5 Ns/m, K_{us}= 2500 N/m, K_s= 1500 N/m (molas laranja), K_s= 850 N/m (molas pretas), M_s= 2,5 kg, M_{us}= 1 kg.

Novamente observa-se por meio do gráfico da velocidade de deflexão da mola a presença da influência do atrito seco agindo na dinâmica do modelo.

Os gráficos das figuras 86 e 87 mostram as comparações das respostas de deflexão da molae da velocidade de deflexão da mola do modelo nominal e da planta real com os novos parâmetros sugeridos para planta instalada com molas pretas.

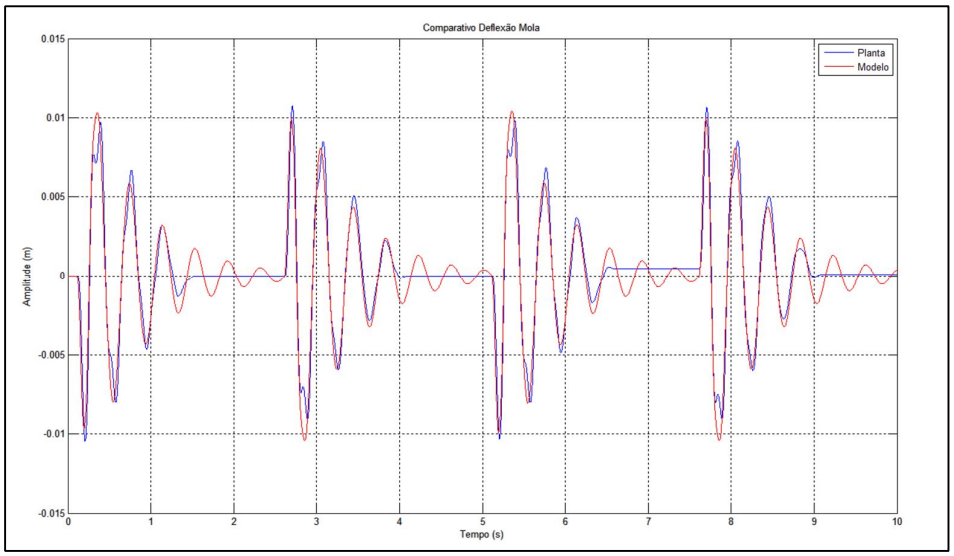


Figura 86 - Comparativo Deflexão da Mola - Planta vs Modelo
Fonte: Autor

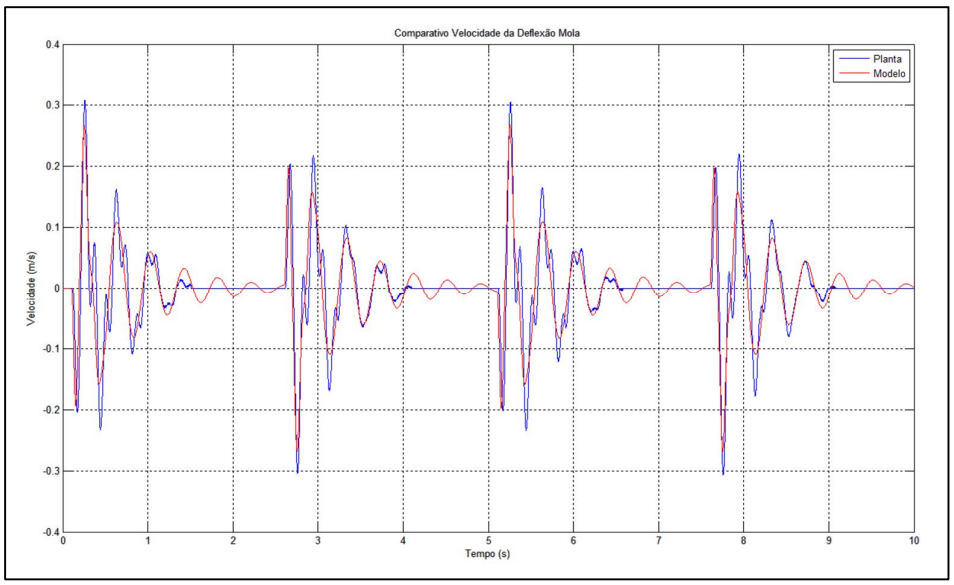


Figura 87 – Comparativo velocidade de Deflexão da Mola - Planta vs Modelo
Fonte: Autor

Com a proximidade das curvas é possível supor que o modelo, com os novos parâmetros, possui boa acurácia para fins comparativos entre modelo e planta. Porém, se for verificado a relação força velocidade, vide gráfico 88 e 89,pode-severificar a existência de variáveis não modeladas, e com isso concluir que o modelo não possui boa acurácia.

Mesmo com variáveis não modeladas é possível verificar nos gráficos comparativos da deflexão da mola e da velocidade de deflexão da mola (figuras 86 e 87) que as frequências de resposta estão próximas.

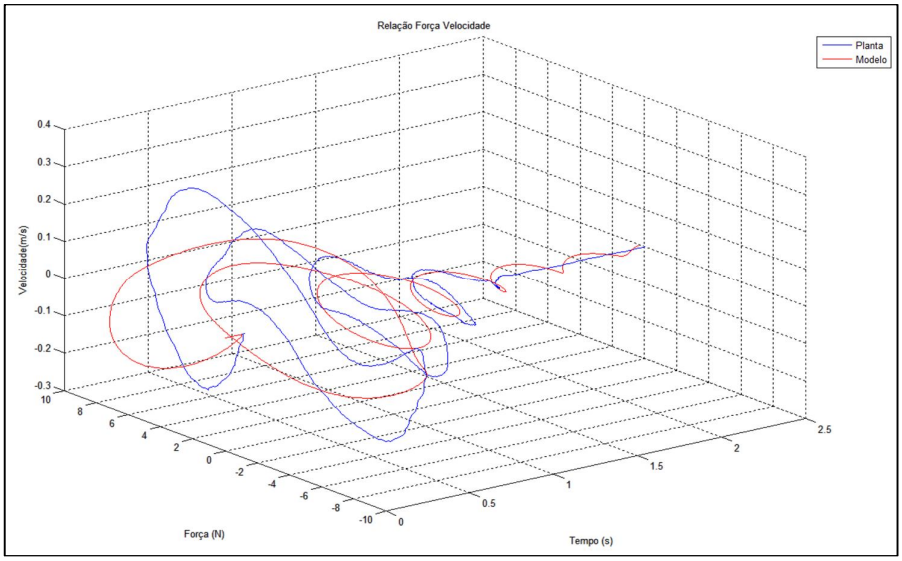


Figura 88 – Relação Força Velocidade
Fonte: Autor

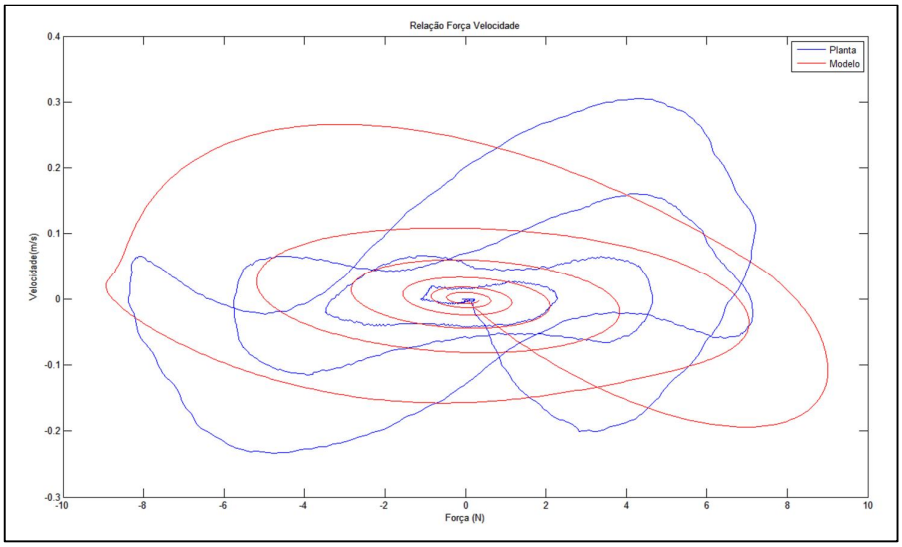


Figura 89 -Relação Força Velocidade
Fonte: Autor

Os gráficos das figuras 90 e 91 mostram as comparações das respostas de deflexão da mola e da velocidade de deflexão da mola do modelo nominal e da planta real com os novos parâmetros sugeridos para planta instalada com molas laranja.

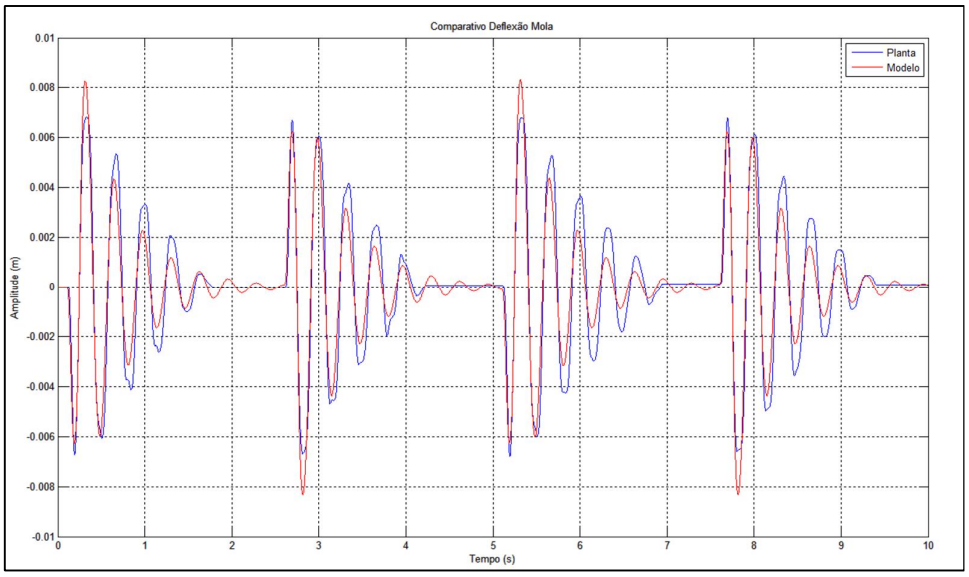


Figura 90 - Comparativo Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Laranja)
Fonte: Autor

Com os novos parâmetros para o modelo, observa-se uma boa acurácia do modelo para fins comparativos entre modelo e planta, fato demonstrado através da proximidade da frequência da deflexão.

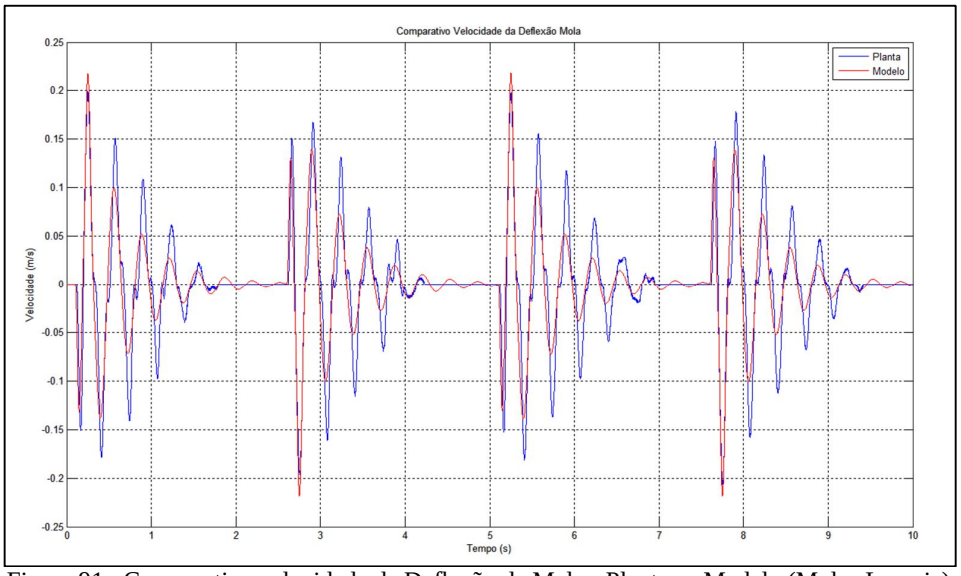


Figura 91– Comparativo velocidade de Deflexão da Mola - Planta vs Modelo (Molas Laranja)
Fonte: Autor

Com os novos parâmetros as curvas são mais próximas e, portanto, foram utilizados como valores nominais de parâmetros do modelo no que se segue.

Os procedimentos de projeto das estratégias apresentadas nas seções 3.4 e 3.5 para o controle de impedância foram desenvolvidos no tempo contínuo. Entretanto, como os experimentos são feitos no ambiente de prototipação do RTWT, o controlador é realizado em tempo discreto. Com o hardware usado nos experimentos foi possível utilizar uma frequência de amostragem até 1 kHz. A limitação da amostragem tem implicações de estabilidade e desempenho. Ou seja, um sistema de controle de tempo contínuo que é estável e tem um determinado desempenho (resposta), poderá ter esse desempenho alterado e mesmo ter a estabilidade comprometida.

Em relação ao controlador H_2 multi-malha, por causa das especificações de projeto traduzidas pelas funções de penalização $W_1(s)$ e $W_3(s)$, o ganho dos controladores H_2 multi-malha, obtidos nos diversos projetos, é da ordem de 10^5 levando um dos polos de malha fechada para uma distância maior que 10^3 da origem, implicando numa constante de tempo inferior a $0{,}001\,s$. Note-se que a dinâmica associada a esse polo não consegue ser corretamente reproduzida com uma frequência de amostragem de 1kHz e os experimentos confirmaram isso. De fato, não foi possível estabilizar o sistema com o controlador H_2 de tempo discreto. Optou-se, então, por realizar os experimentos somente com o controlador por casamento direto que possui ganhos relativamente baixos e não acarretou problemas dessa mesma natureza.

Como a alteração física do amortecimento na planta não é tarefa trivial testou-se o controle de impedância inicialmente apenas com a alteração da rigidez.

Nos três experimentos descritos a seguir, o sistema foi excitado com uma sequência de perturbações tipo degrau de amplitude 0,02 m na variável $Z_r(t)$ para representar desníveis abruptos na pista num sentido e depois retornando a posição original. O controle de impedância permaneceu desligado durante as duas primeiras variações da entrada e foi ligado na terceira excitação, aproximadamente depois de 5 *s*.

No primeiro experimento, cuja resposta da planta (deflexão da mola) está ilustrada na figura 92, foram instaladas na planta as molas pretas e foram emuladas as molas laranja. A resposta da planta real com controle de impedância é comparada à resposta do modelo utilizando os parâmetrosdas molas laranja.

Nota-se que as curvas de deflexão da mola são aproximadamente iguais a partir do ligamento do controle de impedância, o que demonstra a alteração da rigidez aparente da planta.

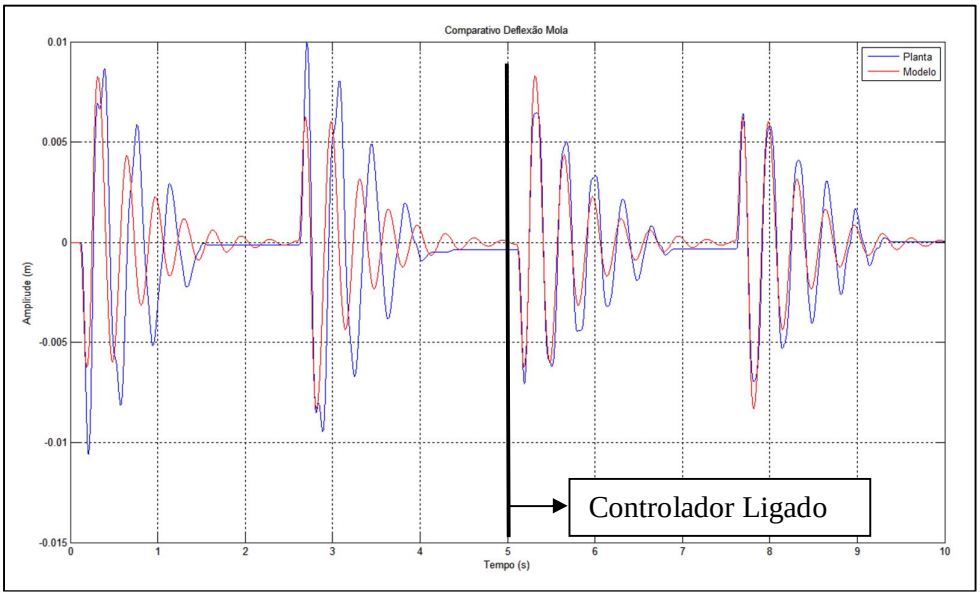


Figura 92 - Comparativo Deflexão da Mola - Emulando molas laranja.
Fonte: Autor

A figura 93 apresenta o comparativo das curvas de variação da velocidade e na figura 94 está demostrado a curva de esforço de controle para alteração da resposta dinâmica. Observa-se a partir desses gráficos que, com a atuação do sistema de controle e com um esforço máximo de 7N, é possível obter um bom acompanhamento tanto da deflexão como da velocidade.

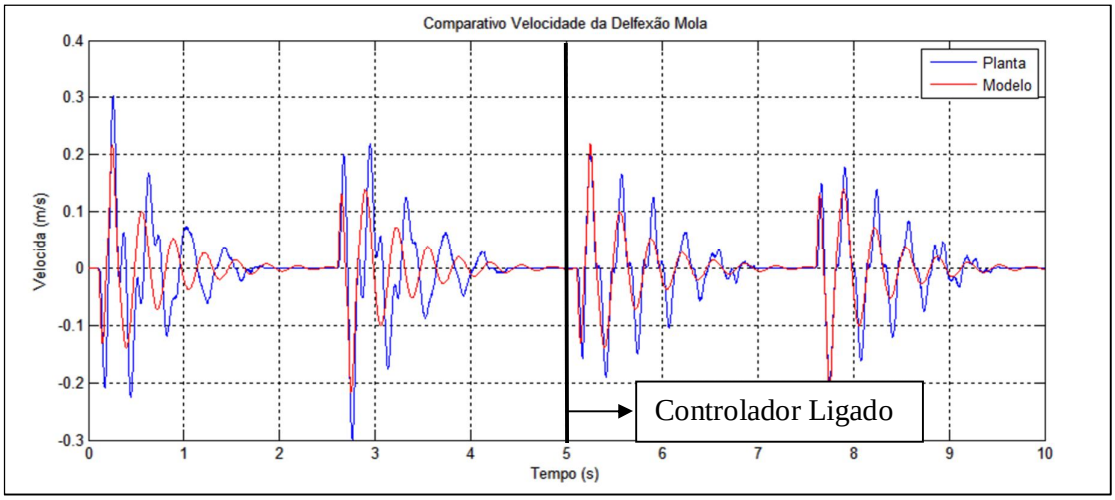


Figura 93-Comparativo Velocidade de Deflexão da Mola - Emulando molas laranja.
Fonte: Autor

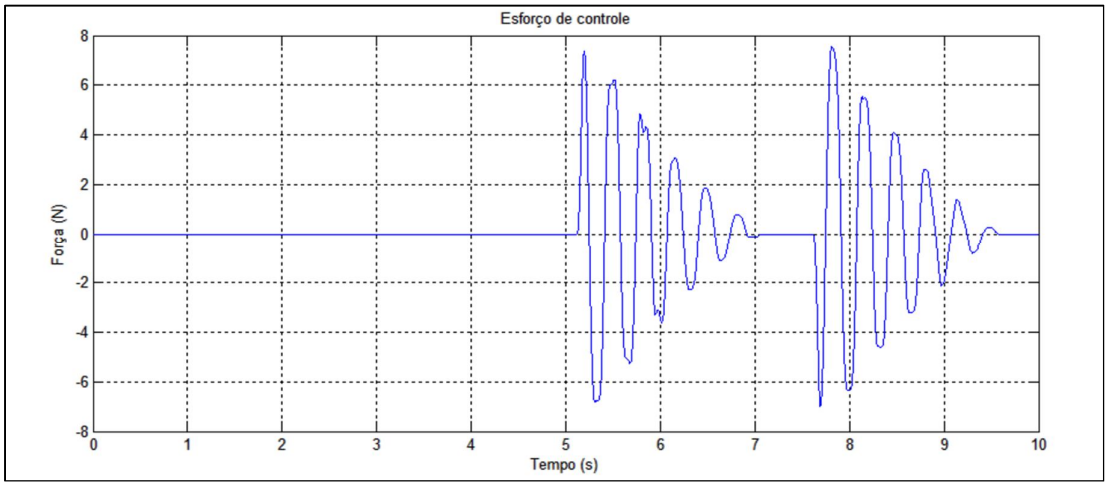


Figura 94-Esforço de controle - Emulando molas laranja.
Fonte: Autor

A curva da potência do atuador, mostrada na figura 95, indica que para aumentar a rigidez aparente da suspensão ativa foi necessário tanto inserir como retirar energia do sistema ao longo do tempo. A inserção de energia se caracteriza pela potência positiva de controle e a retirada de energia se caracterizada pela potência negativa de controle.

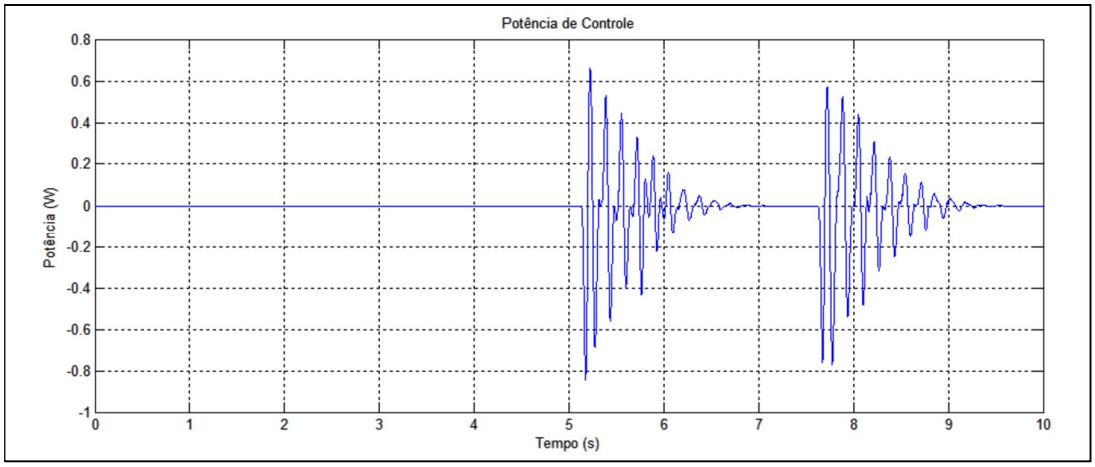


Figura 95-Potência do controle - Emulando molas laranja.
Fonte: Autor

No segundo experimento, cuja resposta da planta (deflexão da mola) está ilustrada na figura 96, foram instaladas na planta as molas laranjase foram emuladas as molas pretas. A resposta da planta real com controle de impedância é comparada à resposta do modelo utilizando os parâmetros das molas pretas.

Nota-se que as curvas de deflexão da mola são aproximadamente iguais a partir do ligamento do controle de impedância.

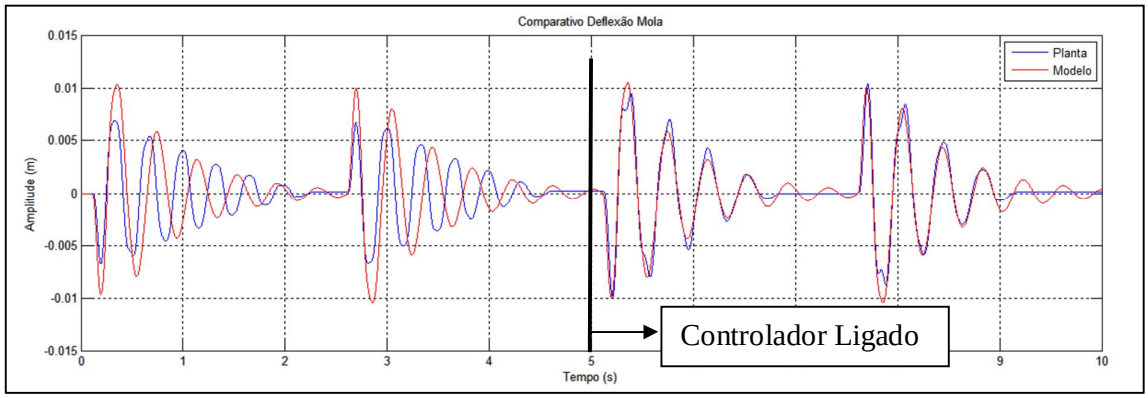


Figura 96-Comparativo Deflexão da Mola - Emulando molas pretas.
Fonte: Autor

Observa-se que, novamente, houve uma boa sobreposição das respostas dinâmicas tanto na curva de deflexão da mola quanto na curva da velocidade de deflexão da mola, apresentada na figura 97, a partir do instante de acionamento do controle de impedância.

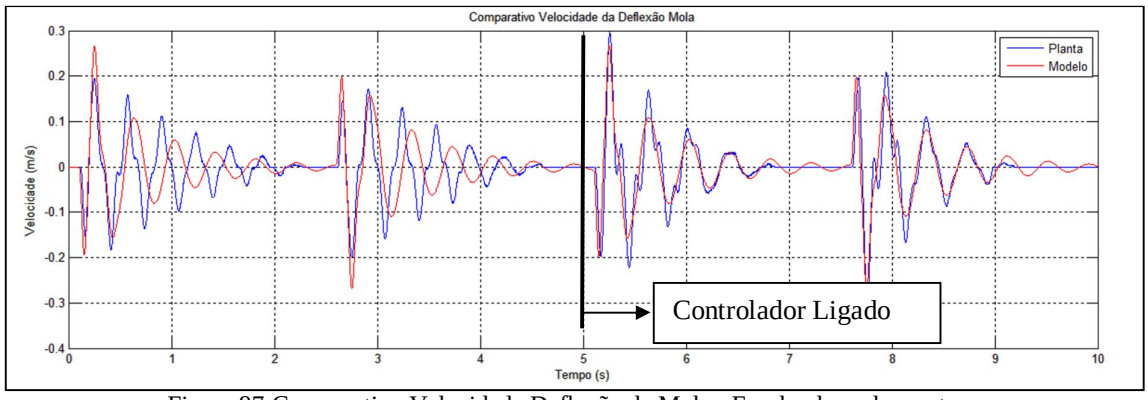


Figura 97-Comparativo Velocidade Deflexão da Mola - Emulando molas pretas.
Fonte: Autor

O esforço de controle necessário para esta alteração está apresentado na figura 98. Observa-se que o esforço máximo de controle necessário para esta alteração foi de aproximadamente 11N.

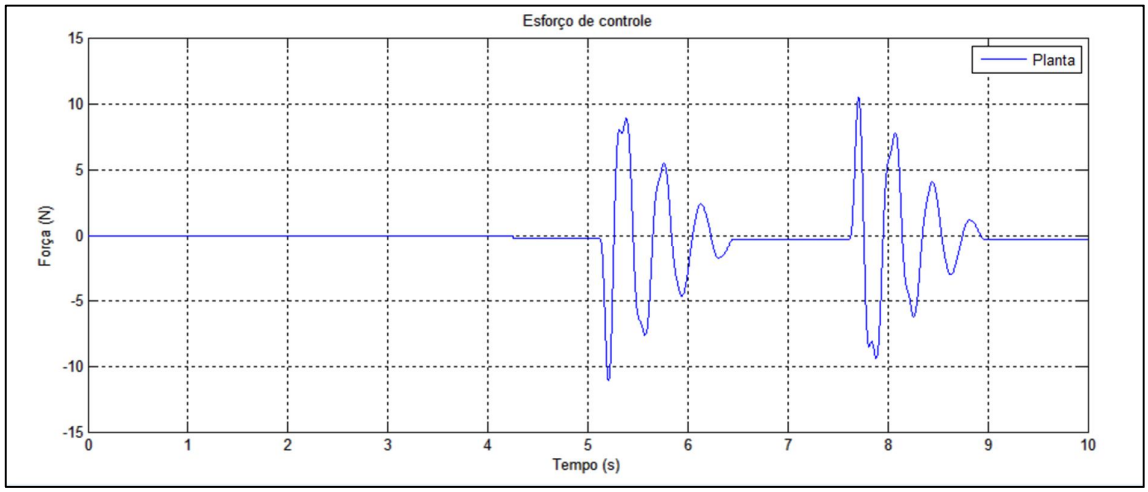


Figura 98-Esforço de controle - Emulando molas pretas.
Fonte: Autor

A curva da potência do atuador, mostrada na figura 99, indica que para aumentar a rigidez aparente da suspensão ativa foi necessário tanto inserir como retirar energia do sistema ao longo do tempo.

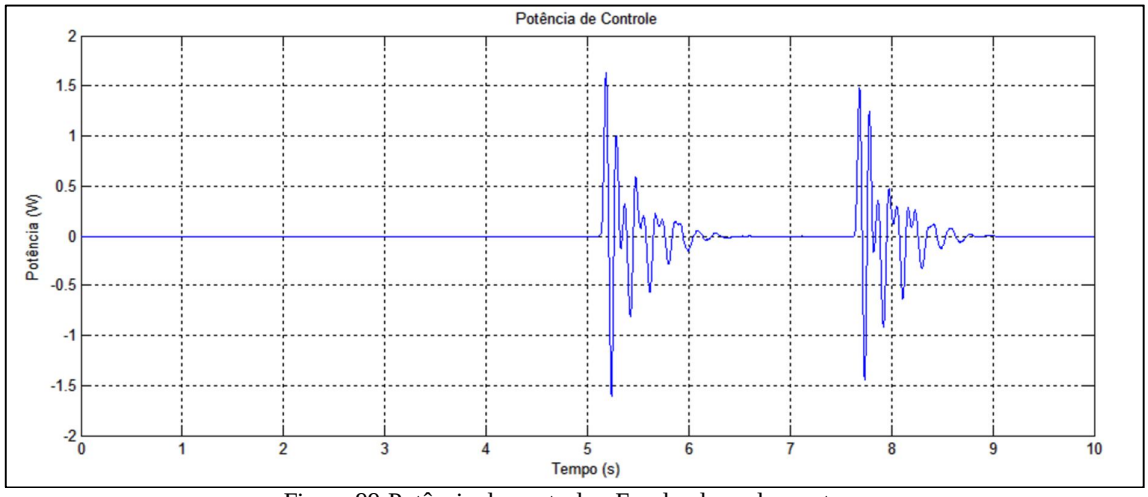


Figura 99-Potência do controle - Emulando molas pretas.
Fonte: Autor

No terceiro experimento, foram instaladas na planta as molas laranja e foram emuladas as molas pretas via controle. Diferentemente dos experimentos anteriores onde foram utilizadas curvas de simulação para comparação das respostas dinâmicas, neste experimento foi levantada a curva experimental da resposta dinâmica da planta de suspensão ativa com as molas pretas instaladas. As curvas experimentais levantadas (mola preta e da mola laranja emulando mola preta) estão comparadas no gráfico da figura 100.

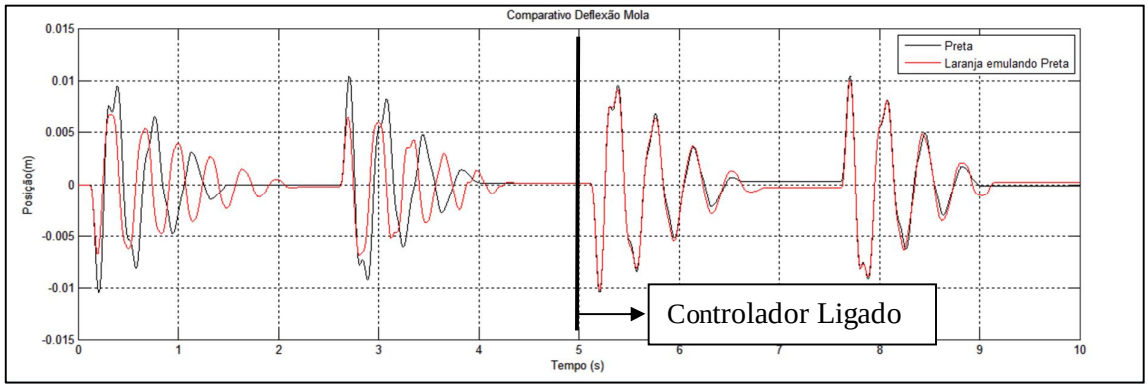


Figura 100 - Comparativo das curvas experimentais. Emulando molas pretas
Fonte: Autor

A curva experimental da deflexão da mola laranja passa a coincidir aproximadamente com a curva experimental da deflexão da mola preta, a partir do acionamento do controle onde o sistema começa a emular a mola preta.

Para visualizar com mais clareza a alteração da impedância do sistema de suspensão ativa foi elaborado o gráfico que relaciona a somatória de forças atuante entre as massas suspensa e não suspensa e a velocidade relativa entre elas em função do tempo.

Os levantamentos dos dados experimentais ocorreram de duas maneiras:

a) utilizando o valor de F_c e f_r;

b) utilizando a equação (2).

Na primeira maneira foi calculado o valor de $f_r$utilizando a equação 4. Note que os valores de K_s e $B_s$para o cálculo das parcelas de f_r dependente da mola e do amortecedor, respectivamente, são teóricos e, como já descrito, a planta experimental possui divergência na modelagem do atrito, o que gera grande divergências nos resultados. A medição direta dessas parcelas foi inviável, devido à dificuldade de medir a força de atrito.

Com o intuito de minimizar tais divergências, no cálculo somatória das forças foi desconsiderado a parcela do atrito. Observe no gráfico da figura 101 e 102 os resultados obtidos.

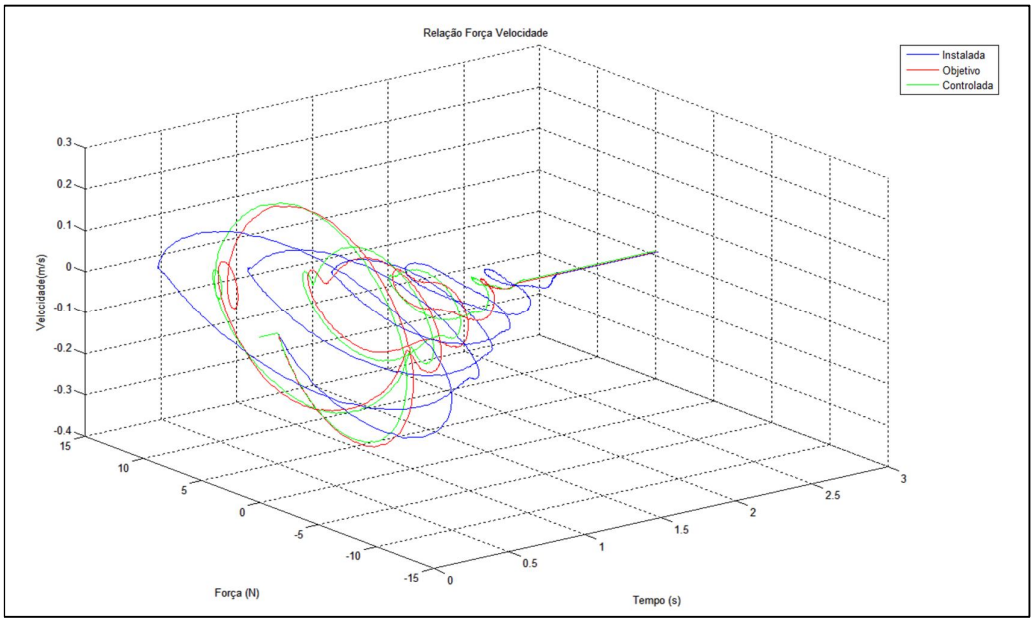


Figura 101 - Relação Força Velocidade
Fonte: Autor

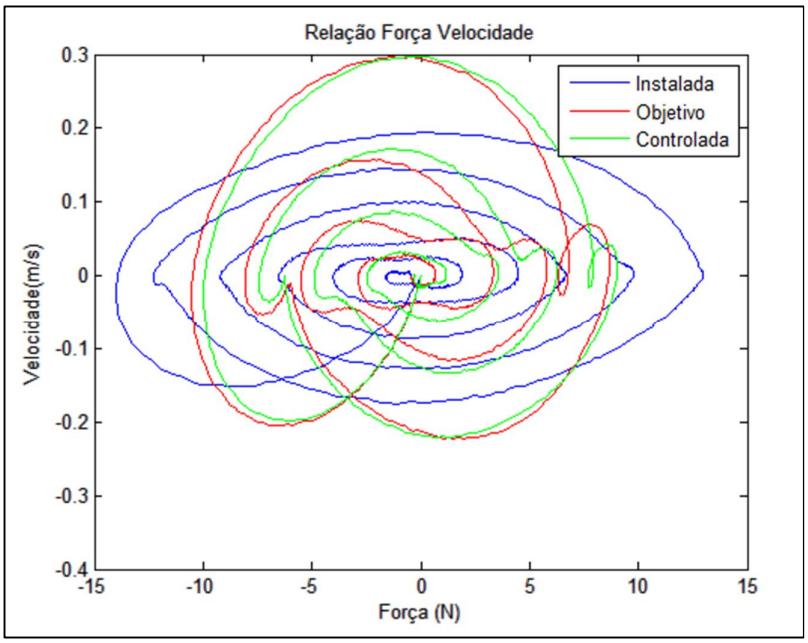


Figura 102 - Relação Força Velocidade
Fonte: Autor

Nestes gráficos a curva azul representa a relação força velocidade da suspensão ativa com as molas laranjas instaladas; a curva vermelha representa a relação força velocidade da suspensão com a mola preta instalada, ou seja, esta é a relação objetivo; a curva verde representa a relação força velocidade da suspensão ativa com as molas laranja instaladas e com o controle de impedância funcionando de modo a emular as molas pretas.

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) tenta seguir a relação força velocidade objetivo (vermelha) caracterizando a alteração da impedância.

A segunda maneira utilizada foi por meio da equação (2) que relaciona as forças de F_c ef_r com a massa suspensa e sua aceleração. Desse modo, utilizando um acelerômetro foi possível medir as forças atuantes, incluindo as não modeladas.

Os gráficos das figuras 103 e 104 demonstram tais resultados.

Nestes gráficos novamente a curva azul representa a relação força velocidade da suspensão ativa com as molas laranjas instaladas; a curva vermelha representa a relação força velocidade da suspensão com a mola preta instalada, ou seja, esta é a relação objetivo; a curva verde representa a relação força velocidade da suspensão ativa com as molas laranja instaladas e com o controle de impedância funcionando de modo a emular as molas pretas.

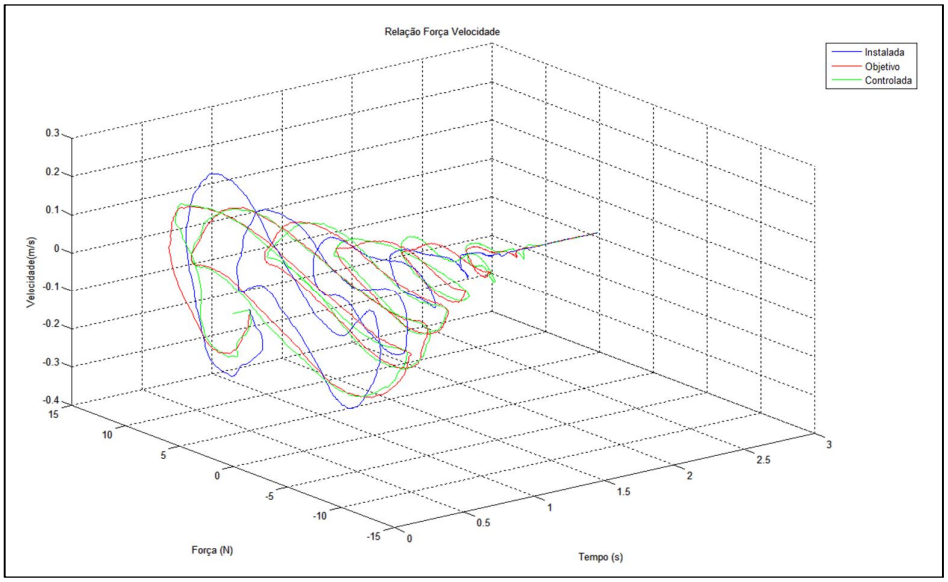


Figura 103 - Relação Força Velocidade
Fonte: Autor

Observe que a relação da suspensão ativa controlada (verde) tenta seguir a relação força velocidade objetivo (vermelha) caracterizando a alteração da impedância.

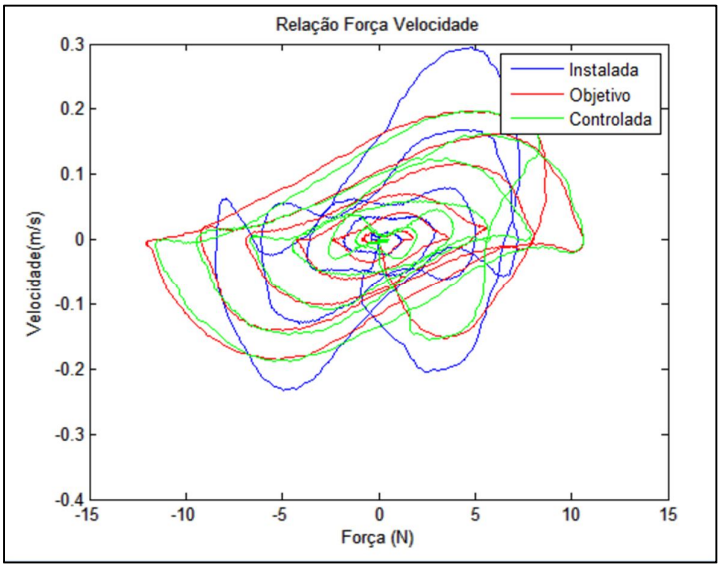


Figura 104 - Relação Força Velocidade
Fonte: Autor

Para uma análise mais abrangente do desempenho do controle de impedância, a resposta em frequência do sistema em malha fechada foi avaliada por meio de varredura automática da frequência de uma excitação harmônica de base com uma amplitude constante. A varredura utilizada vai de 0 Hz até 9,5 Hz numa progressão linear com o tempo desde 0 s até 29 s.

Novamente foram levantadas e comparadas somente as respostas experimentais da planta de modo a considerar as incertezas dinâmicas não modeladas.

Para que a rigidez da mola inferior, a qual simula a rigidez do pneu, e o amortecimento gerado na plataforma da massa não suspensa não interfiram nos resultados, fixou-se rigidamente a plataforma da massa não suspensa à plataforma da base conforme demonstrado por meio da figura 105.

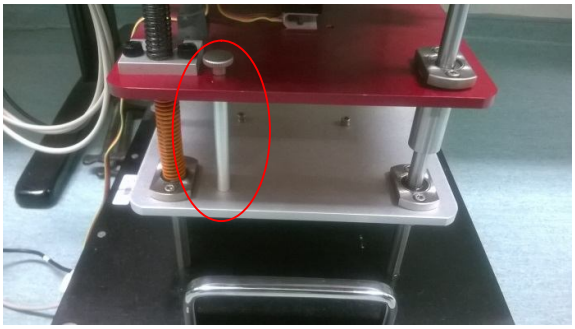


Figura 105 - Fixação das plataformas
Fonte: Autor

Os gráficos da figura 106 mostram o resultado da resposta em frequência do sistema em malha aberta onde o eixo da abscissa é o instante de varredura que corresponde às frequências da varredura, sendo que aos 29 s se atinge a máxima frequência de 9,5 Hz. O eixo da ordenada representa a amplitude de deflexão da mola. A curva na cor azul é a resposta em frequência de malha aberta quando as molas de cor preta estão instaladas no sistema. A curva na cor vermelha é a resposta em frequência de malha aberta quando as molas de cor laranja estão instaladas no sistema.

Observa-se também, que a máxima amplitude de deflexão(ressonância) se dá em diferentes frequências, sendo que a mola mais rígida (laranja) tem sua máxima amplitude em uma frequência maior que a mola menos rígida (preta), como esperado. Observa-se que à medida que se aumenta a frequência de excitação, aumenta-se a amplitude de resposta até máxima amplitude, a qual representa a máxima transmissibilidade e consequentemente a frequência de ressonância do sistema. A partir dessa frequência a amplitude passa diminuir, assim como esperado.

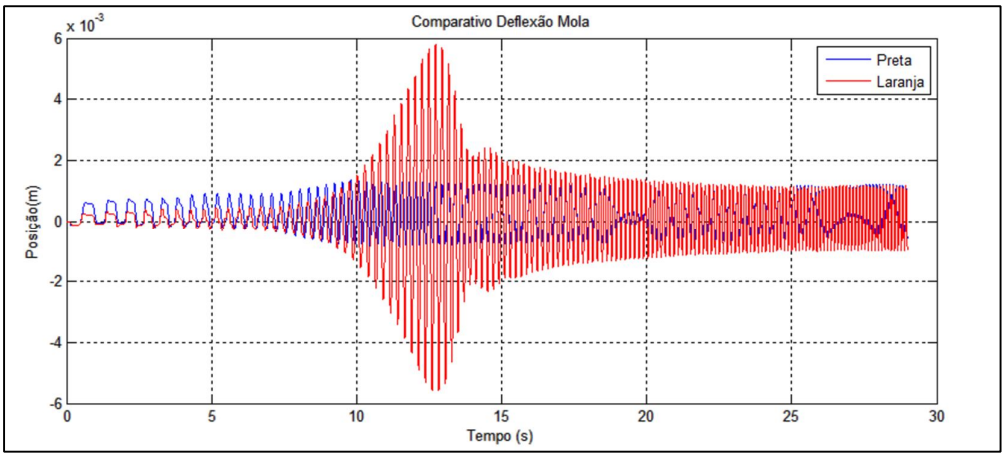


Figura 106 - Resposta da planta para excitação harmônica de frequência variável
Fonte: Autor

Na figura 107 faz-se o comparativo das amplitudes da deflexão da mola em duas situações: a planta com molas pretas instaladas sem atuação do controlador, e a planta com molas laranja instalada e com o controlador emulando as molas pretas.

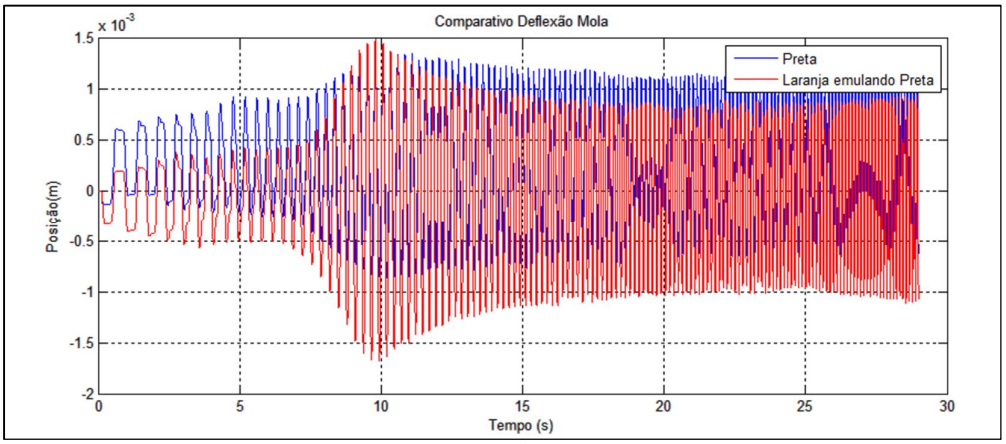


Figura 107 - Resposta da planta para excitação harmônica de frequência variável
Fonte: Autor

Observa-se que a ressonânciaacontece no mesmo instante da varredurade excitação, ou seja, na mesma frequência de excitação. Note que as curvas das respostas dinâmicas não coincidem para todo o espectro do ensaio. Fato atribuído ao conceito de funcionamento do sistema de controle. O sistema de controle de impedância aplicado funcionabaseado na medição da deflexão da mola, ou seja, em baixa frequência de excitação quando a deflexão da mola não acontece, o sistema de controle não atua. Contudo, quando instalado uma mola mais rígida para emular uma menos rígida, há uma defasagem na atuação do sistema de controle, uma vez que se necessita de uma excitação de maior frequência para defletir a mola mais rígida em comparação a uma mola menos rígida. Esta reação justifica a defasagem da curva média das curvas apresentadas.

Na figura 108 faz-seo comparativo das amplitudes da deflexão da mola em duas situações: a planta com molas laranja instaladas sem atuação do controlador e a planta com molas pretas instaladas e com o controlador emulando as molas laranja.

Observa-seque, novamente, a ressonância acontece no mesmo instante da varredurade excitação, ou seja, na mesma frequência de excitação.

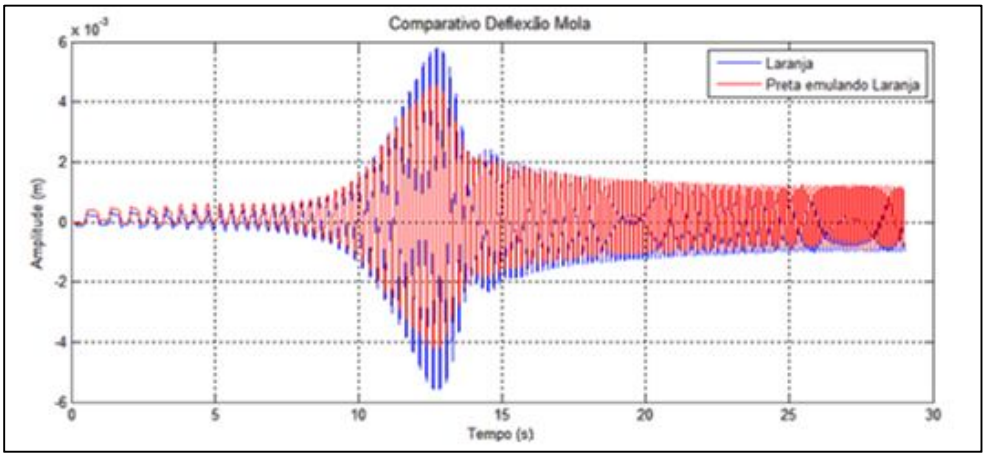


Figura 108 - Resposta da planta para excitação harmônica de frequência variável
Fonte: Autor

Observa-se neste caso, que as curvas de deflexão da mola coincidem mais amplamente, fato justificado pela instalação da mola menos rígida emulando a mais rígida, ou seja, a deflexão da mola começa a ocorrer com uma frequência de excitação menor de modo que o sistema de controle começa a atuar mais cedo em relação ao sistema com molas mais rígidas instaladas.

Como forma de completar a análise, as molas reais foram retiraras da suspensão e molas aparentes com a mesma rigidez daquelas de cor preta foram emuladaspelo controle de impedância por casamento direto. Mostra-se na figura 109 a curva de deflexão da planta (sem mola) e a curva de deflexão do modelo de referência.

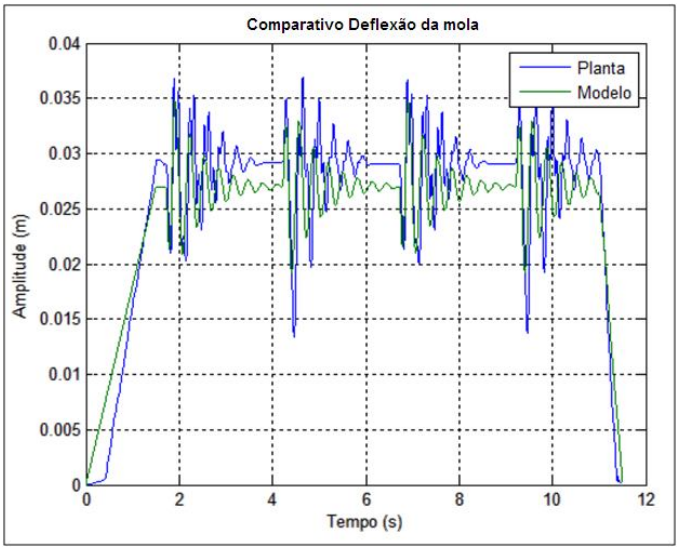


Figura 109 - Comparativo da Deflexão da mola - Sem molas e emulando molas pretas
Fonte: Autor

Note-se que o valor médio da resposta não é nulo e a suspensão ativa deve também emular a mola na situação de repouso. Para tanto, adiciona-se um valor constante à lei de controle.

O esforço de controle durante este experimentoé demonstrado por meio do gráfico da figura 110.

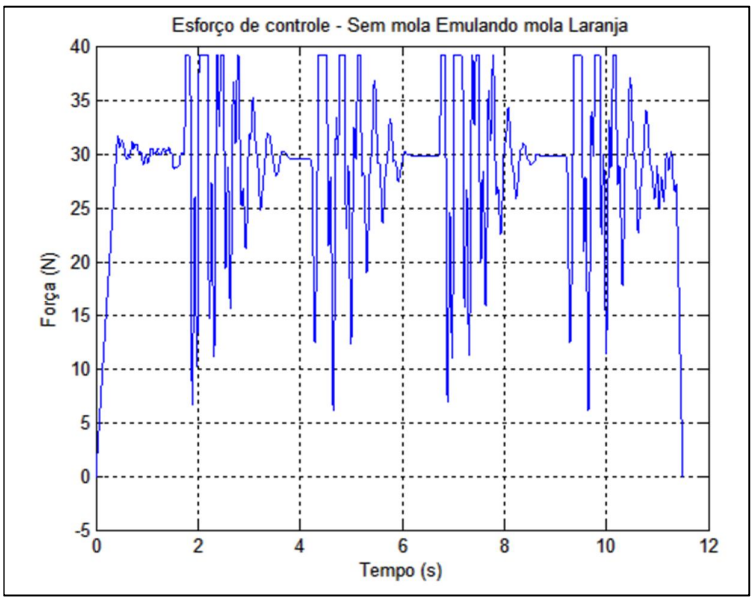


Figura 110 - Esforço de controle - Sem molas
Fonte: Autor

Nota-se que há a saturação do atuador atingindo a máxima força de 39 N em vários instantes. Isso reduz a capacidade do controle de impedância em emular a mola real, o que justifica em parte as diferenças percebidas nos gráficos de resposta da figura 109.

6 DISCUSSÃO

Neste trabalho foram classificadas e analisadas duas técnicas de controle de impedância aplicadas a suspensões veiculares ativas: o Controle de Impedância por Casamento Indireto e o Controle de Impedância por Casamento Direto.

Na aplicação da técnica de controle de impedância por casamento indireto foram desenvolvidos controladores H_2 utilizando-se a técnica de Sensibilidade Mista.

Os desempenhos dos controladores obtidos foram avaliados por meio de simulações numéricas apresentadas nos capítulos 4.1.1 e 4.2.1, sendo capazes de impor a lei de impedância ao sistema de suspensão com boa aproximação. Constata-se isso pela semelhança entre a resposta dinâmica do sistema controlado ativamente com a resposta do sistema com a impedância de referência. Outro fator que demonstra a capacidade de alterar a impedância é a semelhança entre curvas da relação da força aplicada entre as massas suspensa e não suspensa e da velocidade relativa entre elas, objetivo das simulações executadas.

O máximo esforço de controle obtido, em módulo, foi de 25N na simulação de aumento da rigidez do sistema. Este valor de força de controle indica a possibilidade de se aplicar esta técnica na Planta de Suspensão Ativa, uma vez que está na faixa de trabalho do atuador (-39,2 N a 39,2 N).

As curvas de potência ilustram que o aumento de amortecimento necessita de uma retirada de energia do sistema. Consequentemente, quando se quer diminuir o amortecimento é necessária inserção de energia para o sistema.

O fato impeditivo a aplicação desses controladores na planta de simulação foi a taxa de amostragem do sistema de aquisição de dados. Segundo Ogata (1987), a resposta transitória característica de um sistema em tempo discreto depende do período de amostragem. Em um sistema de controle de malha fechada, quanto maior o ganho do controlador, mais rápido será a dinâmica do sistema. Para que o sistema de aquisição de dados seja capaz de computar a dinâmica do sistema, a taxa de amostragem deve ser aumentada de acordo com o aumento do ganho do controlador. Com os ganhos dos controladores obtidos, o polo mais rápido de malha fechada tem constante de tempo inferior a 0,001 s, implicando que a taxa de amostragem deve ser superior a 10kHz, o que não é praticável com o hardware e software do equipamento.

Na aplicação da segunda técnica, o controle de impedância por casamento direto, a lei de controle utilizada impõe que a força do atuador reproduza explicitamente a força de uma mola e de um amortecedor virtuais. Uma das desvantagens dessa técnica é a dependência do

modelo nominal da planta. As principais vantagens dessa técnica são: dispensar o sensor de força e ser menos sensível ao problema de amostragem.

As simulações apresentadas no capítulo 4.1.2 e 4.2.2 demonstram que o controle de impedância por casamento direto é capaz de impor a lei de impedância ao sistema, fato demonstrado pela curva da relação da força aplicada entre as massas suspensa e não suspensa e da velocidade relativa entre elas, das simulações executadas.

O máximo esforço de controle obtido, em módulo, foi de 25 N na simulação de diminuição da rigidez do sistema. Este valor de força de controle indica a possibilidade de se aplicar esta técnica na planta de Planta de Suspensão Ativa, uma vez que está na faixa de trabalho do atuador (-39,2 N a 39,2 N).

Assim como na técnica anterior, as curvas de potência caracterizaram que o aumento de amortecimento necessita de uma retirada de energia do sistema, consequentemente, quando se quer diminuir o amortecimento é necessária a inserção de energia no sistema.

Ao se comparar as duas técnicas aqui empregadas obtém-se aproximadamente o mesmo esforço de controle.

Na aplicação das técnicas de controle de impedância em equipamento laboratorial foram obtidos dados experimentais para validação do conceito do controle de impedância.

Na comparação das respostas dinâmicas experimentais com as simuladas (primeiro e segundo experimento), com a aplicação da lei de controle, foi possível verificar a alteração da impedância do sistema após a ativação do controle da planta.

Considerando que as técnicas de modelagem empregadas neste trabalho não consideram as não linearidades da planta bem como a existência de atrito seco e de Coulomb atuando, optou-se em empregar o controle de impedância na planta emulando uma determinada mola e comparar sua resposta dinâmica à resposta dinâmica experimental da planta com a mola emulada instalada.Ou seja, instalou-se a mola menos rígida e emulou-se a mais rígida via controle. Em seguida, instalou-se a mola mais rígida e compararam-se as respostas experimentais.

Observou-se que as curvas praticamente se sobrepuseram, indicando que o sistema de controle foi capaz de emular a alteração da mola mesmo diante de incertezas do modelo, comprovando sua robustez para a planta de suspensão ativa. Na comparação da relação força velocidade observou-se que o sistema de controle foi capaz de alterar a impedância do sistema.

O experimento de variação da frequência de excitação confirmou, por outro ponto de vista, que o sistema de controle foi capaz de alterar a dinâmica do sistema, fato observado

pelo comparativo da excitação com as molas instaladas e as molas emuladas. Nota-se nestes resultados que a frequência de excitação foi a mesma para a máxima amplitude de deflexão da mola e da máxima amplitude de deflexão da mola emulada. Este experimento também mostrou que o sistema de controle é mais eficaz quando instalada uma mola de menor rigidez e emula-se uma rigidez aparente maior que a instalada.

O sistema de controle de impedância por casamento direto mostrou-se capaz de emular uma mola quando não há molas instaladas, caso típico de suspensão totalmente ativa. A resposta à excitação do tipo degrau foi comparada à resposta do sistema simulado. Observa-se que houve divergências nas curvas, mas estas diferenças são principalmente devidas à saturação do atuador.

Comparando as duas técnicas aplicadas nas simulações e diante dos resultados experimentais, a técnica de controle de Impedância por Casamento Direto mostrou-se mais eficiente por necessitar de um ganho menor no controlador e não necessitar de sensores de força para a atuação do controlador. O fato dessa técnica depender do modelo do sistema de suspensão, durante os experimentos foi observado que se conhecidos as curvas características dos elementos de mola e amortecedor é possível obter o controle de Impedância impondo ao sistema um novo índice de amortecimento e rigidez conforme desejado, mesmo diante de parâmetros e dinâmicas não modeladas.

7 CONCLUSÃO

Os departamentos de desenvolvimento de produtos da indústria automotiva vêm buscando cada vez mais a utilização de técnicas e equipamentos para a diminuição do tempo de desenvolvimento do produto e redução do custo de fabricação. Isto leva a questões de modularidade com padronização de componentes.

Visando a aplicação de padronização de componentes nos sistemas de suspensão, neste trabalho, foi elaborado o conceito da aplicação de uma suspensão ativa como ferramenta de testes com seu sistema de controle baseado na técnica de controle de impedância, de modo a auxiliar o desenvolvimento dos sistemas de suspensões.

Os objetivos deste trabalho foram atingidos, sendo que a investigação da aplicação da técnica de controle de impedância a uma suspensão ativa como ferramenta auxiliar no desenvolvimento de sistemas de suspensões passivas, foi capaz de emular diferentes amortecedores e molas sem a troca física dos componentes da suspensão, conferindo comportamentos dinâmicos diversos sem as implicações oriundas da troca de componentes físicos, tal como o gasto de tempo para a substituição dos mesmos.

Baseado nas simulações e no experimento laboratorial, é possível concluir que o controle de impedância permite a alteração dos parâmetros da suspensão da forma desejada, tornando tecnicamente viável o conceito de sua aplicação numa suspensão ativa como ferramenta de teste. Também se conclui que o esforço de controle necessário para alterar a dinâmica da suspensão está diretamente relacionado à quão distante os parâmetros dos componentes passivos instalados na suspensão ativa estão dos parâmetros dos componentes a serem emulados.

Como continuidade deste trabalho propõe-se:

a) a inserção de parâmetros não lineares nas análises em um quarto de carro, emulando modelos mais realistas de rigidez e amortecimento;
b) a aplicação do controle de impedância em modelo de meio carro e carro completo para a análise do desempenho do sistema;
c) a aplicação do controle de impedância em modelo multicorpo, considerando as instalações dos componentes no sistema de suspensão;
d) a aplicação do sistema de controle de impedância em uma suspensão ativa real.

REFERÊNCIAS

BASTOW, Donald. **Car Suspension and Handling**. Pentech, London, 1987.

CARNEVALLI, José Antonio; VARANDAS JÚNIOR, Angelo; MIGUEL, Paulo Augusto Cauchick. Uma Investigação sobre os Benefícios e Dificuldades na Adoção da Modularidade em uma Montadora de Automóveis**. Produto & Produção**, vol. 12, n. 1, p. 60 - 90, fev. 2011.

CRAIG, J. J. **Introduction to robotics: mechanics and control**. 2nd ed. Reading, Addison Weley, 1989.

CRIVELLARO, Claudio; DONHA, Decio Crisol. LQR/LTR Robust semi-active suspension control system using Magneto-Rheological Dampers. In: BRAZILIAN CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 21., 2011, **Anais…** Natal: ABCM, 2011.

DIXON, John C. **The shock absorber handbook.** John Wiley & Sons, Chichester, 2007.

Ericsson, Luis G. Sigward. **Estudo da influência da rigidez do quadro na dirigibilidade de um veículo de competição formula SAE em ambiente multicorpo.** 2008. Dissertação (Mestrado em engenharia Mecânica) - Universidade de São Paulo, São Carlos. Disponível em: <http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18149/tde-21082009-105817/pt-br.php> Acesso em: 03 out. 2014.

FATEH, Mohammed Mehdi. Robust Impedance control of a hydraulic suspension system. **International journal of robust and non linear control**, v.20, n.8, p.858-872, 2010. Disponível em: < http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/rnc.1473/pdf >. Acesso em: 05 out. 2013.

_____; ALAVI, Seyed Sina. Impedance control of an active suspension system. **Mechatronics**, v.19, p.134-140, 2009. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957415808000779# >.Acesso em:05 out. 2013.

_____; ZIRKOHI, Majid Moradi. Adaptive impedance control of a hydraulic suspension system using particle swarm optimization. **Vehicle systems dynamics:** International journal of vehicle mechanics and mobility, v49, i.12, 1951-1965, 2011. Disponível em: <hppt://dx.doi.org/10.1080/00423114.2011.564289>. Acesso em: 05 out. 2013.

GILLESPIE,T. D. **Fundamental of vehicle dynamics**. Warrendale, Society of Automotive Engineers, 1992.

HENRIQUES, R. V. B. **Controle de posição de manipuladores:** compensação através do filtro de Kalman, 1996. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo.

HOGAN, N. Impedance Control: An Approach to Manipulation: Part I, Part II and Part III. **Journal of dynamic systems, measurement, and control**, v. 107, n.1, p.1-24, 1985.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, **ISO 2631:** Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Geneva, jul. 1997.

_____,**ISO 5982:** Mechanical vibration and shock – Range of idealized values of characterize seated-body biodynamic response under vertical vibration. Geneva, ab. 2002.

MAYA, Paulo Alvaro; LEONARDI, Fabrizio. **Controle essencial.** São Paulo: Pearson, 2011.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D.L. **Race car vehicle dynamics**, Warrendale, Society of Automotive Engineers, 1995.

MILLER, Lane R. Tuning passive, semi-active, and fully active suspension systems. In: CONFERENCE ON DECISION AND CONTROL, 27., 1988, Austin, **Anais…**,IEEE, 1988, p. 2047-2053.

OGATA, K. **Discrete-time control systems**. Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1987.

_____. **Engenharia de controle moderno**. Rio de Janeiro, LTC, 2000.

PACEJKA, H. B. **Tyre and vehicle dynamics**. Elsevier, 2005.

PUHN, Fred. **How make your car handle**. New York: Penguin, 1976

QUANSER. Active suspension LQG control using QUARC. User Manual. Document Number 845, Revision 2.0. i

RILL, Georg. **Vehicle dynamics:** Lecture notes. Regensburg. 2006. Disponível em: <http://pds7.egloos.com/pds/200801/19/01/Vehicle_Dynamics.pdf>. Acesso em 15 abr. 2014.

SANTO AGOSTINHO. UOL, Frases de pensadores. Disponivel em: < http://pensador.uol.com.br/autor/santo_agostinho/ >. Acesso em: 08 nov. 2014.

SLOTINE, J.J.E.; LI, W. **Applied nonlinear control**. New Jersey, Prentice Hall, 1991.

SPONG, M. W.; VIDYAGASAR, M. **Robot dynamics and control**. New York, John Wiley, 1989.

STONE, R.; BALL, J. K. **Automotive engineering fundamentals**. Warrendale: SAE INTERNATIONAL, 2004.

SURDILOVIC, D. Synthesis of Impedance Control Laws at Higher Control Levels: Algorithms and Experiments. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, **Anais...**, IEEE, 1998, p. 213-218.

VARGAS, C.M.C., **Controle baseado em dados de resposta em frequência aplicado a uma suspensão veicular ativa**. 2012. 135f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo.

WALLENTOWITZ, H. **Vertical vehicle dynamics**. Aachen: Istitut Für Kraftfahrwesen, 2004.

YASHIDA, M. et al, H∞ control of an automotive active suspension. In: CONFERENCE ON DECISION AND CONTROL, 29., 1990, Honolulu, **Anais…,** IEEE,1990, p. 2244-2250.

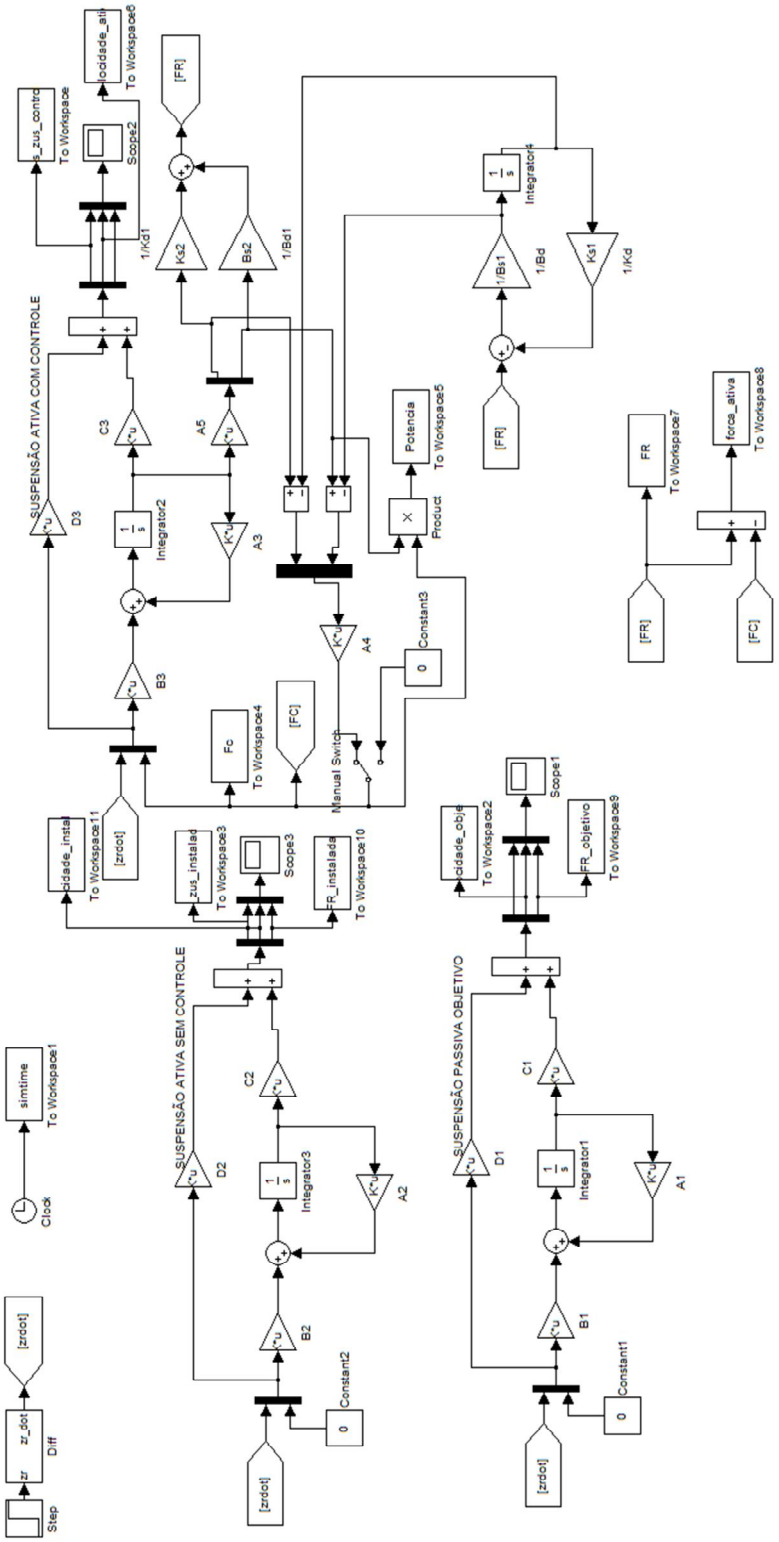
YUEYAN, Chen; JI, Zhao; BIDOU,Wang; SHUANG;Han. High Precision Fuzzy Impedance Control of Free-form Surfaces Polishing Robotic Arm Based on Position Control. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCED INTELLIGENT MECHATRONICS, 2005, Monterey, **Anais…,** IEEE, 2005, p. 819-824.

APÊNDICE A - SCRIPT CONTROLADOR POR CASAMENTO DIRETO

```
% Simulação com controlador por casamento direto

% Modelo SS -
% Descrever o Modelo 1/4 de carro no Espaço de Estado

clearall, clc
%symsM B b K k L N s H I1 PP RR G Y Y1 Y2 U1 A B C D W ZsZusU  Ms Mus Bs
Bus KsKus Zr FcZsDotZusDotZrDot

 % considerando a entrada U sendo
 % U = [ZrDot;Fc];
 % Zr [m/s] é a da curva de deslocamento do pneu (representa o solo)
 % ZrDot [m/s] é a derivada da curva de deslocamento do pneu (representa o
solo)
 % Fc [N] Força aplicada pelo atuador de força.
 % Considerando os estados X = [Zs-Zus;ZsDot;Zus-Zr;ZusDot] e saída Y =
[Zs-Zus;ZsDot-ZusDot;Fr]


Ms = 2.45; % Massa suspensa do veículo em [kg]
 Mus = 1; % Massa não suspensa do veículo em [kg]
 Bus = 5; % Coeficiente de amortecimento do Pneu [Ns/m]
Kus = 2500; % Rigidez do Pneu [N/m]

 % Os valores Bs1, BS2, Ks1 e Ks2 devem ser alterados de acordo com a
 % simulação a ser realizada.

 Bs1 = 7.5; % Coeficiente de amortecimento do Amortecedor [Ns/m] da
suspensão passiva objetivo
 Bs2 = 11.25; % Coeficiente de amortecimento do Amortecedor [Ns/m] da
suspensão ativa controlada
 Ks1 = 980; % Rigidez da mola [N/m]da suspensão passiva objetivo
 Ks2 = 980; % Rigidez da mola [N/m]da suspensão ativa controlada


 %%%%%%%% SUSPENSÃO PASSIVA OBJETIVO %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

A1 = [0 1 0 -1;-Ks1/Ms -Bs1/Ms 0 Bs1/Ms;0 0 0 1;Ks1/Mus Bs1/Mus -Kus/Mus -
(Bs1+Bus)/Mus];

B1 = [0 0;0 1/Ms;-1 0;Bus/Mus -1/Mus];

C1 = [1 0 0 0;0 1 0 0;Ks1 Bs1 0 0];

D1 = [0 0;0 0;0 0];

  %%%%%%%% SUSPENSÃO ATIVA A SER CONTROLADA %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

A = [0 1 0 -1;-Ks2/Ms -Bs2/Ms 0 Bs2/Ms;0 0 0 1;Ks2/Mus Bs2/Mus -Kus/Mus -
(Bs2+Bus)/Mus];

B = [0 0;0 1/Ms;-1 0;Bus/Mus -1/Mus];

C = [1 0 0 0;0 1 0 0;Ks2 Bs2 0 0];

D = [0 0;0 0;0 0];
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% CONTROLADOR %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

  E = [Ks1 Bs1];


sim('Simulacao_numerica')
disp('D-O-N-E')

figure(1)
plot(simtime,zs_zus_control,'c',simtime,zs_zus_objetivo,'r-
.',simtime,zs_zus_instalado)
legend('Ativa controlada','Objetivo','Ativa sem controle')
title('Comparativo da Deflexão da Mola - Aumentando Rigidez e diminuindo
Amortecimento')
ylabel('Amplitude (m)')
xlabel('Tempo (s)')
grid

figure(2)
plot(simtime,Fc)
title('Força de Controle Fc - Aumentando Rigidez e diminuindo
Amortecimento')
ylabel('Força (N)')
xlabel('Tempo (s)')
grid

figure(3)
plot(simtime,Potencia)
title('Potência de Controle - Aumentando Rigidez e diminuindo
Amortecimento')
ylabel('Potência (W)')
xlabel('Tempo (s)')
grid


figure(4)
plot3(simtime,FR_instalada,Velocidade_instalada,simtime,FR_objetivo,Velocid
ade_objetivo,'r',simtime,forca_ativa,Velocidade_ativa,'g')
legend('Instalada','Objetivo','Controlada')
title('Relação Força Velocidade')
zlabel('Velocidade(m/s)')
ylabel('Força (N)')
xlabel('Tempo (s)')
grid
figure(5)
plot(FR_instalada,Velocidade_instalada,FR_objetivo,Velocidade_objetivo,'r',
forca_ativa,Velocidade_ativa,'g')
legend('Instalada','Objetivo','Controlada')
title('Relação Força Velocidade')
ylabel('Velocidade(m/s)')
xlabel('Força (N)')
```

APÊNDICE B - “SIMULAÇÃO NUMÉRICA” - CASAMENTO DIRETO



APÊNDICE C -SCRIPT CONTROLADOR POR CASAMENTO INDIRETO

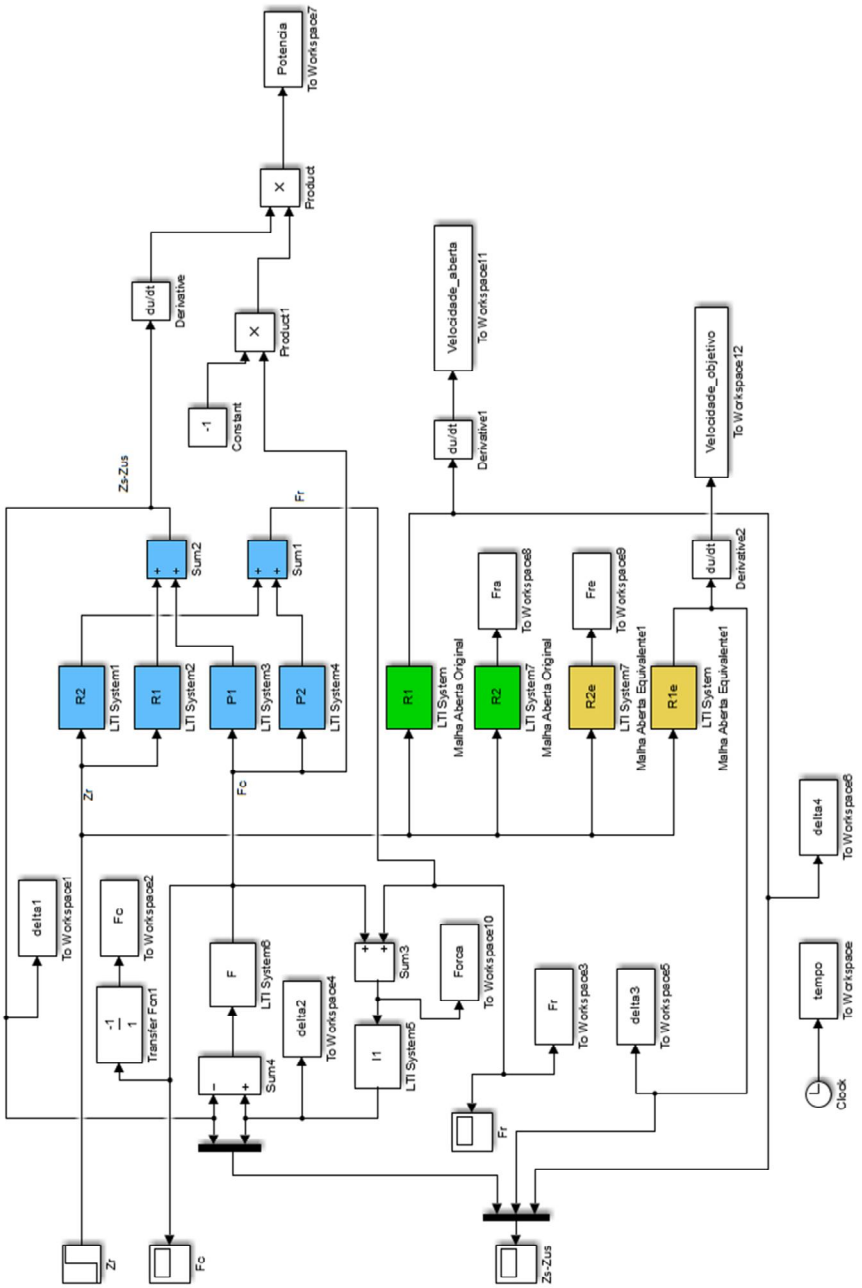
```
clc, clear all,close all
%  clc
%  close all
%   clear all
syms M1 B1 b K1 k L1 N1 s H I1 PP RR G Y1 Y2 U1  %::
criavariáveissimbólicas
global W1 W3 W3i  %:: as variáveis globais são 'vistas' por outras função
sem precisar passá-las como parãmetros


% precisa dos seguintes arquivos:
% controlador1_M.m
% fechada1_MDL.mdl

% u = [ ZrFc]
% x = [ ZsZusZsDotZusDot ]

% %%%%%%%%%%%%%%% malha aberta %%%%%%%%%%%%%%
Ms = 2.45;
Mus = 1;
Bs = 7.5;
Bt = 5;
Ks = 980;
Kt = 2500;


 M1 = [ Ms     0;  0    Mus  ];
 K1 = [ Ks   -Ks; -KsKs+Kt ];
 B1 = [ Bs   -Bs; -BsBs+Bt ];
 L1 = [ 0     -1;  Kt    1   ];
 N1 = [ 0      0;  Bt    0   ];


 % % % % % % Modelono SS

A = [0 1 0 -1;-Ks/Ms -Bs/Ms 0 Bs/Ms;0 0 0 1;Ks/Mus Bs/Mus -Kt/Mus -
(Bs+Bt)/Mus];
B = [0 0;0 1/Ms;-1  0;Bt/Mus -1/Mus];
C = [1 0 0 0 ; -Ks/Ms -Bs/Ms 0 Bs/Ms ];
D = zeros(6,2); D(6,2)=1/Ms;

    K = zeros(1,4);
L = NaN;


%  break

H = [1 ; (s*Bs+Ks)]*[1 -1]*inv(M1*s^2+B1*s+K1)*(N1*s+L1);
H =simplify(H);
% H =collect(H);
% pretty(H)

% break
```

```
[nH,dH] = numden(H); %:: transforma H numa relação de polinômios
     R1 = tf( sym2poly(nH(1,1)),sym2poly(dH(1,1)) );  %:: transforma os
polipolinômiossimólicos em numéricos e cria uma função de transferência com
eles
R2 = tf( sym2poly(nH(2,1)),sym2poly(dH(2,1)) );
     P1 = tf( sym2poly(nH(1,2)),sym2poly(dH(1,2)) );
     P2 = tf( sym2poly(nH(2,2)),sym2poly(dH(2,2)) );

% break

% modelo de referencia%

bs = 11.25;         %desejado
ks = 980;         %desejado
I1 = tf(1, [bsks]);        % impedância de referência (desejada)
PP = minreal(P1-P2*I1-I1);  % planta equivalente %***
RR = minreal(R2*I1-R1);     % filtro equivalente %***
ZR = tf(0.02, [1 0]);     % perturbação tipo desnível

% break

% %%%%%%%%%%%%%%% projeto H2 %%%%%%%%%%%%%%%

[nF,dF] = controlador1_M(bs,ks);    % .M do projeto %:: passa os valores bs
e ks para a função 'controlador1_M' que retorna os polinômios do
controlador
F_ = tf(nF,dF) %:: cria uma função e transferêcia com os polinômios do
controlador
% Tol = 0.1;%  tira dinâmicas %:: com ele valor de tolerância, a função
MINREAL consegue tirar as dinâmicas desprezíveis
% Tol = 1e-2;% não tira dinâmicas
% F = minreal(F_,Tol); %:: retira da função e transferêcia as dinâmicas
menos importantes.
F = balred(F_,2)  %:: redução balanceada da ordem do modelo
% bode(F,F_), break
S = 1/(1+F*PP);  % função sensibilidade %:: função e transferêcia do erro
para a entrada

w = logspace(-1,4,1000);  %:: cria um vetor logaritmicamente espaço de 10^-
1 até 10^4 com 1000 pontos
% figure(1), subplot(2,1,1) %:: cria janelas de 'plotagem' com 2 linhas, 1
coluna e seleciona a primeira janela
%     sigma(PP,RR*ZR,w)     %:: plota do diagrama de Bode da planta PP e da
função fd
%     legend('PP','fd')
%     grid
% figure(1), subplot(2,1,2) %:: cria janelas de 'plotagem' com 2 linhas, 1
coluna e seleciona a segunda janela
%     sigma(S,w)            %:: plota do diagrama de Bode da função
Sensibilidade (do erro para a entrada)
%     legend('S')
%     grid
% break


%                          %%%% COBEM %%%%%
figure(1),
sigma(PP,RR*ZR,w)   %:: plota do diagrama de Bode da planta PP e da função
fd
legend('PP(s)','Xs(s)')
title('Magnitude  do diagrama de Bode')
```

```
xlabel('Frequência')
ylabel('')
grid
                        W1 = tf(  [1000],   conv( [1/100 1],[1] )  );  %:: 
define as funções peso
W3i = tf(  [1],     conv( [1/100 1],[1] )  );
                        W3 = 1/W3i;
figure(2),
sigma(1/W1,W3i,w)  %:: plota do diagrama de Bode das funções peso
legend('1/W1','1/W3')
title('Função Peso')
ylabel('')
xlabel('Frequência')
grid
figure(3),
sigma(S,w)  %:: plota do diagrama de Bode a função sensibilidade
legend('S')
title('Função Sensibilidade')
ylabel('')
xlabel('Frequência')
grid
figure(4),
sigma(F,w)  %:: plota do diagrama de Bode do controlador F
legend('F')
title('Controlador')
ylabel('')
xlabel('Frequência')
grid
%                         break
%

% %%%%%%%%%%%%%%%% malha fechada %%%%%%%%%%%%%%%
% G = [  R1 + ( F*P1*(R1-I1*R2)/(F*I1-F*P1+F*I1*P2-1) )
%        R2 + ( F*P2*(R1-I1*R2)/(F*I1-F*P1+F*I1*P2-1) )   ];
%
% U1 = tf(10e-3, [1 0]);
% Y1 = G(1)*U1;

% %%%%%%%%%%%%%%%% malha aberta equivalente %%%%%%%%%%%%%%%
% R1e = (Zs-Zus)/Zr                 para Bs = bs e Ks = ks

Ms = 2.45;
Mus = 1;
Bs = bs;
Bt = 5;
Ks = ks;
Kt = 2500;

 M1 = [ Ms     0;  0    Mus  ];
 K1 = [ Ks   -Ks; -KsKs+Kt ];
 B1 = [ Bs   -Bs; -BsBs+Bt ];
 L1 = [ 0     -1;  Kt    1   ];
 N1 = [ 0      0;  Bt    0   ];

H = [1 ; (s*Bs+Ks) ]*[1 -1]*inv(M1*s^2+B1*s+K1)*(N1*s+L1);
      H =simplify(H);
[nH,dH] = numden(H);  %:: transforma H numa relação de polinômios
    R1e = tf( sym2poly(nH(1,1)),sym2poly(dH(1,1)) ); %:: transforma os
polipolinômios simbólicos em numéricos e cria uma função de transferência
com eles
    R2e = tf( sym2poly(nH(2,1)),sym2poly(dH(2,1)) ); %: transforma os
```

```
polipolinômios simbólicos em numéricos e cria uma função de transferência
com eles
fechada1_MDL  %:: abre ao arquico do simulink com esse nome
sim('fechada1_MDL') %:: simula o arquico do simulink com esse nome
disp('D-O-N-E')

% figure(10) %:: abre a figura número 10
% subplot(3,1,1),plot(tempo,delta1,'c', ...  %:: cria janelas de 'plotagem'
com 2 linhas, 1 coluna e seleciona a primeira janela
%                     tempo,delta3,'r-.', ...
%                     tempo,delta4  ...
%                     ), grid
%     legend('Ativa Controlada','Objetivo','Ativa sem controle')
%     title('Comparativo da Deflexão da Mola')
%     xlabel('tempo(s)')
%     ylabel('m')
% subplot(3,1,2),plot(tempo,Fc), grid %:: cria janelas de 'plotagem' com 2
linhas, 1 coluna e seleciona a segunda janela
%     legend('Fc')
%     title('Controlador')
%     xlabel('tempo(s)')
%     ylabel('N')
%
%subplot(3,1,3),plot(tempo,Potencia), grid %:: cria janelas de 'plotagem'
com 2 linhas, 1 coluna e seleciona a segunda janela
%     legend('Potência')
%     title('Controlador')
%     xlabel('tempo(s)')
%     ylabel('W')

figure(10) %:: abre a figura número 10
plot(tempo,delta1,'c', ...  %:: cria janelas de 'plotagem' com 2 linhas, 1
coluna e seleciona a primeira janela
tempo,delta3,'r-.', ...
tempo,delta4  ...
), grid
legend('Ativa Controlada','Objetivo','Ativa sem controle')
title('Comparativo da Deflexão da Mola')
xlabel('tempo(s)')
ylabel('m')

figure(11)
plot(tempo,Fc)
grid %:: cria janelas de 'plotagem' com 2 linhas, 1 coluna e seleciona a
segunda janela
legend('Fc')
title('Controlador')
xlabel('tempo(s)')
ylabel('N')

figure(12)
plot(tempo,Potencia), grid %:: cria janelas de 'plotagem' com 2 linhas, 1
coluna e seleciona a segunda janela
legend('Potência')
title('Controlador')
xlabel('tempo(s)')
ylabel('W')

figure(13)
plot3(tempo,Fra,Velocidade_aberta,tempo,Fre,Velocidade_objetivo,'r',tempo,F
orca,Velocidade_ativa,'g')
```

```
legend('Instalada','Objetivo','Controlada')
title('Relação Força Velocidade')
zlabel('Velocidade(m/s)')
ylabel('Força (N)')
xlabel('Tempo (s)')
grid
figure(14)
plot(Fra,Velocidade_aberta,Fre,Velocidade_objetivo,'r',Forca,Velocidade_ati
va,'g')
legend('Instalada','Objetivo','Controlada')
title('Relação Força Velocidade')
ylabel('Velocidade(m/s)')
xlabel('Força (N)')
Apêndice D -Arquivo controlador1_M.M
% controlador1_M.m
function [num,den] = controlador1_M(bs,ks)
syms   M B K L N s H I1 PP RR G Y1 Y2 U1
global W1 W3 W3i

Ms = 2.45; %243;
Mus = 1; %40;
Bs = 11.25; %370;
Bt = 5; %414;
Ks = 980; %14671;
Kt = 2500; %124660;


  M = [ Ms     0;  0    Mus  ];
  K = [ Ks   -Ks; -KsKs+Kt ];
  B = [ Bs   -Bs; -BsBs+Bt ];
  L = [ 0     -1;  Kt    1   ];
  N = [ 0      0;  Bt    0   ];

H = [1 ; (s*Bs+Ks) ]*[1 -1]*inv(M*s^2+B*s+K)*(N*s+L);
      H =simplify(H);
[nH,dH] = numden(H);
R1 = tf( sym2poly(nH(1,1)),sym2poly(dH(1,1)) );
     R2 = tf( sym2poly(nH(2,1)),sym2poly(dH(2,1)) );
     P1 = -tf( sym2poly(nH(1,2)),sym2poly(dH(1,2)) );
     P2 = -tf( sym2poly(nH(2,2)),sym2poly(dH(2,2)) );
% modelo de referencia%

bs = 7.5;             %desejado
ks = 980;            % desejado
I1 = tf(1, [bsks]);        % impedância de referência (desejada)
PP = minreal(P1-P2*I1-I1);  % planta equivalente %***
RR = minreal(R2*I1-R1);     % filtro equivalente %***
ZR = tf(0.02, [1 0]);     % perturbação tipo desnível

% w = logspace(0,3,1000);
W1 = tf(  10*[1000],   conv( [1/100 1],[1] )  );
W3i = tf(  [1],     conv( [1/100 1],[1] )  );
W3 = 1/W3i;

[a,b,c,d] = linmod('controlador1_MDL');
b1 = b(:,1);
       b2 = b(:,2);
       c1 = c(1:2,:);
       c2 = c(3:3,:);
      d11 = d(1:2,1);
      d12 = d(1:2,2);
```

```
      d21 = d(3:3,1);
      d22 = d(3:3,2);

          sys = mksys(a,b1,b2,c1,c2,d11,d12,d21,d22,'tss');
  [ss_F,ss_T] = h2lqg(sys);
% [ss_F,ss_T] = hinf(sys);
[A1,B1,C1,D1] = branch(ss_F);
[num,den] = ss2tf(A1,B1,C1,D1);

F = tf(num,den);
T = F*PP/(1+F*PP);

figure(1),step(T);
w = logspace(-1,5);

figure(2),
sigma(W1,w),   hold on
sigma(1/W3,w)
sigma(PP*F,w),
sigma(T,w),    hold off
legend('W1','1/W3','F.PP','T')
grid
```

APÊNDICE E - FECHADA1_MDL.MDL