

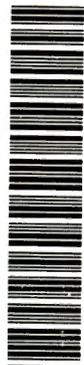
Universidade de São Paulo  
Escola de Engenharia de São Carlos  
Departamento de Engenharia Mecânica

# Estudo Comparativo de Desempenho entre Suspensões Passiva, Semi-Ativa e Totalmente Ativa Utilizando Modelo Completo de Veículo

Autor: Eng. José Paulo de Angelo Sanchez

Orientador : Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

DEDALUS - Acervo - EESC



31100036369

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia  
de São Carlos da Universidade de São Paulo,  
como parte dos requisitos para a obtenção do  
título de Mestre em Engenharia Mecânica



São Carlos  
1997

Class. TESE-EEESC  
Cott. 5028  
Tombo T088/97

Área: Engenharia Mecânica.

31100036369

st 0747777

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento  
da Informação do Serviço de Biblioteca - EEESC-USP

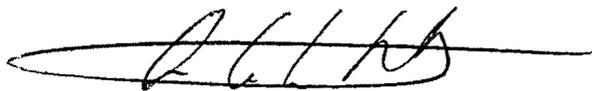
S211e Sanchez, José Paulo de Angelo  
Estudo comparativo de desempenho entre  
suspensões passiva, semi-ativa e totalmente ativa  
utilizando modelo completo de veículo / José  
Paulo de Angelo Sanchez. -- São Carlos, 1997.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia  
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1997.  
Área: Engenharia Mecânica  
Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

1. Dinâmica veicular. 2. Suspensão ativa.  
3. Sistemas multicorpos. I. Título

## FOLHA DE APROVAÇÃO

Dissertação defendida e aprovada em 04-4-1997  
pela Comissão Julgadora:



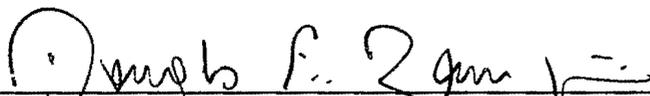
---

Prof. Doutor **ALVARO COSTA NETO (Orientador)**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



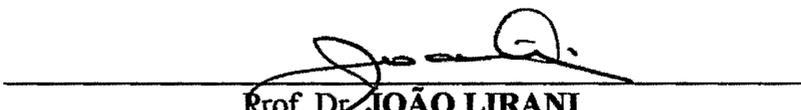
---

Prof. Doutor **MÁRIO FRANCISCO MUCHERONI**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



---

Prof. Doutor **DOUGLAS EDUARDO ZAMPERLI**  
(Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas)



---

Prof. Dr. **JOÃO LIRANI**

Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



---

**JOSÉ CARLOS A. CINTRA**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação

**Para**

**Daniel, Beatriz e Keila**

## **Agradecimentos**

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto, por ter me oferecido a oportunidade de realizar este trabalho e por ter proporcionado as condições necessárias à sua execução.

À CAPES, por ter me contemplado com uma bolsa durante parte do período em que este trabalho foi realizado.

Ao colega José Pasquini Jr., que permitiu a adaptação de seu modelo de veículo completo para utilização neste trabalho.

Aos demais colegas, professores e funcionários da EESC, pela amizade, incentivo e colaboração.

A meu irmão, Luiz Eduardo de Angelo Sanchez, cujo exemplo estimulou-me a enfrentar este desafio.

A Deus, acima de tudo e de todos.

# Resumo

Sistemas de suspensão ativos com desempenho superior ao das suspensões convencionais já são utilizados em alguns modelos de veículos e sua aplicação tende a ser cada vez maior com a redução de custo e o aumento da performance dos microprocessadores e sensores eletrônicos. As técnicas de projeto tradicionais, baseadas em testes com protótipos físicos, são muito limitadas para o desenvolvimento desses sistemas mais complexos e sofisticados. Com o emprego de programas de simulação computacional de sistemas multicorpos pode-se construir "protótipos virtuais" que possibilitam a avaliação de inúmeras alternativas de projeto sem que protótipos reais tenham de ser fabricados e testados em pistas de provas. Neste trabalho apresentamos um estudo comparativo entre sistemas de suspensão do tipo semi-ativo e totalmente ativo, tomando por base um sistema de suspensão convencional. Para tanto utilizamos um modelo de veículo completo tridimensional não linear, gerado através de um software de modelagem e simulação de sistemas multicorpos. Os resultados mostram que através de uma escolha apropriada de parâmetros pode-se obter suspensões totalmente ativas e semi-ativas muito superiores às suspensões passivas no que diz respeito à isolamento de vibrações, mas para um desempenho superior também em termos de contato pneu-pista e de aproveitamento do espaço de trabalho é necessário a utilização de estratégias adaptativas. Além disso, a diferença de performance observada entre a suspensão totalmente ativa e a semi-ativa foi relativamente pequena.

# Abstract

Active suspension systems with better performance than conventional suspensions are already available in some vehicle models. Probably they will be more and more used as the electronic sensors and microprocessors costs decrease while their performance increase. Along with these new systems comes the need to change the traditional suspension development techniques. With these more sophisticated suspensions, tuning the system only on the test track is not feasible. Multibody systems analysis softwares can model "virtual prototypes" that enable extensive design solutions evaluation without the need of building physical prototypes. This work presents a comparative study of semi-active and fully active suspension systems relative to a conventional suspension. To accomplish this it is used a tridimensional, non-linear full vehicle model generated by a multibody systems modeling and simulation software. The results show that by means of an appropriate choice of parameters it is possible to achieve fully active and semi-active suspensions much better than passive ones regarding vibration isolation. However, to achieve a better performance also in terms of roadholding and workspace efficiency it should be necessary to adopt some adaptive strategy. In addition, the observed performance differences between fully active and semi-active systems were relatively small.

# Lista de Símbolos

$A$	coeficiente de rugosidade da via
$A_z$	valor RMS da aceleração vertical da massa suspensa
C.G.	centro de gravidade
$C_c$	coeficiente de amortecimento crítico
$C_{SH}$	coeficiente de amortecimento inercial do atuador tipo "skyhook"
$C_1$	coeficiente de amortecimento convencional
$F_A$	força horizontal transmitida na área de contato pneu-pista
$F_T$	valor RMS da média das forças normais de contato dinâmicas nos quatro pneus
$f$	frequência
$f_1$	frequência de ressonância da massa suspensa
$g$	aceleração da gravidade
$G_1$ a $G_4$	ganhos de realimentação
$i$	unidade complexa imaginária
$J$	índice de desempenho
$K_1$	coeficiente de rigidez da mola
$K_2$	coeficiente de rigidez do pneu
$M_1$	um quarto da massa suspensa total do veículo
$M_2$	massa não suspensa (roda e agregados)
$N$	força normal transmitida na área de contato pneu-pista

$q_1$	constante de ponderação da deflexão dinâmica do pneu
$q_2$	constante de ponderação da deflexão dinâmica da suspensão
R.A.	relação de amplitudes
$s$	operador de Laplace
$u$	força exercida pelo atuador
$V$	velocidade longitudinal do veículo
$W_S$	valor RMS da média das deflexões dinâmicas nas quatro suspensões
$W_1$	peso de uma quarto da massa suspensa do veículo
$z_1$	deslocamento vertical da massa suspensa
$z_2$	deslocamento vertical da massa não suspensa
$z_R$	deslocamento vertical imposto pelo perfil da pista à porção do pneu em contato com o solo
$\dot{z}_1$	velocidade vertical da massa suspensa
$\dot{z}_2$	velocidade vertical da massa não suspensa
$\ddot{z}_1$	aceleração vertical da massa suspensa
$\ddot{z}_R$	aceleração vertical imposta pelo perfil da pista à porção do pneu em contato com o solo
$Z_E$	deflexão estática da suspensão
$\alpha_R$	valor RMS da aceleração angular de rolamento da massa suspensa
$\alpha_P$	valor RMS da aceleração angular de arfagem (“pitch”) da massa suspensa
$\rho$	constante de ponderação do esforço de controle
$\mu$	coeficiente de atrito
$\mu_0$	coeficiente de atrito máximo
$\xi$	fator de amortecimento
$\omega$	frequência angular
$\Phi$	densidade espectral de potência

# Índice

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Proposições .....	3
<b>2</b>	<b>A Evolução dos Sistemas Ativos de Suspensão</b>	<b>6</b>
2.1	Introdução .....	6
2.2	Revisão Bibliográfica .....	8
2.3	Conclusão .....	39
<b>3</b>	<b>Considerações Gerais sobre Sistemas de Suspensão Veiculares</b>	<b>41</b>
3.1	Introdução .....	41
3.2	As Suspensões Passivas e Suas Limitações .....	45
<b>4</b>	<b>Tipos de Sistemas de Suspensão Ativos</b>	<b>56</b>
4.1	Introdução .....	56
4.2	Suspensões Adaptativas .....	57
4.3	Suspensões Totalmente Ativas .....	61
4.4	Suspensões Ativas Lentas .....	69
4.5	Suspensões Semi-Ativas .....	73

<b>5</b>	<b>Modelagem de Veículo Completo para Estudo Comparativo de Suspensões</b>	<b>79</b>
5.1	Introdução .....	79
5.2	Modelagem e Simulação de Sistemas Multicorpos .....	81
5.3	Descrição Geral do Modelo .....	84
5.4	Modelagem da Suspensão Totalmente Ativa .....	86
5.5	Modelagem da Suspensão Semi-Ativa .....	88
5.6	Modelagem da Via .....	90
<b>6</b>	<b>Simulação e Análise dos Resultados</b>	<b>93</b>
6.1	Introdução .....	93
6.2	Simulação e Resultados .....	94
6.3	Discussão dos Resultados .....	107
<b>7</b>	<b>Conclusão</b>	<b>109</b>
	<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>113</b>
	<b>Apêndice - Tabelas Referentes aos Gráficos dos Resultados</b>	<b>129</b>

# Capítulo 1

## Introdução

O automóvel têm sido desenvolvido ao longo deste século a um tal nível de perfeição que a continuidade desse processo se dá em degraus cada vez menores, e novas melhorias têm custado esforços cada vez maiores. Isto é particularmente verdadeiro no que diz respeito aos sistemas de suspensão.

Os componentes mais importantes da suspensão, cujas propriedades influenciam significativamente o comportamento geral do veículo, são as molas e os amortecedores. Embora esses elementos passivos e a própria geometria da suspensão venham sendo cada vez mais otimizados, eles funcionam segundo os mesmos princípios físicos desde o surgimento dos primeiros carros.

O desenvolvimento dos sistemas de suspensão convencionais chegou a um estágio em que melhorias de desempenho em termos de conforto só podem ser obtidas em detrimento do desempenho em termos de segurança e vice-versa. Este compromisso indica claramente o esgotamento do potencial de desenvolvimento do sistema convencional, baseado em molas e amortecedores de características fixas. Essas limitações, reconhecidas há muito tempo, têm desafiado projetistas e pesquisadores a buscar soluções radicalmente inovadoras.

Suspensões não convencionais vêm sendo estudadas há mais de quarenta anos, mas dificuldades técnicas e econômicas impediam a realização de sistemas confiáveis e de bom desempenho que pudessem ser produzidos em escala industrial e substituir com vantagens os já tão otimizados sistemas passivos. Entretanto, a década passada assistiu a uma evolução extraordinária dos circuitos eletrônicos miniaturizados e dos computadores, o que provocou uma intensificação nas pesquisas sobre sistemas de suspensão ativos. Atualmente alguns modelos de automóveis mais sofisticados já empregam suspensões ativas e a tendência é que esses sistemas tenham aplicação cada vez mais generalizada.

Existem algumas diferenças essenciais entre as suspensões convencionais e as suspensões ativas, que permitem a estas superar as limitações de desempenho inerentes aos sistemas passivos. As molas e amortecedores convencionais geram forças apenas em resposta a movimentos relativos em suas extremidades, ao passo que os atuadores das suspensões ativas podem a princípio gerar forças em função de quaisquer variáveis, relativas ou absolutas, medidas por sensores localizados em pontos remotos do veículo e/ou estimadas por meio de algoritmos computacionais e processadas através de sistemas de controle. As suspensões ativas podem também variar suas características segundo as condições de operação instantâneas detectadas pelos sensores, obedecendo a alguma estratégia de adaptação pré-definida. Além disso, as suspensões ativas podem introduzir energia no sistema (realizar trabalho), enquanto que as suspensões passivas estão limitadas a dissipar e armazenar energia (nos amortecedores e nas molas, respectivamente).

Muitos tipos de sistemas de suspensão ativos têm sido propostos, inclusive suspensões que ao invés de introduzir energia, apenas controlam sua taxa de dissipação e/ou de armazenamento. Tais sistemas, denominados semi-ativos e adaptativos, são considerados casos particulares enquadrados na categoria geral das suspensões ativas.

As suspensões ativas representam uma mudança de paradigma em relação aos sistemas convencionais, de modo que mesmo as técnicas de projeto e desenvolvimento de suspensões precisam ser reformuladas. Os sistemas ativos proporcionam uma flexibilidade de projeto muito grande, e envolvem uma quantidade de parâmetros e uma possibilidade de opções muito maior que as suspensões comuns. Isto torna inviável a forma tradicional de desenvolvimento, baseada principalmente em testes de pista com protótipos. A maior complexidade das suspensões ativas requer a utilização de ferramentas de projeto mais sofisticadas, como a simulação computacional através de modelos realísticos capazes de reproduzir o comportamento do veículo com grande precisão. Esta demanda vem sendo atendida por softwares de simulação de sistemas multicorpos, que permitem a construção de verdadeiros "protótipos virtuais" e possibilitam o teste de inúmeras alternativas de projeto antes que qualquer protótipo físico tenha de ser construído.

## **1.1 Proposições**

A grande maioria dos trabalhos sobre suspensões ativas têm sido realizados com a utilização de modelos matemáticos lineares extremamente simples, algumas vezes com apenas um grau de liberdade. A simplicidade e a linearidade foram necessárias à aplicação das técnicas de projeto de sistemas de controle e para uma melhor compreensão dos fenômenos básicos relacionados ao projeto de controladores para sistemas de suspensão ativos. Além disso, modelos tridimensionais não lineares de veículos são muito trabalhosos de se obter manualmente e resultam em sistemas de equações diferenciais e algébricas praticamente impossíveis de se resolver

analiticamente. Entretanto, após mais de três décadas de pesquisas sobre os problemas fundamentais e a estrutura básica dos sistemas de suspensão ativos, o papel dos modelos simplificados parece estar próximo do esgotamento.

A evolução da teoria de sistemas multicorpos, que nasceu na década de 60 a partir da necessidade de se obter as equações do movimento para espaçonaves [18], combinada ao extraordinário aumento de performance dos computadores nos últimos anos, levou ao surgimento de programas de computador capazes de formular e resolver automaticamente as equações do movimento de sistemas mecânicos complexos, como os automóveis. A aplicação desses programas na indústria automobilística tem se expandido a partir do final da década passada e sua utilização tem diminuído a necessidade de construção de protótipos, agilizando e barateando o processo de desenvolvimento.

No presente trabalho nos propomos a realizar um estudo comparativo entre sistemas de suspensão do tipo semi-ativo e totalmente ativo, tomando por base um sistema de suspensão convencional e utilizando um modelo de veículo completo tridimensional não linear gerado através de um software de modelagem e simulação de sistemas multicorpos. Trabalhos comparando sistemas de suspensão totalmente ativos, semi-ativos e passivos tem sido publicados [9, 87, 21, 70], mas todos fazem uso de modelos de veículo lineares (embora os sistemas de controle sejam não lineares em alguns casos). Além disso, estabelecemos como um objetivo adicional proporcionar uma revisão abrangente sobre o tema “suspensões ativas”, de modo que este trabalho possa servir como uma introdução a este assunto.

No capítulo dois deste trabalho é apresentado um quadro da evolução dos sistemas de suspensão ativos. Isto é feito através de uma revisão bibliográfica em que são comentados os aspectos principais de um grande número de referências.

No capítulo três procura-se definir as funções gerais da suspensão de um veículo e são analisadas as limitações intrínsecas dos sistemas de suspensão passivos.

O capítulo quatro contém uma descrição dos tipos básicos de sistemas de suspensão ativos e uma discussão sobre suas características, performance, vantagens e desvantagens.

A técnica de modelagem e simulação de sistemas multicorpos é abordada no capítulo cinco, onde também é apresentado o modelo de veículo utilizado no estudo comparativo dos sistemas de suspensão. Além disso, são apresentados os modelos dos sistemas de suspensão totalmente ativo e semi-ativo adotados e o modelo da pista.

No capítulo seis são descritos os parâmetros utilizados nas simulações e os resultados são apresentados e analisados.

Finalmente, o capítulo sete traz as conclusões e algumas sugestões para o desenvolvimento de futuros trabalhos.

## **Capítulo 2**

# **A Evolução dos Sistemas Ativos de Suspensão**

### **2.1 Introdução**

A utilização de sistemas ativos de suspensão tem progredido sensivelmente conforme têm aumentado a disponibilidade, economia e performance de sensores, atuadores e micro-processadores. Muitos sistemas de suspensão em produção têm sido modificados para incorporar características variáveis de amortecimento e, menos frequentemente, rigidez. Em geral essas características não são variadas o tempo todo, mas apenas ajustadas automaticamente em função de determinados eventos indicadores das condições de utilização do veículo (alteração da carga, frenagens bruscas, altas acelerações laterais, etc.). Desta forma procura-se maximizar o conforto (isolação de vibrações) ou a segurança (manobrabilidade) de acordo com as necessidades do momento. Essas suspensões podem ser consideradas como um tipo particular de suspensão ativa, classificadas na categoria das suspensões adaptativas, como veremos com mais detalhe no capítulo 4. Os atuadores empregados incluem amortecedores de orifício ajustável e molas pneumáticas de volume variável.

As implementações de suspensões ativas continuamente controladas têm aparecido de maneira mais esporádica, embora os estudos teóricos e as simulações sejam muito numerosos. Esses estudos analíticos enfocam basicamente três classes de sistemas : as suspensões totalmente ativas, as suspensões ativas lentas e as suspensões semi-ativas. Enquanto as suspensões totalmente ativas e ativas lentas necessitam um suprimento de potência relativamente elevado, as suspensões semi-ativas operam com uma quantidade de energia muito pequena.

As suspensões totalmente ativas empregam atuadores de alta potência em substituição às molas e amortecedores das suspensões convencionais. As estratégias de controle podem ser as mais variadas, mas a maioria dos trabalhos têm se valido da teoria de controle ótimo, se não para a síntese direta do controlador, pelo menos para o estabelecimento de sua estrutura geral. Os sistemas totalmente ativos oferecem um potencial de performance muito superior ao dos sistemas passivos, uma vez que possibilitam a implementação de praticamente qualquer estratégia de controle, utilizando sinais de sensores instalados em quaisquer pontos do veículo, fugindo assim das limitações das leis de atuação dos elementos passivos.

As suspensões ativas lentas surgiram como uma proposta para contornar dificuldades encontradas na implementação experimental das suspensões totalmente ativas. Os sistemas ativos lentos visam primariamente o controle em baixa frequência da atitude do chassi, deixando a tarefa de controlar as vibrações das rodas a cargo de molas e amortecedores passivos. Dessa forma o atuador não necessita responder à altas frequências, evitando-se assim a deficiência na isolação de vibrações de alta frequência que tem sido observada em sistemas totalmente ativos.

Finalmente, as suspensões semi-ativas procuram atingir um desempenho próximo daquele prometido pelas suspensões totalmente ativas mas a um custo comparável ao das suspensões adaptativas. Para isso as suspensões semi-ativas empregam estratégias de controle similares às dos sistemas totalmente ativos, só que

adaptadas à utilização de atuadores passivos de características variáveis ao invés dos atuadores ativos de alta potência. O objetivo é superar o maior obstáculo à produção em larga escala dos sistemas ativos de suspensão : custos elevados de fabricação, operação e manutenção.

## 2.2 Revisão Bibliográfica

Segundo Thompson [99], pode-se considerar que os trabalhos pioneiros na área de suspensões ativas tenham sido o de Federspiel-Labrosse (1954) e o de Hanna e Osbon (1961). Ambos tiveram desdobramento experimental, sendo que o primeiro tratava-se de uma servo-suspensão hidráulica com controle de atitude montada num automóvel Citroën 2CV. O segundo trabalho tratava de um sistema similar instalado num veículo desenvolvido pela Westinghouse e teve posteriormente aplicação militar.

O grande desenvolvimento das teorias de controle, decorrente da corrida espacial e da guerra fria, fez com que no final da década de 60 e início da década de 70 começassem a surgir vários estudos teóricos enfocando a síntese de controladores para suspensões ativas. Em particular o trabalho de Bender [12] introduz a idéia do controle antecipativo ("preview control") para suspensões ativas, ou seja, a instalação de sensores adiante das rodas de modo a proporcionar um conhecimento prévio das irregularidades da via. Outra notável contribuição de Bender foi propor a inclusão na suspensão de uma componente de força proporcional à velocidade vertical absoluta da massa suspensa, dando assim origem ao conceito de atuador que mais tarde viria a ser conhecido como "skyhook damper". O modelo utilizado é de apenas um grau de

liberdade, ou seja, despreza-se a massa não suspensa e as características dos pneus, o que impossibilita o estudo do contato pneu-pista. O controlador é obtido através de otimização via técnicas de filtro de Wiener-Höpf, sendo que o índice de desempenho pondera a aceleração vertical (medida de conforto) e o deslocamento vertical do veículo em relação à pista (medida do espaço de trabalho da suspensão). Melhorias muito significativas de performance em relação aos sistemas passivos são relatadas. Young e Wormley [111] apresentam um trabalho com vários aspectos em comum com o de Bender, como o tipo de modelo, a técnica de otimização e o índice de desempenho, sem entretanto empregar sensoreamento prévio da via nem amortecimento da velocidade absoluta da massa suspensa. Thompson [99] faz a síntese de um de um sistema de suspensão ativo através de técnicas de controle clássico (método do lugar das raízes), considerando dois arranjos alternativos, com um atuador hidráulico respectivamente em paralelo e em série com uma mola, respectivamente. Os gráficos de resposta em frequência demonstram que ambos os sistemas ativos são superiores aos sistemas convencionais na isolação de vibrações, mas ligeiramente inferiores em termos de manutenção do contato pneu-pista. É estudada a utilização de um absorvedor dinâmico de vibrações ligado à massa não suspensa e é sugerido um método para o controle da rolagem do chassi por meio de acelerômetros inclinados. Hedrick et al. [43] usam técnicas de variáveis de estado e otimização num projeto de suspensão ativa para um veículo de transporte de massa de alta velocidade. O modelo utilizado considera, além das translações, os movimentos angulares de arfagem das massas suspensa e não suspensa.

Em 1974 Karnopp et. [57] apresentam um trabalho que estabelece as bases para o desenvolvimento dos sistemas de suspensão semi-ativos. Propõem a utilização de um amortecedor no qual a abertura dos orifícios de passagem do fluido é controlada de modo a se obter uma força proporcional à velocidade absoluta da massa suspensa

durante parte do ciclo de oscilação. O objetivo é aproximar o funcionamento do atuador ativo tipo "skyhook" sem o fornecimento de energia ao sistema, mas apenas modulando a potência dissipada no elemento semi-ativo. Como o elemento proposto é de natureza estritamente dissipativa, é gerada uma força de amortecimento de sentido sempre contrário à velocidade relativa. Nos momentos em que a força no amortecedor tiver sentido diferente do requerido pela lei de atuação do "skyhook", o elemento é desativado através da abertura total dos orifícios. Os resultados das simulações computacionais com um modelo de um grau de liberdade e dos testes experimentais demonstram que esse sistema é capaz de controlar efetivamente a ressonância da massa suspensa sem causar degradação da isolamento em alta frequência.

Ryba [81], 1974, analisa um modelo de dois graus de liberdade incluindo massas suspensa e não suspensa e características do pneu e da suspensão, e conclui que os sistemas de suspensão convencionais estão sujeitos a um compromisso entre conforto do passageiro e contato com a pista. A diminuição da frequência natural da massa suspensa, obtida pela diminuição da rigidez da suspensão, traz melhoria significativa da isolamento de vibrações, desde que o amortecimento também seja reduzido. Entretanto, a redução do amortecimento piora o controle das vibrações da roda, prejudicando o contato pneu-pista. Embora Ryba não aborde o assunto suspensão ativa, seus resultados esclarecem as limitação das suspensões passivas no que diz respeito à dificuldade de se atender simultaneamente os requisitos conflitantes de conforto e segurança.

Thompson [97], em 1976, apresenta um método para a aplicação da teoria de controle ótimo linear quadrático ao problema da obtenção do controlador para uma suspensão ativa submetida à entrada estocástica da via. A entrada (perfil da pista) é considerada como um ruído branco integrado. O modelo do sistema inclui a massa suspensa, a massa não suspensa e a rigidez do pneu. O índice de desempenho

minimizado pondera a aceleração do chassi, a deflexão do pneu e o deslocamento relativo chassi-roda. Essas parcelas representam, respectivamente os requisitos de conforto, segurança e espaço de trabalho da suspensão. A coordenada do perfil da pista, que é a entrada do sistema, está incluída no índice de desempenho, o que impede que a teoria de controle ótimo linear quadrático possa ser aplicada diretamente. O problema estocástico é transformado num problema determinístico equivalente (analogia do degrau unitário) e é utilizada uma mudança de variáveis que leva a um novo sistema independente da entrada da via. Este novo problema pode ser resolvido diretamente como um regulador linear quadrático. A equivalência entre o problema estocástico e o determinístico já havia sido demonstrada por Thompson num trabalho anterior [98]. Os sinais de entrada necessários ao funcionamento do controlador são a velocidade absoluta da massa suspensa e o deslocamento da massa suspensa em relação ao solo. As simulações indicam que o sistema obtido é significativamente superior aos sistemas passivos, tanto em termos de isolamento de vibrações como na manutenção do contato pneu-pista e também em relação ao espaço de trabalho da suspensão. É discutida a possibilidade de se resolver o problema estocástico sem se recorrer à analogia com um problema determinístico. Também é analisada a possibilidade de se considerar a via como um ruído branco filtrado, e se argumenta que isto resultaria na realimentação do perfil da via. Como o perfil da via não pode ser medido diretamente, isto traria certa dificuldade na implementação do controlador.

Tomizuka [102], 1976, retoma o trabalho de Bender [12] sobre controle antecipativo (detecção prévia das irregularidades da via). O problema é abordado através de técnicas de controle ótimo discreto e a solução obtida não envolve funções de transferência com pólos com parte real positiva, o que ocorria na lógica de controle de Bender e que trazia dificuldades para a implementação do controlador.

Em 1979 Sutton [93, 92] aplica a teoria de controle modal à síntese de um sistema de suspensão ativa. O modelo utilizado possui dois graus de liberdade, correspondentes aos movimentos verticais das massas suspensa e não suspensa. O sistema em malha aberta é modelado segundo a representação espaço de estados e os ganhos do controlador são obtidos a partir dos autovalores desejados, através das técnicas de controle modal. Uma bancada de teste foi construída, utilizando-se como atuador um cilindro hidráulico de dupla ação operado através de uma servo-válvula eletro-hidráulica. Foram empregados transdutores para a obtenção dos sinais de realimentação de deslocamento e velocidade das massas suspensa e não suspensa. A performance da suspensão experimental foi estudada pela aplicação de entradas em degrau. É enfatizada a vantagem do controle modal em permitir o projeto de suspensões com características dinâmicas predefinidas, em contraste com as técnicas de controle ótimo, nas quais a performance obtida depende das variáveis incluídas no índice de desempenho e dos pesos a elas atribuídos. Entretanto, o autor reconhece que na prática o comportamento dinâmico resultante da suspensão é fortemente afetado pelas não linearidades e limitações das servo-válvulas e dos atuadores hidráulicos.

Hrovat e Hubbard [50], 1981, estudam o problema de controle ótimo para um modelo de veículo de um grau de liberdade, incluindo no índice de desempenho uma parcela referente à minimização do "jerk" (a derivada da aceleração), que os autores consideram uma medida relevante do conforto proporcionado pela suspensão. A estrutura de controle resultante consiste num ganho para a velocidade vertical absoluta do veículo (o chamado "skyhook damper"), um ganho para o deslocamento vertical absoluto do veículo (que os autores batizam como "skyhook spring") e um ganho para a integral do deslocamento do veículo em relação à pista. Esta integração confere ao sistema a capacidade de operar com deflexão nula em regime, cancelando assim os desvios estáticos de posição da massa suspensa devido a perturbações externas

(variações de carregamento, ventos). As simulações mostram um desempenho superior na isolação de altas frequências em relação às suspensões ótimas obtidas sem a inclusão do "jerk" no índice de desempenho, além, obviamente, de um nível mais baixo de "jerk". O modelo demasiadamente simples utilizado, entretanto, não permite estudar o desempenho do sistema em relação ao contato pneu-pista.

Em 1982, Margolis [65] estuda o controle dos modos de translação vertical ("heave") e arfagem ("pitch") através de duas estratégias de controle ativo diferentes e suas respectivas versões semi-ativas. O modelo de veículo representava uma suspensão dianteira e uma suspensão traseira separadas pela distância entre-eixos (o chamado "modelo de bicicleta"), mas as massas não suspensas e os pneus não eram representados. A estratégia de controle que amortecia o veículo em relação ao referencial inercial ("skyhook") mostrou um desempenho bastante próximo do obtido com a estratégia de controle de realimentação de estados. As versões semi-ativas dessas estratégias tiveram performance muito parecida com as respectivas versões ativas e muito superior à das suspensões passivas. O elemento ativo (ou semi-ativo) foi empregado apenas na suspensão dianteira. Ainda em 1982, Margolis [66] analisa a influência da realimentação de sinais não ideais no desempenho de suspensões ativas e semi-ativas do tipo "skyhook". Assumindo que o sinal de velocidade é obtido da integração da saída de um acelerômetro, e que um integrador ideal não é realizável, o autor considera o processamento do sinal através de filtros passa alta e passa baixa em série. A consequência é uma degradação no controle da ressonância em relação ao caso ideal. É sugerida a adição de amortecimento passivo para atenuar a amplitude da ressonância, mas isso prejudica a isolação em alta frequência. Esse último problema poderia ser contornado realimentando-se diretamente a própria aceleração, além da velocidade. O modelo utilizado nesse estudo é o de um grau de liberdade. Em 1983, Margolis [64] passa finalmente a utilizar um modelo de dois graus de liberdade, o que

permite analisar o desempenho da suspensão não apenas em relação ao conforto, mas também em termos de manutenção contato pneu-pista ("roadholding"). É demonstrado que a aplicação de amortecimento inercial ("skyhook") simultaneamente nas massas suspensa e não suspensa é equivalente à utilização de um único "skyhook" para a massa suspensa juntamente com um amortecedor passivo. Isto significa que na implementação de uma suspensão do tipo "skyhook" não há necessidade de se medir a velocidade da massa não suspensa, mesmo que se pretenda controlar especificamente as oscilações da roda. O contato pneu-pista será neste caso função exclusivamente da quantidade de amortecimento passivo no sistema. Nas simulações o sistema semi-ativo reproduz com boa aproximação o desempenho do sistema ativo. Um amortecedor semi-ativo de dois estados ("on/off") utilizando a lógica de controle do atuador "skyhook" é testado em laboratório, mostrando-se melhor que o amortecedor passivo na maior parte da faixa de frequências ensaiada. Uma das principais conclusões do trabalho é que o sistema ativo também está sujeito a um compromisso entre a isolação de vibrações e a manutenção do contato com a pista, embora esse compromisso seja menos restritivo que o observado nas suspensões passivas.

Karnopp [56], 1983, apresenta um trabalho sobre amortecimento ativo (utilização de atuador que produz força proporcional à velocidades outras que não a velocidade relativa das próprias extremidades) em que chega à conclusões semelhantes às de Margolis [64]. Além disso, propõe um sistema com amortecimento ativo e auto-nivelamento rápido, com o intento de controlar os movimentos de baixa frequência da massa suspensa, tais como o mergulho nas frenagens ou a rolagem nas curvas, sem ter de enrijecer a suspensão e perder em isolação nas altas frequências. O nivelamento rápido ("fast load leveling") seria obtido por realimentação da deflexão da suspensão e proporcionaria deflexão estática nula, tendo portanto um caráter de realimentação integrativa. Para que a atuação do nivelador seja rápida seu ganho deve ser elevado, o

que causaria problemas de estabilidade típicos da realimentação integrativa. Assim, o amortecimento da massa suspensa deve ser extremamente alto para que o sistema possa se manter estável. Karnopp não mostra como a isolação em alta frequência poderia ser conseguida na prática, uma vez que o amortecedor ativo é colocado em paralelo com os elementos passivos. A menos que o amortecedor ativo tivesse uma resposta ideal em alta frequência, ele se tornaria um caminho inevitável de propagação de vibração.

Goodall e Kortüm [34], 1983, apresentam uma revisão sobre a aplicação de controle ativo em transportes terrestres onde são citados 135 trabalhos, mas a área predominante é a de transporte ferroviário, à qual os autores estão vinculados.

Baker [7], 1984, descreve sucintamente, com base em informações fornecidas pelo fabricante, o sistema de suspensão ativa desenvolvido pela Lotus. Projetado para carros de Fórmula 1, o sistema foi também adaptado num veículo de passeio (um Lotus Turbo Esprit), para demonstração da tecnologia. Ao invés de molas e amortecedores a suspensão utiliza cilindros hidráulicos de dupla ação acionados por servo-válvulas, comandadas por um microprocessador que colhem informações de 18 transdutores de vários tipos, incluindo células de carga nos atuadores, sensores de deslocamento das suspensões, acelerômetros nas massas não suspensas, em cada um dos cantos do chassi, e dois (lateral e longitudinal) no centro de massa do veículo. A estratégia de controle baseia-se em técnicas de controle modal, mas seus detalhes não foram revelados. A analogia utilizada por Peter Wright, um dos inventores do sistema, para descrever o funcionamento da suspensão ativa, comparando-o à ação de um esquiador que flexiona os músculos das pernas em resposta à sensação da força normal entre os esquis e o solo, sugere que o controlador tente manter constante a força de contato pneu-pista, retraindo o atuador ao detectar um aumento de força normal provocado por um ressalto na pista e estendendo-o ao perceber uma diminuição de força normal devida à passagem da roda

sobre um buraco, sendo que o valor da força de contato pneu-pista poderia ser obtido aproximadamente a partir dos sinais da célula de carga e do acelerômetro da roda. Alguns dos parâmetros que podem ser regulados independentemente são frequências e amortecimentos modais, altura, resposta a cargas dinâmicas e rigidez à rolagem dianteira e traseira. Esse último ajuste permite alterar as características de esterçamento (comportamento sub/sobresterçante) do veículo. Além de seu uso normal a suspensão ativa da Lotus pode ser empregada em programas de desenvolvimento de suspensões passivas, uma vez que o sistema permite simular o comportamento de uma suspensão convencional completamente ajustável.

Karnopp e Margolis [59], 1984, argumentam que o simples ajuste do amortecimento da suspensão é uma forma muito limitada de adaptação às condições variáveis de pista e propõem um tipo de suspensão adaptativa em que além do amortecimento se possa também variar a rigidez. Para modificar a rigidez seriam utilizados um ou mais amortecedores controláveis que adicionariam ou removeriam elementos flexíveis do sistema, funcionando como chaveadores do sistema de molas.. Uma das maneiras de se implementar uma suspensão desse tipo seria através de um sistema hidropneumático, que poderia também compensar as variações de altura provocadas pelo enrijecimento ou amolecimento da suspensão.

Thompson [96], 1984, observa que um número extremamente limitado de implementações experimentais bem sucedidas de suspensões ativas havia ocorrido até então, e atribui isto às dificuldades na aplicação da teoria. Uma dessas dificuldades seria a obtenção do deslocamento relativo entre o chassi e a pista, um dos sinais de realimentação requeridos pelo controlador resultante da aplicação da teoria de controle ótimo (realimentação de estados). O problema considerado é o da síntese de um controlador ótimo para o modelo de veículo de dois graus de liberdade (massas

suspensa e não suspensa) através da minimização de um índice de desempenho incluindo requisitos de conforto, espaço de trabalho da suspensão e contato pneu-pista, adotando-se a entrada da pista como um ruído branco integrado. É demonstrado que através de uma escolha conveniente das constantes de ponderação pode-se obter um controlador com dois ganhos de realimentação particulares iguais e opostos, eliminando a necessidade de realimentação da altura do veículo. Ao invés desse sinal o novo controlador usaria o deslocamento relativo entre o chassi e a roda, uma grandeza muito mais fácil de ser medida. A solução do problema de controle ótimo é realizada através da teoria de controle linear estocástico, ao invés da abordagem pela analogia do degrau unitário, utilizada em trabalho anterior [97], mas não são fornecidos detalhes do método empregado.

Hac [37], 1985, aplica a teoria de controle ótimo linear estocástico [14] para o projeto de uma suspensão ativa utilizando um modelo de veículo de dois graus de liberdade (massas suspensa e não suspensa), mas considerando a entrada da via como um ruído branco filtrado, uma hipótese mais realística que a do ruído branco integrado. O índice de desempenho considera a otimização do conforto, espaço de trabalho da suspensão e contato pneu-pista. O método de resolução é descrito de forma rigorosa e detalhada. O sistema é aumentado de forma a incorporar uma equação diferencial correspondente à entrada da via. Isto possibilita a colocação de um ruído branco como entrada, o que é a forma padrão exigida para a aplicação da teoria de controle ótimo linear estocástico, além de introduzir a excitação da via no vetor de estados, o que permite a inclusão da deflexão do pneu (medida do contato pneu-pista) no índice de desempenho. Como a parcela do sistema aumentado associada ao processo estocástico da via é, evidentemente, não controlável, o sistema deve ser convenientemente particionado para que a resolução seja possível. Os ganhos do controlador são finalmente obtidos através da solução de uma equação de Riccati e de uma equação

bilinear. Como consequência da consideração da entrada da via como um ruído branco filtrado, um dos ganhos será dependente da velocidade do veículo. Verifica-se que a adoção de um valor constante para este ganho não afeta consideravelmente a performance da suspensão. Os fatores de ponderação são variados e sua influência no índice de desempenho é analisada. Conclui-se que é mais fácil melhorar o conforto do que ao contato pneu-pista e que o aperfeiçoamento da suspensão em relação a um dos requisitos de desempenho é acompanhada de uma certa perda em relação a pelo menos um dos demais requisitos.

Barak e Sachs [9], 1985, apresentam um estudo analítico e numérico comparando suspensões passiva, ativa e semi-ativa utilizando um modelo de veículo tridimensional de sete graus de liberdade (arfagem, rolagem e deslocamento vertical da massa suspensa mais os deslocamentos das massas não suspensas). A via é modelada como um ruído branco integrado, sendo que nas rodas traseiras são aplicadas as entradas das rodas dianteiras com um atraso correspondente ao tempo gasto para se percorrer uma distância igual a distância entre eixos. É empregada a teoria de controle ótimo linear estocástico e o índice de desempenho minimizado inclui as deflexões dos pneus, as deflexões das suspensões, a aceleração do assento do motorista e as forças exercidas pelas suspensões. Na parcela referente à aceleração do motorista são consideradas componentes de aceleração translacional (vertical) e rotacional (arfagem e rolagem). Foi observado que os movimentos de rolagem podem alterar em até 37 % o valor da aceleração vertical sobre o passageiro, dependendo da localização do assento em relação ao centro de massa do veículo. A proporção entre os valores calculados para os índices de performance para as suspensões passiva, semi-ativa e ativa é respectivamente 4.5 para 1.5 para 1. A teoria de controle utilizada neste trabalho é descrita posteriormente (1988) por Barak e Hrovat [8]. Um aspecto interessante da formulação empregada é que se resolve o problema de controle ótimo para o esforço de

controle total necessário, como se não houvesse elementos passivos na suspensão. A força real do atuador é posteriormente obtida subtraindo-se da força total as parcelas referentes aos elementos passivos. A vantagem desse artifício é que a não consideração de elementos passivos no cálculo do controle ótimo elimina uma matriz de acoplamento no funcional a ser minimizado, simplificando os cálculos.

Malek e Hedrick [63], 1985, desenvolvem um modelo de veículo tridimensional de sete graus de liberdade, utilizando uma transformação de coordenadas para desacoplar os modos de vibrar e permitir o controle independente dos mesmos. É projetada uma suspensão ativa em que o atuador de cada uma das rodas é realimentado pelos sensores daquela roda e de todas as demais, originando um sistema totalmente interconectado. Não é mencionado o método utilizado para a determinação dos valores para os ganhos do controlador. Um estudo paramétrico mostra que se for usado amortecimento inercial a isolação de vibrações é melhorada mas o contato pneu-pista piora no que diz respeito à transferência lateral de carga.

Dominy e Bulman [28], 1985, descrevem uma suspensão hidropneumática (por eles chamada de "semi-ativa") para automóveis de corrida capaz ao mesmo tempo de ser rígida para resistir às grandes variações de carga aerodinâmica vertical ("downforce") e flexível para isolar o veículo das irregularidades da via. O sistema tem alguma semelhança com o utilizado em automóveis da marca Citroën, mas é dotado de recursos que permitem uma atuação rápida o suficiente para controlar a atitude de um carro de Fórmula 1 submetido às variações de aceleração lateral, aceleração longitudinal e forças aerodinâmicas típicas de uma corrida. O sistema de controle é um filtro de segunda ordem mecânico (sistema massa-mola-amortecedor) que ajusta automaticamente a altura do veículo mas só responde à baixas frequências, deixando a

atuação em frequências mais altas a cargo de elementos passivos. Nos cálculos e simulações foi considerado um modelo de um único grau de liberdade.

Frühauf et al. [31], 1985, utiliza a teoria de controle ótimo para o projeto de uma suspensão ativa considerando um modelo de veículo tridimensional (7 graus de liberdade) e a o atraso das excitações do eixo traseiro em relação às excitações do eixo dianteiro. Este atraso é representado por uma aproximação de Padé. Além disso é assumida a correlação entre as entradas esquerda e direita e é levada em conta a dinâmica dos atuadores. São também projetadas versões do controlador com estimador de estados (filtro de Kalman) e com sensoreamento prévio da via ("preview"), sendo que esta última versão apresentou a melhor performance.

Karnopp [54], 1986, analisa funções transferência de suspensões ativas (modelo de dois graus de liberdade) e conclui que mesmo desprezando possíveis dificuldades práticas de implementação e utilizando realimentação completa de estados, as suspensões totalmente ativas também estão sujeitas a compromissos que restringem seu desempenho. Isto se evidencia pela impossibilidade de se ajustar termos no numerador de várias funções de transferência, mesmo sendo o sistema teoricamente controlável, o que se deve à limitação estrutural de que as forças do atuador serão sempre aplicadas entre a roda e a massa suspensa. Assim, no que diz respeito estritamente à filtragem das irregularidades da via as suspensões semi-ativas poderiam ter um desempenho muito próximo das totalmente ativas, embora estas ofereçam melhores possibilidades no controle de atitude do veículo.

Metz e Maddock [69], 1986, usam a teoria de controle ótimo linear estocástico para a síntese de um controlador para uma suspensão ativa destinada ao controle de atitude de carros de competição que empregam o efeito solo para obter maior aderência.

É utilizado um modelo bidimensional ("meio carro") constituído pelas massas não suspensas dianteira e traseira, dotadas de movimento vertical, e o corpo do veículo, dotado dos movimentos vertical e de arfagem. O efeito solo é modelado como uma mola negativa, de modo que o sistema não controlado é instável no que diz respeito à manutenção da altura. Foram usados dados de um carro de Fórmula Indy e o sistema controlado demonstrou uma boa performance nas simulações computacionais.

Sharp e Hassan [87], 1986, comparam o desempenho de sistemas de suspensão passivos, ativos e semi-ativos utilizando um modelo de dois graus de liberdade (massa suspensa e não suspensa). Concluiu-se que havendo grande disponibilidade de espaço de trabalho sistemas totalmente ativos oferecem vantagens modestas em relação aos sistemas semi-ativos e passivos, sendo que a vantagem se torna mais relevante quando o espaço de trabalho é limitado. Entretanto sistemas passivos não têm a capacidade de se adaptar à diferentes condições de utilização, e podem ser ótimos apenas para uma única condição. Para condições muito diferentes da ideal a degradação do desempenho da suspensão passiva é significativa. Além disso as suspensões totalmente ativas podem ser muito menos rígidas que as passivas e semi-ativas por terem potencialmente capacidade de auto-nivelamento e controle de atitude.

Karnopp [55], 1986, analisa a utilização de dois tipos de índice de desempenho para a determinação de leis de retroação ótimas para suspensões ativas. O modelo considerado é o de dois graus de liberdade (massas suspensa e não suspensa). Um dos índices de desempenho estabelece como requisitos conflitantes a isolação da massa suspensa e a variação da força de contato pneu-pista, enquanto que no outro índice este último requisito é substituído pela deflexão da suspensão. Através do gráfico do lugar das raízes, mostra-se como variando-se as ponderações dos requisitos acima pode-se chegar a suspensões inviáveis na prática, mesmo que teoricamente ótimas segundo os

na definição do que Sharp e Crolla [85] denominam como "suspensões ativas lentas". Como o controle do auto-nivelamento tem ação integradora surgem problemas de estabilidade quando aumenta-se o ganho em busca de respostas suficientemente rápidas. Para evitar a instabilidade o amortecimento do sistema deve ser elevado, o que acarreta deterioração da isolamento de vibrações em alta frequência. Para contornar esse problema são adotadas duas medidas. Uma é o emprego de amortecimento inercial ("skyhook"), que permite aumentar o amortecimento da massa suspensa sem piorar a isolamento em alta frequência. Como é necessário também controlar as oscilações da roda, a solução indicada é a utilização de um amortecedor semi-ativo capaz de fornecer simultaneamente amortecimento convencional à roda e amortecimento inercial à massa suspensa. A outra medida é introduzir no controle do nivelador um ganho de realimentação para a velocidade da massa suspensa, além do ganho da deflexão da suspensão. São sugeridas formas de implementação desse tipo de suspensão, incluindo sistemas pneumáticos, hidropneumáticos e hidráulicos.

Sharp e Hassan [86], 1987, estudam o desempenho de uma suspensão ativa lenta dotada de um atuador em série com uma mola convencional, sendo que este conjunto é montado em paralelo com um amortecedor ajustável. O atuador têm resposta limitada à faixa de baixa frequência, o que é modelado através de um filtro passa baixa de segunda ordem. A lei de controle é obtida através da teoria de controle ótimo estocástico para o caso de realimentação parcial de estados [105] e as variáveis utilizadas pelo controlador são os deslocamentos e as velocidades das massas suspensa e não suspensa. As simulações mostram que com um atuador capaz de responder a até 3 Hz é possível obter um desempenho comparável ao de suspensões totalmente ativas. A diferença básica entre este sistema em relação ao anteriormente proposto por Karnopp [56, 53] é que neste caso o controlador não tem ação integradora e portanto não proporciona deflexão estática nula, mas por outro lado não apresenta problemas de estabilidade.

Nos últimos anos da década de 80 houve finalmente um interesse generalizado da indústria automobilística pelas suspensões ativas, o que se refletiu num grande número de trabalhos relatando o desenvolvimento experimental e a aplicação de sistemas adaptativos e semi-ativos. Isto ocorreu porque àquela época os sensores eletrônicos e principalmente os microprocessadores atingiram um nível de desempenho e redução de custos que viabilizava a produção em escala industrial desses sistemas de suspensão. Este não era o caso das suspensões totalmente ativas, que requeriam sistemas hidráulicos caros e sofisticados, além de não terem ainda atingido uma performance que justificasse seu alto custo (apesar da notável façanha tecnológica da Lotus). Assim os fabricantes de carros e componentes de suspensão lançaram-se ao desenvolvimento de sistemas mais simples, em geral envolvendo apenas a substituição do amortecedor convencional por um amortecedor variável e alguma eletrônica. Vários são os artigos sobre suspensões adaptativas utilizando amortecedores discretamente variáveis de dois ou três níveis de amortecimento [91, 75, 46, 13, 45, 68]. Guy et al. [35] e Lizell [62] apresentam um sistema de amortecimento semi-ativo desenvolvido pela Monroe empregando dois níveis de amortecimento com chaveamento rápido (tempo de resposta entre 7 e 15 milissegundos) e usando uma estratégia de controle baseada numa combinação de amortecimento inercial da massa suspensa ("skyhook") e controle da ressonância da roda via transformada discreta de Fourier (DFT). Decker et al. [26], da Bosch, apresentam um sistema semi-ativo também baseado no conceito do "skyhook". O amortecimento das frequências mais altas (ressonância da roda) é realizado através de válvulas passivas e o sistema pode adicionalmente incorporar uma mola pneumática com rigidez variável por meio de alterações de volume. Também mencionam estudos sobre o controle de amortecimento pela variação de um campo magnético aplicado a um fluido eletro-reológico e sobre o controle da rigidez através da montagem de uma mola magnética de rigidez negativa variável em paralelo com uma

mola convencional. Doi et al. [27], da Toyota, relatam o desenvolvimento de uma suspensão hidropneumática com amortecimento semi-ativo obtido por válvula de abertura continuamente variável. Parker [73] apresenta uma válvula de disco de orifício continuamente variável para aplicação em sistemas de suspensão semi-ativos. Schönfeld e Hesse [83] discutem a realização de suspensões pneumáticas eletronicamente controladas. Yoshikawa et al. [110] fazem uma revisão das implementações de controle eletrônico em automóveis. Pye [76] sumariza alguns avanços em atuadores e sensores para suspensões adaptativas e semi-ativas. Contrariando a tendência dos sistemas de baixo custo Acker et al. [3] discorrem sobre um sistema de suspensão totalmente ativo sendo desenvolvido pela Mercedes Benz. A estratégia de controle não é mostrada em detalhe, mas parece ter pontos em comum com a utilizada pela Lotus, pois permite o controle independente dos modos de corpo rígido do veículo e também de seu comportamento em curvas (características sub/sobrestercantes). Entretanto algumas propriedades reveladas indicam uma clara evolução em relação à suspensão da Lotus, como por exemplo a incorporação de amortecido inercial do chassi ("skyhook dampening") e o emprego de uma mola passiva a gás em paralelo com o atuador ao invés de uma mola metálica. Boa parte desses artigos parece ter como finalidade principal a divulgação da capacidade tecnológica dos fabricantes de veículos ou componentes, não trazendo, provavelmente por motivo de segredo industrial, informações técnicas mais detalhadas.

Em 1988, Hedrick e Butsuen [44], usando um modelo de dois graus de liberdade ("um quarto de carro"), analisam as funções transferência da aceleração da massa suspensa, do espaço de trabalho e da deflexão do pneu e encontram pontos invariantes nas duas primeiras. A aceleração da massa suspensa na frequência de ressonância da roda seria sempre a mesma, dependendo somente dos valores das massas suspensa e não suspensa e da rigidez do pneu. Também a magnitude do espaço de trabalho para

uma determinada frequência entre a ressonância da massa suspensa e a ressonância da roda se manteria inalterada. A consequência mais importante desses fenômenos é que nenhuma espécie de suspensão, mesmo ativa, poderia melhorar a isolamento da massa suspensa na frequência de ressonância da roda. Em 1989 Lee e Hedrick [60] fazem a mesma análise para um modelo de "meio carro" (quatro graus de liberdade) e identificam equações de vínculo que impõem forte compromisso entre aceleração da massa suspensa, espaço de trabalho e deflexão do pneu, mas não observam pontos invariantes nas funções transferência. Mais tarde (1991) Levitt e Zorka [61] analisam o problema usando o modelo de um quarto de carro e concluem que se for considerado um valor não nulo para o amortecimento do pneu os movimentos das massas suspensa e não suspensa adquirem um acoplamento que possibilita à suspensão uma certa redução da aceleração da massa suspensa na frequência natural da roda.

Crolla e Aboul Nour [21], 1988, comparam vários sistemas de suspensão ativos em termos de performance e consumo de energia, através de simulações com o modelo de um quarto de carro (dois graus de liberdade). São consideradas suspensões totalmente ativas, ativas lentas, semi-ativas com amortecedor continuamente variável, semi-ativas com amortecedor de dois estados e passivas. A conclusão mais interessante deste trabalho é que ao contrário do que se imaginava [86] as suspensões ativas lentas não consomem menos energia do que as totalmente ativas. Isto ocorre porque as suspensões totalmente ativas normalmente são dotadas de uma mola passiva em paralelo para que o sistema não tenha de gastar energia para equilibrar o peso estático da massa suspensa. A menos que se consiga utilizar um artifício parecido nas suspensões ativas lentas, estas acabam necessitando uma potência ligeiramente maior para operar do que as suspensões totalmente ativas. Cech [17], 1988, apresenta uma suspensão ativa para o eixo traseiro de um ônibus em que o atuador hidráulico é disposto em série com uma mola, como no caso da suspensões ativas lentas, mas que

também recebe o auxílio de uma mola em paralelo para suportar a carga estática e assim reduzir o consumo de energia do sistema. Não é fornecida qualquer informação sobre o método utilizado no projeto do controlador.

Hrovat et al. [51], 1988, fazem a síntese de um controlador semi-ativo ótimo através de um método numérico, com o sistema representado por uma equação bilinear. Essa abordagem difere da usualmente adotada, em que a lei de atuação semi-ativa é obtida pela simples imposição das restrições de passividade à uma lei de controle previamente calculada para um sistema totalmente ativo. O modelo utilizado é o de um quarto de carro (dois graus de liberdade).

Foag [30], 1988, apresenta a otimização e a simulação de uma suspensão ativa com sensoreamento prévio da via ("preview") utilizando um modelo de meio carro. O autor defende este tipo de sistema como sendo capaz de solucionar os problemas de consumo elevado de energia e isolamento deficiente em alta frequência, observados em suspensões totalmente ativas. Pelo fato do sistema com "preview" antecipar-se às perturbações, ao invés de reagir somente após ser atingido por elas, seria possível obter um desempenho superior ao dos demais tipos de suspensões ativas, conseguindo-se uma melhoria simultânea dos níveis de conforto e contato pneu-pista e com um menor consumo de energia. É analisado o problema da harmonização do sistema de sensoreamento prévio ("feedforward") com a atuação de uma suspensão ativa normal ("feedback"). As simulações indicam uma performance 63 % superior à de uma suspensão ativa sem sensoreamento prévio. Entretanto, todo o sistema depende da disponibilidade de um sensor capaz de fornecer em tempo real um sinal que descreva com precisão o perfil (e possivelmente outras características) da pista a uma certa distância adiante das rodas. Esse problema foi considerado como estando além dos objetivos do trabalho.

Woolgar [106], 1988, da Ford, relata os estudos de desenvolvimento de uma estratégia de controle para uma suspensão semi-ativa, utilizando um modelo de veículo completo não linear construído com o auxílio de um software de modelagem e simulação de sistemas multicorpos (ADAMS). O modelo inclui o sistema de direção, motor montado sobre coxins, diferencial, barras estabilizadoras, suspensões e o sistema de controle dos amortecedores variáveis. Além dos estudos de dinâmica vertical esse modelo permite investigar a influência da estratégia de controle de suspensão sobre a manobrabilidade ("handling") do veículo.

Miller [71], 1988, analisa os efeitos de algumas limitações práticas dos componentes de uma suspensão semi-ativa de dois estados ("on/off") com lógica de atuação do tipo "skyhook" (amortecimento inercial da massa suspensa). Através da simulação numérica de um sistema de um grau de liberdade são estudadas as influências do amortecimento residual (que o autor chama de "off-state damping"), da dinâmica da válvula de controle do amortecedor e da dinâmica do filtro digital de estimação da velocidade da massa suspensa. Os resultados mostram que, para que o desempenho do sistema ideal não seja significativamente degradado, o amortecimento residual deve ser menor do que 20 % do amortecimento crítico, o tempo de resposta da válvula (intervalo entre as condições completamente aberta e completamente fechada) deve ser menor do que 0.014 segundos, a frequência de amostragem do filtro digital deve ser maior que 250 Hz e o fator de amortecimento do filtro deve estar entre 0.3 e 1. Num outro trabalho neste mesmo ano [70] o autor estuda a sintonização do amortecimento para suspensões passivas, semi-ativas de dois estados ("on/off"), semi-ativas continuamente variáveis e totalmente ativas, as três últimas empregando lógica de atuação do tipo "skyhook". Desta vez o modelo utilizado foi o de dois graus de liberdade (massa suspensa e não suspensa). Suas conclusões indicam que as suspensões

semi-ativas de dois estados devem ter um fator de amortecimento residual ("off-state damping") entre 0.1 e 0.2 e um fator de amortecimento nominal (que o autor denomina "on-state damping") entre 0.4 e 0.6. As suspensões semi-ativas continuamente variáveis também devem ter um fator de amortecimento residual ("off-state damping") entre 0.1 e 0.2 e um fator de amortecimento nominal ("on-state damping") de 1 ou maior. Este último resultado também se aplica às suspensões totalmente ativas. Elas devem ter fator de amortecimento para a velocidade absoluta da massa suspensa de 1 ou mais e devem contar com uma parcela de amortecimento passivo com fator entre 0.1 e 0.2 para amortecer as vibrações da roda. Em 1989 Crolla et al. [22] também fazem comparações entre sistemas semi-ativos considerando limites inferiores e superiores de amortecimento e atrasos na operação da válvula do amortecedor. São analisados sistemas de dois estados (níveis de amortecimento), sistemas com amortecimento continuamente variável e sistemas adaptativos com três níveis de amortecimento. O modelo utilizado foi o de um quarto de carro (dois graus de liberdade) e em relação aos sistemas passivos o sistema com amortecimento continuamente variável proporcionou uma redução de 20 % na aceleração da massa suspensa, enquanto que redução obtida com o sistema de dois estados de amortecimento foi de 8 %.

Em 1988 e 1989, Thompson e Davis [100, 25, 95] apresentam alternativas para o projeto de suspensões ativas ótimas com realimentação de saída e integradores. A finalidade da integração é a eliminação de deflexões estáticas provocadas por forças externas [100, 25, 95] e por entradas do tipo rampa [25]. Também é considerado o amortecimento das vibrações da roda por meio de absorvedores de vibração [95]. Esses trabalhos [100, 25] serviriam de inspiração para um estudo apresentado por ElMadany [29] em 1990.

Wright e Williams [107], 1989, responsáveis pelo desenvolvimento da suspensão totalmente ativa da Lotus comparam-na com alguns sistemas ativos (adaptativos, ativos lentos e hidropneumáticos com nivelamento automático) apontados por outros autores como alternativas mais convenientes considerando-se a relação custo/desempenho. Procura-se mostrar que as estimativas de desempenho dos sistemas alternativos são baseadas em análises teóricas utilizando modelos muito simplistas e que a tentativa de superar os problemas práticos desses sistemas poderia levar a custos quase tão elevados quanto os das suspensões totalmente ativas, mas com performance real muito inferior. Sobre o funcionamento do sistema da Lotus propriamente dito quase nada é acrescentado em relação ao pouco que já havia sido divulgado anteriormente [7, 23]. Em 1991 Thompson e Davis [94] emitem alguns comentários a respeito da breve descrição técnica do sistema da Lotus contida numa patente europeia de 1984. As variáveis de entrada básicas necessárias ao funcionamento do controlador seriam a força do atuador (obtida através de uma célula de carga), o deslocamento relativo chassi-roda (obtido através de um sensor tipo LVDT ou de um potenciômetro de precisão) e a velocidade relativa chassi-roda, sendo que esta seria obtida a partir da integração do sinal de um acelerômetro próximo do cubo da roda, assumindo-se que a velocidade do chassi é desprezível em relação à velocidade da roda. Os autores concluem, com base na escassa informação disponível, que o sistema da Lotus é dinamicamente equivalente a uma suspensão convencional adaptativa, com a vantagem sobre esta do controle de atitude em curvas, frenagens e acelerações.

Yue et al. [112], 1989, num trabalho apoiado pela Mazda, avalia alternativas de leis de controle para suspensões ativas usando um modelo de dois graus de liberdade (um quarto de carro). São comparadas três possibilidades de projeto do controlador : realimentação completa de estados, realimentação da velocidade absoluta da massa suspensa ("skyhook") e compensador dinâmico usando deflexão da suspensão. A

realimentação completa de estados atenua a ressonância da massa não suspensa mas pode degradar a isolamento em alta frequência, a menos que se elimine a realimentação da deflexão do pneu, o que é até conveniente devido à dificuldade em se medir essa variável. A alternativa de se realimentar apenas a velocidade absoluta da massa suspensa ("skyhook damper") é bastante interessante, pois retém todas as boas propriedades da realimentação de estados sem apresentar problemas na isolamento das altas frequências e é extremamente fácil de se projetar, pois há um único parâmetro a ser escolhido. Entretanto, o autor aponta como melhor alternativa um compensador dinâmico do tipo LQG utilizando como entrada a deflexão da suspensão, pois o desempenho é parecido com o da realimentação completa de estados e a única medida necessária é muito fácil de ser obtida. Essas conclusões foram baseadas somente na análise teórica das funções transferência dos sistemas.

Abdel Hady e Crolla [2], 1989, comparam o desempenho de suspensões ativas com realimentação completa de estados e com realimentação parcial de estados, utilizando um modelo de veículo tridimensional (quatro rodas, sete graus de liberdade). Os sistemas com realimentação limitada são projetados pelo método descrito por Wilson et al. [105] ou pelo método de estimação de estados via filtro de Kalman. Concluem que sistemas com realimentação parcial podem ter uma performance muito próxima dos sistemas com realimentação total, com a vantagem de dispensarem medidas difíceis de se obter na prática.

Wallentowitz [103], 1990, da BMW, enfoca a questão da possibilidade de integração dos controladores e sensores dos vários sistemas de controle eletrônico presentes nos veículos modernos, como os sistemas de controle de tração, controle de frenagem (ABS), tração nas quatro rodas e suspensão ativa. As vantagens seriam a redução de custos proporcionada pelo compartilhamento de sensores e

microprocessadores e a melhoria de desempenho que poderia resultar da troca de informações e da atuação coordenada dos sistemas. Segundo o autor o sistema de suspensão ativa não seria muito beneficiados nessa integração pois emprega sensores diferentes daqueles dos demais sistemas. Também a atuação do controle de tração, ABS e tração nas quatro rodas não teria qualquer influência no desempenho da suspensão ativa. Entretanto, a estabilização da força normal pneu-pista através da suspensão ativa ajudaria os sistemas de tração e de frenagem a realizarem todo o seu potencial. Yamamoto et al. [108], 1989, da Toyota, estudam a integração de sistemas de direção nas quatro rodas, ABS e suspensão ativa, observando que o desempenho desses sistemas é acoplado através da força de contato pneu-pista e que a simples superposição de controladores isoladamente otimizados pode não levar à solução ótima do ponto de vista da performance global do veículo. Um veículo experimental dotado de suspensão ativa (provavelmente ativa lenta ou semi-ativa) e direção nas quatro rodas demonstrou-se capaz de executar uma manobra de mudança de pista a cerca de 118 Km/h, ao passo que sem esses sistemas a velocidade máxima atingida foi de 105 Km/h.

Sohoni et al. [90], 1990, mostra um método para a obtenção de modelos linearizados de sistemas de suspensão a partir de modelos não lineares complexos gerados por softwares de modelagem de sistemas multicorpos. Os modelos de sistemas multicorpos são apropriados para a simulação de sistemas mecânicos complexos, compostos por várias peças interconectadas por juntas e dotadas de grandes deslocamentos relativos, como é o caso das suspensões. Entretanto, para o projeto de sistemas de controle necessita-se de modelos lineares. O método apresentado aplica-se à linearização de modelos gerados pelo software ADAMS.

Hrovat [49], 1990, discute a relação entre os modelos de um quarto de carro de dois graus de liberdade (massa suspensa e massa não suspensa) e de um grau de

liberdade (somente massa suspensa). São também analisados sistemas com absorvedores de vibração passivos ou ativos aplicados à massa não suspensa.

Sharp e Wilson [89], 1990, apresentam um método para a obtenção numérica de um controlador sub-ótimo para uma suspensão ativa com realimentação de estados considerando-se a correlação entre as entradas das rodas dianteiras e traseiras. O modelo utilizado é o de meio carro (quatro graus de liberdade). A redução do índice de desempenho em relação ao caso em que a correlação entre as entradas é ignorada é de 22 %.

Redfield [78], 1991, analisa a performance de conceitos de amortecimento semi-ativo de baixa frequência e mostra através de simulações com o modelo de um quarto de carro (dois graus de liberdade) que o desempenho desses sistemas é comparável aos dos sistemas com amortecimento ativo e semi-ativo de alta frequência. São estudadas duas estratégias baseadas no conceito do amortecimento inercial da massa suspensa ("skyhook"), uma em que a força é diretamente controlada (através da pressão do fluido do amortecedor) e outra em que apenas a inclinação da curva força-velocidade é variada. Em ambos os casos os atuadores são dotados de válvulas passivas de fluxo unidirecional ("check valves") que possibilitam chaveamento automático em alta frequência (frequência de ressonância da roda), permitindo que a servo-válvula atue apenas no controle dos modos da massa suspensa.

Karnopp e Heess [58], 1991, descrevem as funções que os sistemas de suspensão devem desempenhar e os problemas práticos encontrados pelos vários tipos de suspensões ativas no atendimento desses requisitos. É destacado que as dificuldades em se obter atuadores totalmente ativos com performance adequada e custo viável tem levado ao estudo de sistemas combinando elementos passivos, semi-ativos e ativos.

Entretanto, o desenvolvimento de uma filosofia de controle realística para esses sistemas híbridos pode requerer um esforço de engenharia muito maior do que a simples aplicação direta de uma determinada teoria de controle.

Raju e Narayanan [77], 1991, comparam leis de controle para suspensões ativas considerando a resposta não estacionária de um modelo de dois graus de liberdade (quarto de carro). São comparados sistemas com realimentação completa de estados e sistemas com realimentação limitada utilizando filtros de Kalman para estimação dos estados não medidos. Os sistemas com realimentação parcial tiveram desempenho apenas um pouco inferior ao do sistema com realimentação completa.

Haycock [41], 1991, apresenta uma método para simulação e controle de suspensões baseado na utilização de um software de modelagem de sistemas multicorpos (SD/FAST), que possibilita a representação do sistema de modo que os efeitos não lineares de geometria da suspensão sejam levados em conta. Para a simulação temporal é utilizado o software ACSL (Advanced Continuous Simulation Language), que além disso permite a obtenção do modelo linearizado necessário para o projeto do sistema de controle. São utilizadas três metodologias para o projeto do controlador (controle ótimo, alocação de pólos e controle clássico) todas levando a desempenhos melhores que os da suspensão passiva.

Crolla e Abdel Hady [20, 1], 1991 e 1992, utilizam um modelo de veículo tridimensional (sete graus de liberdade) para o estudo de leis de controle obtidas considerando-se a correlação entre as entradas das rodas da esquerda e da direita, o tempo de atraso entre as entradas das rodas dianteiras e traseiras e a representação da via através de ruído branco integrado ou filtrado. As conclusões são que a consideração da correlação esquerda-direita no projeto do controlador não traz nenhuma melhora de

desempenho, enquanto que a consideração do tempo de atraso traseira-dianteira reduz de 20 a 40 % a aceleração vertical na traseira do veículo (na dianteira não se observa nenhuma diferença significativa devido ao fraco acoplamento dianteira-traseira nas equações do sistema). Já a representação da via como ruído branco filtrado mostrou-se superior à representação de ruído branco integrado.

O projeto de suspensões ativas com sensoreamento prévio da via ("preview") volta a ser estudado por Hrovat [48], 1991, Hac [40], 1992, e Hac e Youn [39, 38], 1992 e 1993. Esses dois últimos trabalhos analisam a utilização de "preview" em suspensões semi-ativas. Segundo Hac e Youn [38] o principal obstáculo à viabilização de sistemas de sensoreamento prévio é a incapacidade dos sensores em distinguir entre o relevo rígido da pista e superfícies moles como neve, lama e poças de água, o que poderia causar comprometimento do contato pneu-pista e, conseqüentemente, da segurança. Isto seria evitado se o sensoreamento prévio fosse usado apenas para as rodas traseiras, extraindo-se as informações sobre a pista não de sensores adiante das rodas, mas do próprio movimento vertical das rodas dianteiras.

Costa [19, 18], 1992, apresenta uma técnica de modelagem e simulação de veículos com objetivo de simultaneamente representar todos os aspectos relevantes de seu comportamento não linear e também possibilitar estudos de controle. Esses requisitos são conflitantes, uma vez que a obtenção de modelos não lineares completos é possível através de softwares baseados na teoria de sistemas multicorpos (MBS), mas esses modelos são altamente complexos e inadequados à aplicação da maioria das técnicas de projeto de sistemas de controle. A solução proposta é um modelo tridimensional com dez graus de liberdade incorporando uma representação simplificada dos efeitos de geometria da suspensão e desenvolvido com o auxílio do software de sistemas multicorpos SD/FAST. A representação computacional resultante

é compacta e seu tempo de simulação é extremamente reduzido, possibilitando análises extensivas de todos os aspectos da operação do veículo. Modelos linearizados para estudos de controle são obtidos por meio do software de simulação ACSL, e sua validade é verificada através de comparações com as simulações do modelo não linear. As propriedades numéricas dos modelos linearizados e suas características do ponto de vista da teoria de controle são investigadas com a utilização do software MATLAB. O resultado é um modelo representando o veículo como um todo e apto a ser utilizado no projeto de sistemas de controle integrados, que levem em conta todas as acoplamentos e interações entre os vários subsistemas (suspensão, tração, direção, etc.).

Darling et al. [24], 1992, apresentam um dispositivo ativo para controle de rolagem. Um par de atuadores hidráulicos rotativos são montados nas barras estabilizadoras dianteiras e traseiras, aplicando momentos para neutralizar os movimentos de rolagem causados pela ação da força centrífuga nas curvas. Simulações demonstram o bom desempenho do sistema, mas detalhes são omitidos devido aos interesses econômicos envolvidos.

Hrovat [47], 1993, apresenta uma revisão das aplicações das técnicas de controle ótimo ao projeto de suspensões ativas, abordando desde o modelo de um quarto de carro de um grau de liberdade até o modelo tridimensional de sete graus de liberdade. É dada uma certa ênfase à visão do próprio autor, que cita 19 trabalhos seus entre 88 referências bibliográficas.

Yi e Hedrick [109], 1993, apresentam um algoritmo de controle de suspensão semi-ativa para redução da força dinâmica pneu-pista, que poderia ser utilizada para minimizar os danos à pista provocados por caminhões pesados. A síntese do controlador é feita a partir de um modelo de um quarto de carro (dois graus de

liberdade), utilizando-se uma representação bilinear para o sistema. É empregado um observador de estados bilinear para a estimação da força pneu-pista. A suspensão é comparada analítica e experimentalmente com suspensões passivas e semi-ativas com realimentação de estados, demonstrando-se superior em termos de redução da força normal pneu-pista.

Barbieri [10], 1993, aplica a teoria de controle ótimo para obter leis de realimentação de estados e de realimentação de saídas para um sistema de suspensão ativa, considerando um modelo de veículo tridimensional de sete graus de liberdade. São realizadas várias simulações variando-se as ponderações do índice de desempenho e são feitas comparações com sistemas passivos.

Tobata et al. [101], 1993, da Nissan, apresentam um estudo bastante resumido sobre a utilização de sensoramento prévio da via. Também são apresentados resultados de simulações e testes experimentais de uma lei de controle para a variação da distribuição de rigidez à rolagem entre os eixos dianteiros e traseiros visando melhorar a estabilidade do veículo em curvas. Não são fornecidas informações a respeito do tipo de suspensão ativa utilizada.

Furihata et al. [32], 1993, apresentam um estudo comparativo teórico e experimental entre o controle independente das suspensões e o controle modal. Os resultados demonstram que o controle modal (em que as informações dos sensores de uma suspensão é utilizada no controle de todas as suspensões) permite a otimização simultânea dos modos de rolagem, arfagem e deslocamento vertical, o que não é possível através da estratégia do controle independente (no qual o controle de uma suspensão utiliza somente as informações de seus próprios sensores).

Williams [104], 1994, da Jaguar, descreve os vários tipos de suspensões ativas (adaptativas, semi-ativas, ativas de banda estreita e ativas de banda larga), seus princípios de funcionamento, desempenho, problemas de implementação, etc., compondo um quadro abrangente do atual estágio de desenvolvimento desses sistemas.

Sharp [84], 1994, faz uma revisão sobre a aplicação de softwares de sistemas multicorpos à problemas de dinâmica de veículos. São discutidos os principais programas existentes, suas diferenças de concepção, vantagens e desvantagens. Os dois grupos principais de programas são os pacotes integrados de formulação e resolução das equações do movimento através de métodos numéricos e os programas voltados à geração das equações do movimento na forma simbólica, que deixam a tarefa de resolução a critério do usuário. Os softwares deste último tipo permitem a obtenção das equações numa forma computacionalmente mais eficiente, mas por outro lado exigem do usuário uma maior participação no processo de formulação. Pertencem a essa classe os programas AUTOLEV, AUTOSIM, MESA-VERDE, NEWEUL e SD/FAST. Já os pacotes como ADAMS e DADS visam automatizar completamente o processo de modelagem e simulação e incluem facilidades de pré e pós-processamento como recursos de visualização dos modelos, animação, plotagem de gráficos, etc. São listadas 43 referências bibliográficas.

## **2.3 Conclusão**

É aparente da revisão acima que a literatura sobre sistemas de suspensão ativos é bastante extensa. Entretanto, a maior parte dos trabalhos citados se ocupa de aspectos

teóricos relativos ao projeto de sistemas de controle e utiliza modelos de veículos lineares extremamente simplificados. Na medida em que as suspensões ativas passem a ser realmente incorporadas a veículos em produção acreditamos que surja uma tendência (que já pode ser identificada) de um maior número de trabalhos dedicados ao processo de projeto e desenvolvimento de uma forma mais abrangente e em especial aos seus aspectos práticos. É nessa tendência que se enquadram os estudos sobre a utilização de técnicas de sistemas multicorpos para o teste de sistemas de suspensão por meio de protótipos virtuais. É nessa categoria que se inclui o presente trabalho.

## **Capítulo 3**

# **Considerações Gerais sobre Sistemas de Suspensão Veiculares**

### **3.1 Introdução**

Os sistemas de suspensão utilizados em autoveículos constituem-se de um conjunto de elementos mecânicos que conectam as rodas ao corpo do veículo, com o objetivo geral de proporcionar aos ocupantes (o motorista e os passageiros) uma rodagem confortável e segura [18].

Para compreendermos como um sistema de suspensão deve funcionar adequadamente de maneira a cumprir seu objetivo, é necessário que analisemos separadamente o significado de cada um dos dois aspectos que compõem esse objetivo, isto é, o conforto e a segurança.

## • Conforto

No que concerne à atuação da suspensão, o conforto dos ocupantes é, fundamentalmente, determinado pela aceleração vertical absoluta do corpo do veículo (massa suspensa). A suspensão deve, portanto, isolar o chassi das vibrações induzidas pelas irregularidades do terreno.

Para se obter esse resultado o sistema é dotado de valores de flexibilidade e amortecimento tais que a transmissão das vibrações das rodas para a massa suspensa seja reduzida a níveis mínimos. A suspensão desempenhará assim o papel de um filtro. As vibrações de alta frequência serão filtradas pelos pneumáticos e as vibrações de baixa frequência serão filtradas pela suspensão propriamente dita.

Essa isolamento não apenas evita que os ocupantes sejam submetidos a níveis elevados de aceleração vertical, mas também minimiza as tensões no chassi causadas pelos choques das rodas com os ressaltos e buracos da via. Parte considerável da energia associada a esses choques é dissipada pelo sistema de suspensão, de modo que os esforços transmitidos ao corpo do veículo sejam suficientemente atenuados e não venham a provocar danos estruturais.

À suspensão cabe também controlar a atitude do chassi em relação à superfície da via. Isso implica no controle da altura do veículo (admitindo-se aqui um sentido mais amplo para o termo atitude) e dos ângulos de arfagem ("pitch") e rolagem ("roll") provocados respectivamente pelas acelerações tangencial e centrípeta.

Tanto o controle de atitude como a filtragem podem ser consideradas formas do sistema de suspensão controlar a massa suspensa, no sentido de minimizar suas oscilações. Assim, podemos dizer que o controle da massa suspensa é a função da suspensão que está diretamente relacionada ao conforto dos ocupantes do veículo.

## • Segurança

Do ponto de vista da segurança, a principal finalidade do sistema de suspensão é manter as rodas em contato contínuo e efetivo com a superfície da via.

Para que um veículo possa acelerar, frear ou mudar sua trajetória é necessário que os esforços produzidos por seus sistemas de propulsão, freios e direção sejam transmitidos ao solo através das interfaces de contato entre seus pneumáticos e a pista. As forças horizontais transmitidas nessas pequenas áreas são forças de atrito e, portanto, governadas por relações da forma (simplificadamente)

$$F_A = \mu N \quad (3.1)$$

onde  $N$  é a força normal transmitida na área de contato e  $\mu$  é o coeficiente de atrito, que pode atingir um valor máximo  $\mu_0$ , em função do tipo das superfícies em contato (pista e pneus).

Da equação (3.1) pode-se deduzir que, para um determinado tipo de pista e de pneus (isto é, para um dado  $\mu_0$ ), a máxima força horizontal que pode ser transmitida por um pneumático é função de sua carga normal de contato. Assim, para que as forças laterais e longitudinais necessárias à estabilidade e controle do veículo possam ser aplicadas, é preciso que os pneumáticos sejam mantidos continuamente em contato com o solo e que a força de contato pneu-pista seja mantida o mais constante possível.

A suspensão deve, portanto, fazer com que as rodas acompanhem fielmente as ondulações do terreno, pois um simples alívio da força de contato pode, numa situação crítica, causar uma perda de aderência capaz de instabilizar o veículo, comprometendo a segurança de seus ocupantes.

Além de garantir um bom contato dos pneus com a pista, o que pressupõe um bom amortecimento das vibrações das rodas, a suspensão deve também manter as rodas adequadamente orientadas em relação à superfície da via, proporcionando aos pneumáticos condições favoráveis de trabalho e contribuindo assim para a otimização da dirigibilidade.

Tanto a conservação da atitude ideal das rodas em relação à pista, quanto a manutenção das forças de contato com a via, podem ser consideradas maneiras pelas quais o sistema de suspensão controla a roda. Pode-se dizer, então, que o controle de roda é a função da suspensão que está diretamente relacionada à segurança dos ocupantes do veículo.

Deve-se ressaltar que a classificação das funções da suspensão como as que estão relacionadas ao conforto (determinado pelo controle da massa suspensa) e as que estão relacionadas à segurança (determinada pelo controle das rodas) é aplicável apenas até um certo ponto, uma vez que na realidade os limites entre essas funções não são tão nitidamente definidos. Embora a isolação de vibrações seja obviamente um fator de conforto, ela não deixa de ser, em determinadas situações, também um fator de segurança, pois pode se tornar muito difícil para um motorista dirigir um veículo quando submetido a níveis elevados de vibração. Da mesma forma, a rolagem nas curvas é certamente uma causa de desconforto, mas também um problema de segurança, uma vez que pode reduzir perigosamente o espaço de trabalho das suspensões das rodas externas à curva e também provocar grandes alterações na atitude das rodas (cambagem, principalmente), com consequências adversas à manobrabilidade [34].

## 3.2 As Suspensões Passivas e Suas Limitações

Consideremos um autoveículo dotado de uma suspensão passiva convencional. Para o estudo dos fenômenos básicos relacionados à atuação de seu sistema de suspensão, o veículo pode ser assumido como um corpo rígido ligado por meio de molas e amortecedores a cada uma de suas rodas. Para um estudo simplificado podemos analisar isoladamente o comportamento da suspensão de uma das rodas, uma vez que as suspensões das outras rodas se comportarão de modo análogo. Assim, o corpo do veículo pode ser assimilado a uma massa concentrada igual a um quarto da massa total. Esta massa, por sua vez, estará ligada por uma mola e um amortecedor (em paralelo) à outra massa concentrada, relativa ao conjunto pneu-roda. Finalmente, a massa pneu-roda (frequentemente denominada "massa não suspensa") é ligada ao solo através de uma segunda mola, correspondente à rigidez do pneumático.

Esta é a descrição do chamado "modelo um quarto de carro", o mais simples modelo físico capaz de representar o comportamento dinâmico básico da suspensão de um autoveículo convencional (vide figura 3.1).

Em geral não se atribui nenhum amortecimento ao pneu nesse modelo, pois verifica-se que, sendo o amortecimento do pneumático normalmente muito menor que o da suspensão, sua influência no comportamento do sistema é desprezível [56].

O modelo de um quarto de carro tem limitações evidentes, não se prestando ao estudo do comportamento global do veículo. Entretanto sua simplicidade faz dele um modelo de grande utilidade para a compreensão dos problemas básicos associados ao sistema de suspensão.

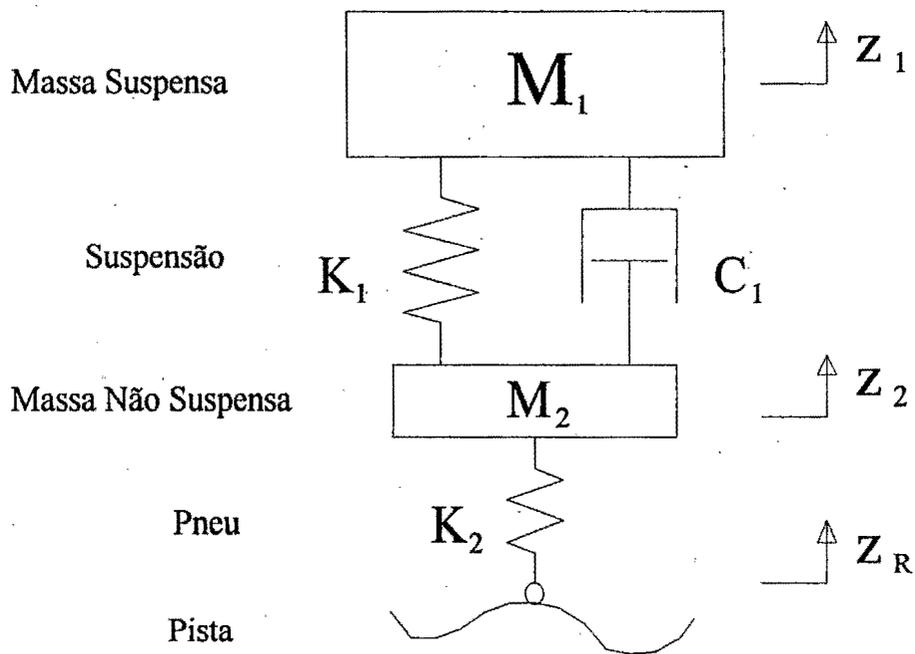


Figura 3.1 - Modelo "um quarto de carro".

Escrevendo a segunda lei de Newton para cada uma das duas massas do sistema, obtém-se duas equações diferenciais. Aplicando-se transformada de Laplace com condições iniciais nulas a essas equações e combinando as equações em  $s$  (o operador de Laplace) resultantes, obtemos a função de transferência que relaciona a aceleração da massa suspensa,  $\ddot{z}_1$ , à aceleração  $\ddot{z}_R$ , imposta pelo perfil da pista à porção do pneu em contato com o solo :

$$\frac{\ddot{z}_1}{\ddot{z}_R}(s) = \frac{C_1 K_2 s + K_1 K_2}{M_1 M_2 s^4 + C_1 (M_1 + M_2) s^3 + [K_1 (M_1 + M_2) + K_2 M_1] s^2 + C_1 K_2 s + K_1 K_2} \quad (3.2)$$

Substituindo  $s$  por  $i\omega$  ( $i = \sqrt{-1}$  e  $\omega$  é a frequência angular) na equação (3.2), obtemos a expressão analítica para a resposta em frequência do sistema. A resposta em frequência é uma função complexa, cuja magnitude (módulo) nos fornece a relação

entre as amplitudes da variável de saída e da variável de entrada em função da frequência, e cujo ângulo de fase corresponde à diferença de fase entre a variável de saída e a variável de entrada, também em função da frequência. Considerando-se valores típicos para os parâmetros envolvidos, o gráfico de relação de amplitudes resulta da forma mostrada na figura 3.2 [33].

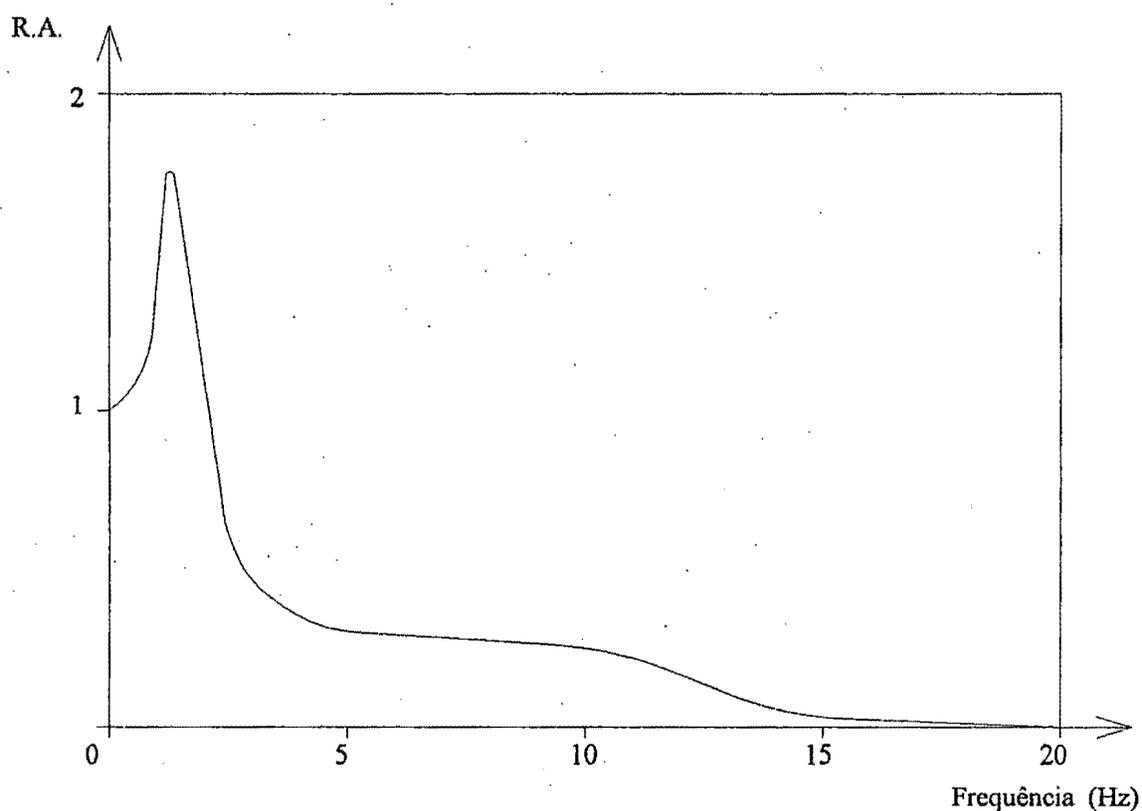


Figura 3.2 - Resposta do modelo um quarto de carro à aceleração vertical induzida pela pista.

Do gráfico da figura 3.2 podemos fazer as seguintes observações :

- Em frequências muito baixas a relação entre  $\ddot{z}_1$  e  $\ddot{z}_R$  é igual a um. Em outras palavras, em baixa frequência o deslocamento vertical da massa suspensa simplesmente copia o perfil da pista (por baixa frequência entenda-se frequências

inferiores à da ressonância da massa suspensa, que no gráfico da figura 3.2 está localizada entre 1 e 2 Hz).

- Na ressonância o movimento da massa suspensa amplifica as ondulações da pista, sendo que a magnitude dessa amplificação é, como veremos mais adiante, determinada principalmente pelo valor do amortecimento  $C_1$ .
- Para frequências acima da ressonância a entrada é progressivamente atenuada, isto é, o corpo do veículo torna-se cada vez menos sensível às perturbações do terreno. É a partir deste ponto que a suspensão passa a desempenhar sua função de isolar o chassi das vibrações provocadas pelas irregularidades da via.

Nota-se ainda no gráfico a presença de uma suave ondulação com pico entre 10 e 12 Hz, devida à ressonância do conjunto pneu-roda que ocorre nessa faixa de frequência.

As constatações acima indicam claramente que, do ponto de vista da isolação de vibrações, seria interessante que a frequência de ressonância da massa suspensa fosse a mais baixa possível, uma vez que a suspensão atua como uma espécie de filtro passa-baixa e, quanto menor a frequência de ressonância, menor a faixa de frequência da excitação que seria transmitida ao corpo do veículo.

A frequência de ressonância é aproximadamente igual à frequência natural da massa suspensa, que, por sua vez, pode ser obtida com boa aproximação [11] através de

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_1}{M_1}} \quad (3.3)$$

Como a massa suspensa  $M_1$  é normalmente um dado de entrada no projeto da suspensão, a equação (3.3) mostra que a frequência de ressonância da massa suspensa é basicamente determinada pela rigidez da suspensão,  $K_1$ . Assim, conclui-se que, para

uma boa isolamento de vibrações, deve-se ter um valor o mais baixo possível para a rigidez  $K_1$ .

Além da rigidez, outro parâmetro que influi decisivamente no desempenho da função de isolamento exercida pela suspensão é o amortecimento. Como foi mencionado acima, o amortecimento  $C_1$  é o fator preponderante na determinação da magnitude de amplificação na ressonância da massa suspensa. Na verdade o amortecimento também afeta o gráfico de relação de amplitudes em frequências superiores à de ressonância.

Adotando como parâmetro comparativo o fator de amortecimento  $\xi$ , definido como a relação entre o amortecimento  $C_1$  e o amortecimento crítico  $C_c = 2\sqrt{K_1 M_1}$ , podemos traçar várias curvas análogas à da figura 3.2, considerando-se diferentes valores de  $\xi$ . Essas curvas, mostradas no gráfico da figura 3.3, permitem-nos analisar a influência do nível de amortecimento no comportamento da suspensão [33].

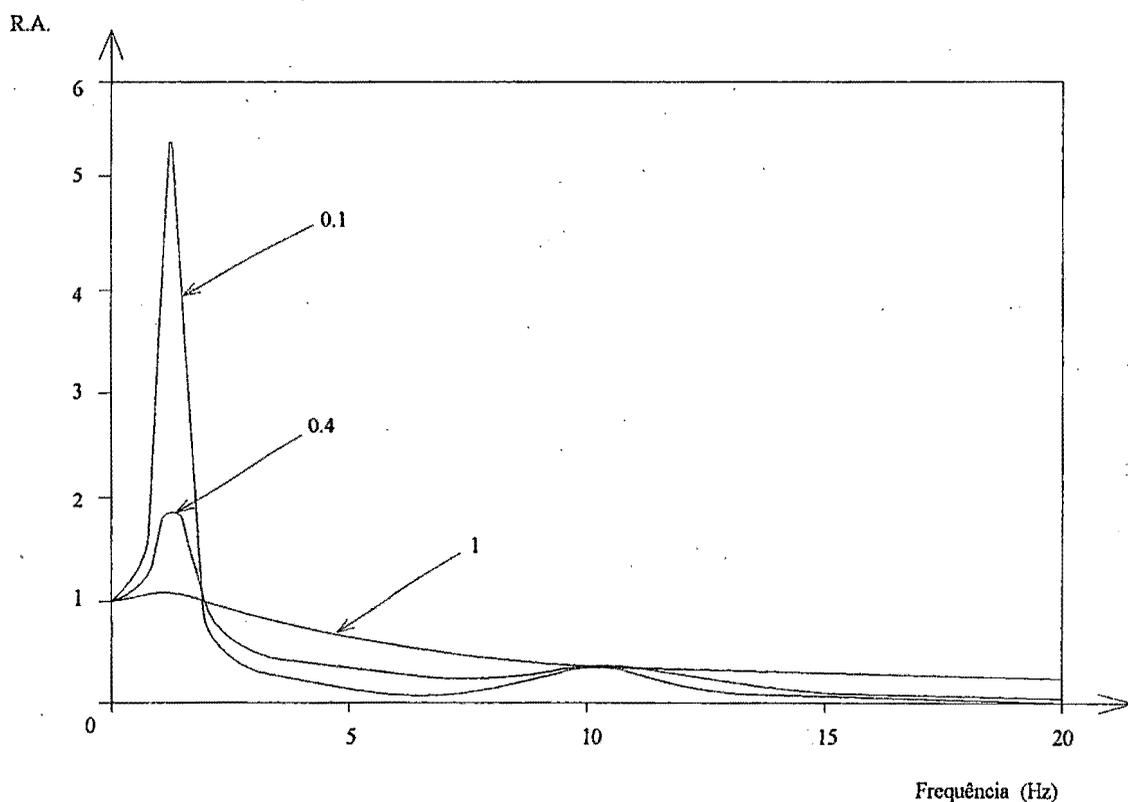


Figura 3.3 - Efeito do amortecimento no comportamento da suspensão.

Do gráfico acima (figura 3.3) observa-se que um amortecimento muito baixo, como o representado pela curva correspondente à  $\xi = 0.1$ , proporciona uma excelente atenuação em frequências superiores à frequência natural da massa suspensa mas, por outro lado, permite uma amplificação muito elevada na ressonância, o que poderia consumir todo o espaço de trabalho disponível da suspensão, causando choques com os limitadores de fim de curso. Mesmo que o fim de curso não fosse atingido, o veículo amplificaria as ondulações longas da via, comportamento indesejável que é conhecido como "flutuação" [33].

Já da curva correspondente à  $\xi=1$ , nota-se que amortecimentos elevados eliminam o problema da amplificação excessiva na ressonância, mas são pouco eficazes na atenuação das vibrações de frequência mais alta, principalmente na faixa entre a frequência natural da massa suspensa e a frequência natural da roda (região do gráfico da figura 3.3 que vai de aproximadamente 2 Hz até cerca de 11 Hz ). Esta é justamente a faixa de frequência que causa maior desconforto ao ser humano.

Em geral os projetistas de suspensões optam por uma solução de compromisso, visando ao mesmo tempo manter a amplificação na ressonância dentro de limites aceitáveis e conseguir uma boa atenuação em frequências mais altas.

Toda a discussão acima foi relativa aos valores de rigidez e amortecimento da suspensão que levam aos melhores resultados em termos de isolamento de vibrações. Entretanto, conforme vimos no item 3.1, esta não é a única função da suspensão.

Além de proporcionar conforto, a suspensão deve atender também a requisitos de segurança, minimizando as variações da força de contato pneu-pista, de modo a contribuir para a estabilidade e a dirigibilidade do veículo. Isso requer um bom amortecimento das vibrações da roda, o que faz com que sejam adotados valores de amortecimento maiores do que aquele que otimizaria o conforto. Segundo Ryba [81],

para uma suspensão com uma rigidez convencional, o amortecimento que minimizaria a variação da força de contato é cerca de duas vezes maior do que o amortecimento que maximizaria o conforto. O valor de amortecimento adotado na maioria dos veículos corresponde a um fator de amortecimento  $\xi$  na faixa de 0.25 a 0.5 [15].

O amortecimento também é responsável pela limitação do espaço de trabalho utilizado, o qual, dependendo das particularidades da geometria da suspensão, pode causar variações significativas no ângulo de camber, que afeta a estabilidade direcional do veículo. Principalmente em pisos irregulares, as variações de cambagem provocadas por grandes deflexões da suspensão podem ser tão importantes para a estabilidade veículo quanto as variações da força normal pneu-pista [67].

Com relação à rigidez, a análise anterior deixou claro que o ideal em termos de isolamento de vibrações seria adotar um valor extremamente reduzido, para obtermos uma frequência de ressonância muito baixa, acima da qual as vibrações seriam atenuadas. Entretanto, algumas questões de ordem prática impedem que a rigidez possa ser reduzida abaixo de certos limites.

A restrição mais imediata à redução da rigidez é decorrente de sua relação com a deflexão estática da suspensão. A deflexão estática é a compressão da suspensão causada pelo próprio peso do corpo do veículo, sendo dada por

$$Z_E = \frac{W_1}{K_1} \quad (3.4)$$

onde  $W_1 = M_1g$  é o peso do corpo do veículo dividido por quatro.

De (3.4) fica evidente que uma redução da rigidez  $K_1$  da suspensão implica num aumento da deflexão estática.

A deflexão estática é uma boa medida da sensibilidade da suspensão às variações de peso do veículo. Uma suspensão com deflexão estática elevada sofreria grandes alterações em seu curso disponível conforme variasse o carregamento

(passageiros, bagagens, etc.). Não é admissível, entretanto, que qualquer condição de carregamento prevista consuma todo o curso da suspensão, o que a tornaria inoperante. Para evitar isso a suspensão teria que dispor de um curso útil muito grande. Mesmo que houvesse disponibilidade de espaço, as variações de carregamento provocariam grandes mudanças na altura do veículo em relação ao solo, ou, em caso de distribuição desigual de peso entre as rodas, grandes alterações de atitude. No primeiro caso a capacidade do veículo vencer obstáculos seria afetada e no segundo caso poderíamos ter efeitos aerodinâmicos indesejáveis capazes até mesmo de instabilizar o veículo.

Outra restrição à diminuição da rigidez da suspensão diz respeito ao controle da atitude do corpo do veículo em curvas e frenagens/acelerações. Nessas situações o veículo é submetido a acelerações laterais (nas curvas) e longitudinais (nas frenagens/acelerações) que provocam, respectivamente, movimentos de rolagem ("roll") e arfagem ("pitch") do chassi. Além de causar desconforto, esses movimentos podem, dependendo de sua amplitude, comprometer a segurança. No caso da rolagem, por exemplo, as rodas externas à curva recebem uma carga adicional que comprime a suspensão, reduzindo o curso disponível para o acompanhamento das irregularidades da pista. Em função da geometria da suspensão a rolagem pode também provocar alterações indesejáveis na atitude das rodas em relação ao pavimento, prejudicando as condições de contato na interface pneu-pista ou modificando o ângulo de convergência da roda, o que pode trazer efeitos adversos à estabilidade do veículo. Finalmente, uma suspensão muito mole implicaria em frequências naturais muito baixas e a exposição continuada à frequências inferiores a 0.75 Hz provoca enjôo [11].

Sintetizando e concluindo as considerações tecidas até aqui, é importante enfatizarmos os seguintes pontos :

- Devido aos requisitos de minimização da variação da força de contato pneu-pista, o valor do amortecimento de uma suspensão passiva não pode ser igual àquele que otimizaria a isolação de vibrações, e mesmo que este valor pudesse ser adotado, ele representaria um compromisso entre o controle da ressonância da massa suspensa e a atenuação das frequências mais altas. A escolha do valor para o amortecimento deve levar em conta também as restrições relativas ao espaço de trabalho disponível, uma vez que o amortecimento desempenha um papel determinante não só no controle da ressonância da massa suspensa, mas também no controle da ressonância da roda.
  
- Devido à limitação do espaço de trabalho disponível e aos requisitos de controle de atitude, a rigidez de uma suspensão passiva não pode ser inferior a um determinado valor, o que impõe para os autoveículos convencionais um limite mínimo para a ressonância da massa suspensa em torno de 1 a 2 Hz [33]. Assim, as vibrações de frequências inferiores a cerca de 1 Hz são totalmente transmitidas ao chassi, sendo que na faixa situada aproximadamente entre 1 e 2 Hz as vibrações induzidas pela pista são amplificadas pela suspensão.

Pelo exposto acima fica claro que o problema fundamental que deve ser solucionado ao se projetar uma suspensão passiva é a escolha de valores de rigidez e amortecimento que atendam da melhor forma possível aos requisitos conflitantes de conforto (controle da massa suspensa) e de segurança (controle das rodas), bem como às restrições de espaço de trabalho disponível. Dependendo das características que se pretenda conferir ao veículo (desempenho, nível de conforto, etc.) pode-se privilegiar um dos dois requisitos acima, mas isto tenderá a deteriorar o comportamento da suspensão em relação ao outro requisito. Assim, o universo das soluções

implementáveis é bastante restrito e impõe limitações de desempenho que decorrem da própria natureza dos sistemas de suspensão passivos.

Outro problema importante dos sistemas de suspensão totalmente passivos é sua incapacidade de se adaptarem à mudanças nas condições de operação (carregamento do veículo, condições da pista, velocidade, tipo de manobra, etc.). A suspensão passiva é projetada de modo a ter um bom comportamento numa condição de operação típica ou nominal, representativa da situação mais frequentemente encontrada no tipo de utilização a que o veículo é destinado. Em condições de operação extremas, portanto, a suspensão dificilmente terá capacidade de responder de forma ideal às solicitações, pois estará trabalhando muito distante das condições nominais para as quais foi "sintonizada". Por outro lado, a necessidade de garantir uma performance pelo menos aceitável numa condição extrema pode fazer com que o desempenho na condição nominal seja prejudicado. Podemos ilustrar esta última situação através de dois exemplos :

1. Para se proporcionar uma performance razoável a um veículo em sua condição de peso máximo pode ser necessário dotar sua suspensão de uma rigidez tal que prejudique a isolação de vibrações quando o veículo estiver operando com carga reduzida (lembrando que a redução da massa suspensa aumenta a frequência natural do sistema). Esse exemplo torna-se significativo se considerarmos que os avanços na área de materiais vem cada vez mais reduzindo o peso dos veículos, enquanto sua capacidade de carga se mantém ou aumenta, de modo que a variação percentual da massa suspensa entre as condições de carga mínima e máxima é cada vez mais elevada, provocando variações consideráveis em sua frequência natural [107].
2. Para se garantir um nível de segurança aceitável em curvas de alta velocidade é necessário um bom amortecimento das vibrações das rodas, pois o veículo deve ser

mantido estável e na trajetória desejada a despeito das altas cargas laterais e das eventuais ondulações do terreno. Quando o veículo estiver se movimentando em velocidade moderada e em linha reta, entretanto, esse amortecimento elevado se tornará desnecessário e aumentará a magnitude das forças transmitidas à massa suspensa, servindo unicamente para prejudicar o conforto dos ocupantes.

É evidente que a obtenção de grandes melhorias no desempenho dos sistemas de suspensão está condicionada à superação das limitações descritas acima. Isso, entretanto, exigiria a alteração dos próprios princípios de funcionamento das suspensões convencionais. Tentativas nesse sentido levaram ao surgimento dos diversos tipos de suspensões ativas, que começaremos a abordar no próximo capítulo.

Não deve-se deixar de mencionar as tentativas de se atenuar as deficiências das suspensões passivas através da introdução de molas e amortecedores não lineares (passivos) e de barras estabilizadoras ("anti-roll bars"). Tais elementos de fato proporcionam uma relativa melhoria de desempenho, mas não deixam de estar sujeitos à limitações similares às descritas acima.

## **Capítulo 4**

# **Tipos de Sistemas de Suspensão Ativos**

### **4.1 Introdução**

A designação "suspensão ativa" tem sido utilizada indistintamente para denominar todos os sistemas de suspensão cuja atuação é condicionada por informações colhidas através de sensores instalados no veículo. Essas informações são processadas por meio de algum tipo de controlador, que ajusta o comportamento da suspensão segundo uma estratégia pré-definida, visando obter um desempenho superior em relação às suspensões convencionais (passivas).

Atualmente usam-se também os termos "suspensão eletrônica" ou "suspensão computadorizada", embora as primeiras suspensões hidropneumáticas não tivessem nenhuma eletrônica e muito menos computador. Outra designação genérica utilizada é "suspensão inteligente".

A classificação mais amplamente reconhecida divide as suspensões ativas ou inteligentes em quatro categorias básicas :

- Adaptativas.
- Totalmente ativas.
- Ativas lentas
- Semi-ativas.

A quase totalidade dos sistemas de suspensão ativos oferecidos atualmente pela indústria automobilística são sistemas adaptativos [26]. Em geral os fabricantes de automóveis não se preocupam muito em especificar claramente o tipo de sistema ativo utilizado. Isto pode estar relacionado a questões de "marketing", pois sem dúvida é vantajoso poder chamar um sistema adaptativo rudimentar de "suspensão ativa". Existem entretanto diferenças muito importantes entre os vários tipos de sistemas de suspensão ativos, que procuraremos analisar mais detalhadamente neste capítulo.

## **4.2 Suspensões Adaptativas**

As suspensões adaptativas são essencialmente suspensões passivas cujos parâmetros podem ser automaticamente ajustados em resposta à alterações nas condições de utilização do veículo. Os parâmetros sujeitos à adaptação são normalmente coeficiente de amortecimento, rigidez e altura da suspensão. Sistemas mais simples limitam-se à utilização de amortecedores discretamente ajustáveis, ao passo que as suspensões pneumáticas e hidro-pneumáticas podem frequentemente incorporar regulagens de rigidez e altura. Enquanto a variação de amortecimento pode ser obtida simplesmente controlando-se a abertura de uma válvula de orifício no

amortecedor, a variação de rigidez em sistemas pneumáticos ou hidropneumáticos pode ser feita através da variação do volume da mola a gás.

Nas suspensões adaptativas o chaveamento dos amortecedores e/ou molas não ocorre a todo instante, mas apenas em resposta a eventos ocasionais (altas velocidades, curvas fechadas, freadas fortes, etc.). Assim, num certo sentido, os sistemas adaptativos podem ser considerados lentos, uma vez que atuam com frequência bastante baixa. Por outro lado, o chaveamento em si deve ocorrer rapidamente, de modo a proporcionar respostas imediatas a eventos bruscos sem prejudicar a segurança e a estabilidade do veículo [58].

Verifica-se que a variação demasiadamente rápida do coeficiente de amortecimento quando a velocidade no amortecedor é elevada causa ruídos e vibrações desconfortáveis. Portanto, sempre que possível, é conveniente realizar a variação do coeficiente de amortecimento de forma contínua ou executar o chaveamento quando a velocidade no amortecedor estiver mudando de sentido (ou seja, for aproximadamente zero) [35, 68, 104].

Em geral a estratégia de controle empregada nos sistemas adaptativos é baseada no monitoramento de algumas variáveis como :

Velocidade de esterçamento;

Aceleração lateral;

Aceleração longitudinal;

Pressão de frenagem;

Posição do acelerador;

Deflexão da suspensão;

Aceleração vertical do chassi;

Velocidade do veículo.

O intuito do monitoramento dessas variáveis é antecipar o ajuste da suspensão à eventos críticos como curvas fechadas, freadas bruscas e irregularidades na via, ou regular a suspensão para determinadas condições de operação como altas velocidades ou veículo carregado.

Um sistema adaptativo hipotético poderia ser projetado para atuar da seguinte maneira:

- 1) Se o veículo estiver andando em linha reta e em velocidade moderada, utilizar baixa rigidez e amortecimento para proporcionar uma melhor isolação de vibrações (conforto).
- 2) Se o veículo entrar em curva fechada, enrijecer a suspensão e aumentar o amortecimento para diminuir a rolagem e a variação da força normal nos pneus, proporcionando maior segurança.
- 3) Durante frenagens ou acelerações violentas aumentar o amortecimento para reduzir os movimentos de mergulho ou empinamento.
- 4) Ao passar sobre um obstáculo aumentar o amortecimento por um tempo suficiente (tipicamente 0.5 segundos [104]) para atenuar as oscilações do chassi mais rapidamente.
- 5) Em velocidades elevadas utilizar maior rigidez e amortecimento para que se possa contar com o máximo de aderência e dirigibilidade.

6) Usar uma rigidez apropriada à carga do veículo, de modo que alterações de peso não provoquem mudanças significativas nas características da suspensão.

7) Em alta velocidade diminuir a altura em relação ao solo para obter um melhor desempenho aerodinâmico e uma posição mais baixa do C.G.

8) Manter o veículo nivelado mesmo que os eixos sejam carregados de forma desigual.

Quais dos itens acima poderão ser utilizados na estratégia de controle da suspensão vai depender dos sensores e atuadores empregados. Se o elemento controlável for um simples amortecedor com válvula de orifício variável obviamente os itens relativos a variação da rigidez da suspensão e variação da altura do veículo não poderão ser implementados.

Podemos considerar que as primeiras suspensões adaptativas comercialmente bem sucedidas tenham sido as suspensões hidro-pneumáticas com regulagem automática de altura, introduzidas em automóveis da marca Citroën a partir de 1953 [15]. No início da década de 80 começaram a ser produzidas industrialmente as primeiras suspensões eletronicamente controladas, baseadas em sua maioria em amortecedores ajustáveis, sendo que os pioneiros foram os fabricantes japoneses Toyota, Mazda e Mitsubishi, logo seguidos por americanos e europeus [68]. A versão mais aperfeiçoada da suspensão adaptativa Citroën, utilizada atualmente nos modelos XM e Xantia, incorpora, além do controle automático de altura, dois níveis de amortecimento e de rigidez, obtidos através da abertura ou fechamento de uma conexão com um circuito hidropneumático auxiliar. Atualmente é cada vez maior o número de modelos de vários fabricantes disponíveis com os chamados "amortecedores eletrônicos", de modo que qualquer listagem ficaria rapidamente desatualizada.

Os sistemas adaptativos são indubitavelmente um progresso em relação às suspensões convencionais, podendo principalmente melhorar a resposta transiente da massa suspensa em curvas, frenagens e passagem sobre obstáculos. Entretanto seu funcionamento baseia-se em elementos passivos (embora ajustáveis) que limitam-se a reagir às velocidades e deslocamentos entre seus terminais. Assim os sistemas adaptativos não possibilitam a implementação de outras leis de atuação, especificamente concebidas para o controle das rodas e para o controle da massa suspensa.

### **4.3 Suspensões Totalmente Ativas**

Suspensões totalmente ativas são definidas como aquelas que não reagem a uma força a menos que sejam comandadas para fazê-lo [35]. Nesse tipo de suspensão as funções controle das rodas e controle da massa suspensa são fundamentalmente exercidas por atuadores comandados por sistemas de controle em malha fechada.

Num sistema totalmente ativo não existe a limitação, presente nos sistemas passivos, de que as forças aplicadas pela suspensão tenham sempre sentido contrário ao movimento relativo entre as massas suspensa e não suspensa. Numa suspensão passiva essa restrição decorre de que as molas somente armazenam energia e os amortecedores apenas a dissipam. Para se exercer forças com o mesmo sentido do movimento relativo chassi-roda é necessário introduzir energia no sistema através de atuadores rápidos. Uma vez que os sistemas ativos são capazes de fornecer essa energia eles tornam possível a implementação de uma ampla gama de estratégias de controle

especificamente voltadas ao atendimento de requisitos de desempenho pré-definidos. Deste modo os sistemas ativos são capazes de alcançar níveis de performance muito além das possibilidades dos sistemas passivos, cujo funcionamento está sujeito às limitações e compromissos discutidos no capítulo 3.

A obtenção de uma estratégia de controle adequada para uma suspensão ativa é uma tarefa complexa o suficiente para desestimular uma abordagem unicamente baseada em tentativa e erro. Assim, desde os primeiros estudos de sistemas de suspensão ativos tornou-se evidente a conveniência de se utilizar teorias de controle ótimo, pois tais teorias oferecem métodos diretos para a determinação de leis de controle a partir da minimização de índices de performance pré-estabelecidos.

Consideremos o modelo de um quarto de carro mostrado na figura 4.1.

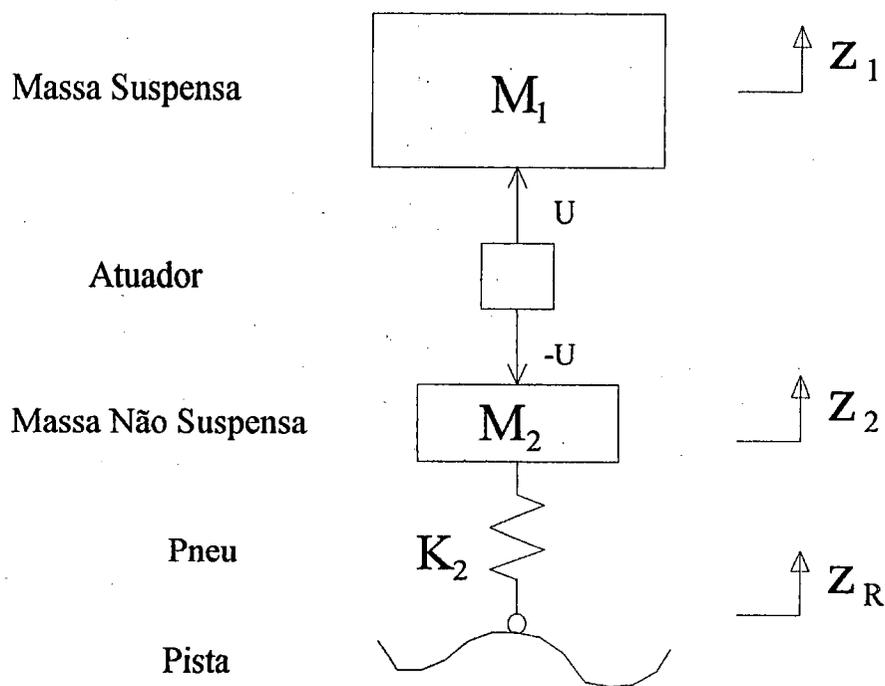


Figura 4.1 - Modelo de um quarto de carro com suspensão ativa genérica.

O problema de controle ótimo determinístico para a suspensão ativa, considerando o modelo de um quarto de carro, consiste na obtenção da lei de controle para a força  $u$  do atuador que minimize o índice de desempenho

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [\rho u^2 + q_1(z_2 - z_R)^2 + q_2(z_1 - z_2)^2] dt \quad (4.1)$$

onde  $\rho$ ,  $q_1$  e  $q_2$  são constantes de ponderação arbitradas pelo projetista. Esse critério leva à minimização da deflexão dinâmica da suspensão, dada por  $(z_1 - z_2)$ , da deflexão dinâmica do pneu, dada por  $(z_2 - z_R)$ , e da aceleração vertical do chassi, uma vez que esta é proporcional à força  $u$  sobre a massa suspensa. Deste modo a lei de controle resultante considera os requisitos de espaço de trabalho (deflexão da suspensão), segurança (deflexão do pneu, proporcional à variação da força de contato pneu-pista) e conforto (aceleração vertical do chassi).

Thompson [97] demonstrou que o problema estocástico, que tem como entrada um perfil randômico de via, pode ser transformado num problema determinístico equivalente com índice de desempenho idêntico ao dado acima, e com solução do tipo

$$u = G_1(z_2 - z_R) + G_2(z_1 - z_R) + G_3\dot{z}_2 + G_4\dot{z}_1 \quad (4.2)$$

onde  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_3$  e  $G_4$  são ganhos de realimentação (constantes). Rearranjando,

$$u = G_1(z_2 - z_1) + G_3(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + (G_1 + G_2)(z_1 - z_R) + (G_3 + G_4)\dot{z}_1 \quad (4.3)$$

Analisando a equação acima percebe-se que um dos termos é função do deslocamento relativo  $(z_1 - z_R)$  entre o chassi e a pista. Isto implicaria na necessidade de sensores especiais (ultra-som, radar, etc.) para medir a distância instantânea entre o chassi e a pista, o que aumentaria o custo e a complexidade do sistema e reduziria sua

confiabilidade. Entretanto, pode-se contornar esse problema utilizando-se o deslocamento relativo ( $z_1 - z_2$ ) entre o chassi e a roda ao invés do deslocamento entre o chassi e a pista [96]. Conceitualmente isto pode ser justificado se assumirmos que o espectro de frequência do deslocamento  $z_2$  da roda pode ser tomado como uma aproximação para o espectro de frequência do perfil da pista (pelo menos dentro da faixa de frequência de interesse). Substituindo ( $z_1 - z_R$ ) por ( $z_1 - z_2$ ) em (4.3) temos

$$u = G_2(z_1 - z_2) - G_3(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + (G_3 + G_4)\dot{z}_1 \quad (4.4)$$

onde verifica-se [97] que  $G_2$  e  $(G_3 + G_4)$  são negativos e  $G_3$  é positivo.

A equação (4.4) mostra que o sistema pode ser implementado com uma mola de rigidez  $K_1 = -G_2$ , um amortecedor com um coeficiente de amortecimento  $C_1 = G_3$  e um atuador que produza uma força

$$f = -C_{SH}\dot{z}_1 \quad (4.5)$$

com  $C_{SH} = -(G_3 + G_4)$ . Assim a equação (4.4) fica

$$u = -K_1(z_1 - z_2) - C_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - C_{SH}\dot{z}_1 \quad (4.6)$$

Obviamente o atuador poderia produzir a força  $u$  toda, e não apenas a parcela  $C_{SH}\dot{z}_1$ , mas o emprego dos elementos passivos (mola  $K_1$  e amortecedor  $C_1$ ) faz com que o sistema consuma menos energia, além de garantir um mínimo de segurança em caso de falha nos componentes ativos.

O atuador descrito pela equação (4.5) é denominado "skyhook" [57] e a velocidade vertical  $\dot{z}_1$  necessária à sua operação pode ser obtida por meio de um acelerômetro fixado ao chassi do veículo e de um integrador (vide figura 4.2).

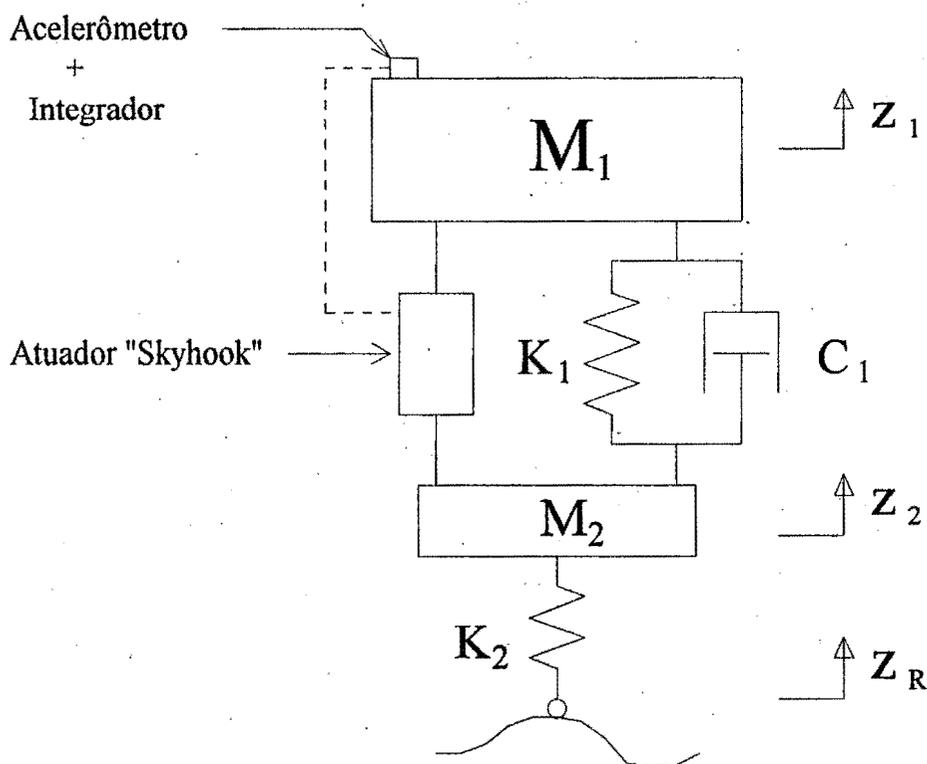


Figura 4.2 - Modelo de suspensão ativa com realimentação da velocidade vertical do chassi.

O "skyhook" atua basicamente no controle da massa suspensa, melhorando a isolamento de vibrações (conforto). Seu efeito é ilustrado pelo gráfico da figura 4.3. Nesta figura pode-se observar como o "skyhook" proporciona um excelente amortecimento das vibrações da massa suspensa na região de sua frequência de ressonância. Isto é obtido sem a degradação da isolamento em alta frequência que seria causada por um amortecedor passivo "duro". É importante ressaltar que essa melhoria na isolamento da massa suspensa (conforto) é realizada sem prejuízo significativo do contato pneu-pista (segurança).

A estratégia de controle de uma suspensão totalmente ativa pode ser bem mais complexa do que a simples implementação de um "skyhook". Pode-se usar várias teorias e critérios para o projeto do controlador, como controle clássico, controle ótimo,

controle modal, lógica difusa, redes neurais, etc. [47] e até uma combinação qualquer dessas e de outras técnicas. Além do modelo de um quarto de carro podem ser utilizados o modelo de meio carro (bidimensional) e o modelo de veículo completo (tridimensional), que permitem a consideração dos movimentos de arfagem (nos modelos 2D e 3D) e rolagem (no modelo 3D). Além disso, um sistema ativo pode (e deve) tomar partido de sua capacidade inerente de adaptação e variar suas características conforme as condições de utilização do veículo, de modo análogo aos sistemas adaptativos discutidos no item 4.2.

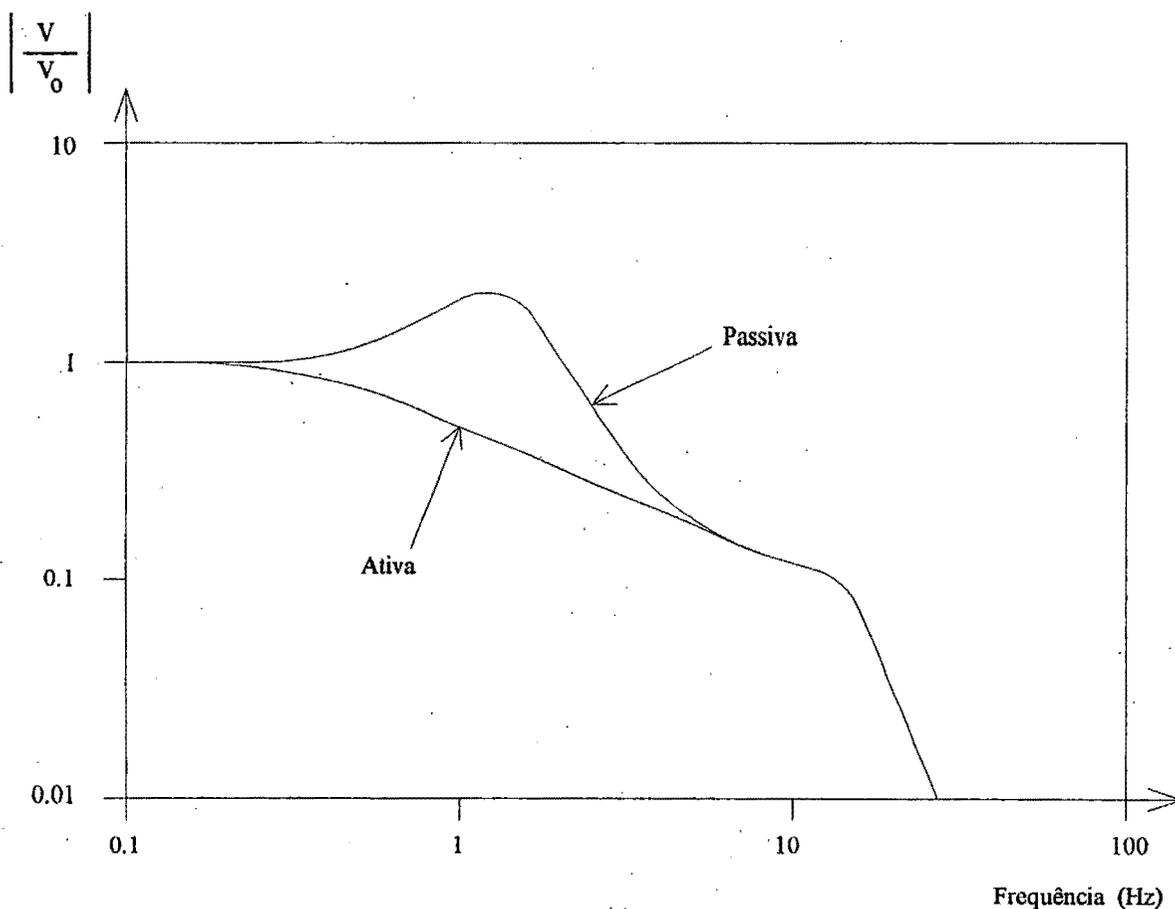


Figura 4.3 - Comparação das curvas de resposta em frequência (relação de amplitudes velocidade do chassi/velocidade no pneu) de uma suspensão passiva e uma suspensão ativa ("skyhook") [26].

Apesar de sua relativa simplicidade (ou, mais provavelmente, devido a ela) o "skyhook" tem sido utilizado na maioria dos sistemas de suspensão inteligentes atualmente em produção ou em desenvolvimento [47]. Um dos principais motivos para isso é que, como veremos no item 4.5, uma aproximação do "skyhook" pode ser implementada através de um amortecedor passivo controlável e utilizado em suspensões semi-ativas.

As suspensões passivas apresentam uma limitação no que diz respeito às leis constitutivas de seus elementos, pois as molas e amortecedores somente podem gerar forças em resposta aos deslocamentos relativos e às velocidades relativas de seus terminais, respectivamente. Já um elemento ativo não está sujeito a essa limitação constitutiva, podendo gerar forças em função de velocidades absolutas, acelerações absolutas ou qualquer outra variável desejada. Isto possibilita a implementação de estratégias de atuação que atenuem o compromisso entre o controle de roda e o controle da massa suspensa, compromisso esse que caracteriza as suspensões passivas e compromete seu desempenho. Entretanto as suspensões ativas compartilham com as suspensões passivas uma limitação estrutural [56] devida ao fato de que as mesmas forças que os elementos da suspensão exercem sobre o chassi são sempre aplicadas com sentido oposto sobre a roda. Demonstra-se [44, 112, 60] que esta limitação impede que se consiga melhorar significativamente a isolamento na frequência natural da roda, qualquer que seja o tipo da suspensão utilizada. Outro reflexo dessa limitação é o fato de que suspensões ativas projetadas através da teoria de controle ótimo com realimentação completa de estados e utilizando uma ponderação que privilegie a manutenção do contato pneu pista levam a uma péssima isolamento da massa suspensa em alta frequência. Verificou-se que este comportamento é causado pelo ganho  $G_1$  (vide equação 4.2), correspondente à realimentação da deflexão dinâmica do pneu, e que a simples anulação desse ganho melhora a isolamento em alta frequência [112]. Isto reforça

a conveniência da simplificação que originou a equação (4.4), pois um de seus resultados é justamente a eliminação do ganho  $G_1$ .

As suspensões totalmente ativas têm também limitações de ordem prática, relacionadas ao custo e à tecnologia necessária para a produção em grande escala de atuadores com desempenho adequado. Embora a pesquisa e o desenvolvimento nessa área talvez tragam soluções para estes problemas num futuro próximo, isto tem sido a principal causa de não existir atualmente um sistema totalmente ativo sendo produzido em escala industrial.

Para atender as necessidades operacionais de uma suspensão totalmente ativa os atuadores devem ser cilindros hidráulicos de dupla ação (extensão/contração) acionados por servo-válvulas de alta velocidade. Como os atuadores devem responder a frequências da ordem da ressonância da massa não suspensa (em torno de 12 Hz) as servo-válvulas devem ser capazes de suportar uma frequência de trabalho de pelo menos 100 Hz [104]. Mesmo assim pode ser necessário utilizar um isolador passivo em série com o atuador para evitar a transmissão de vibrações de alta frequência.

Na figura 4.4 pode ser vista a representação esquemática do atuador empregado no sistema desenvolvido pela Lotus [107]. Note-se nesta figura a ausência do amortecedor passivo representado no esquema da figura 4.3, pois na suspensão da Lotus o amortecimento do movimento relativo roda-chassi é fornecido pelo próprio atuador. Isto permite que o amortecimento seja facilmente ajustado pelo controlador conforme a situação de operação do veículo. O consumo de energia de um sistema desse tipo é da ordem de 5 a 10 KW, o que pode acarretar um aumento no consumo de combustível em torno de 10 a 20% [104]. O sistema da Lotus, cuja lógica de atuação nunca foi revelada de forma clara [7, 23, 107, 94], comprovou na prática a viabilidade técnica (não a econômica) de um sistema de suspensão totalmente ativo, tendo sido utilizado no carro de Fórmula 1 que venceu os Grandes Prêmios de Mônaco e Detroit de 1987 (pilotado por Ayrton Senna). O sistema completo pesava 20 Kg e em 1988 seu custo de produção

estimado para utilização num carro de passeio era de aproximadamente 1200 dólares (em valores de época) [107].

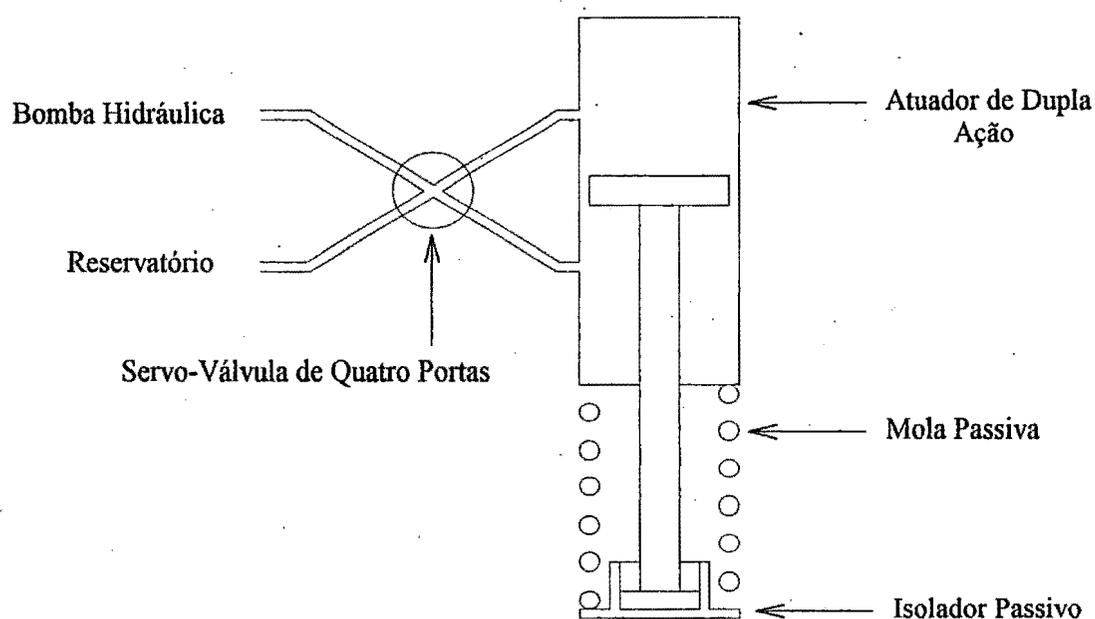


Figura 4.4 - Diagrama esquemático do atuador utilizado na suspensão totalmente ativa desenvolvida pela Lotus [107].

## 4.4 Suspensões Ativas Lentas

As suspensões ativas lentas (também denominadas ativas de banda estreita, ativas moles ou reativas [104, 107]) podem ser consideradas como uma evolução dos sistemas adaptativos com regulação automática de altura (auto-niveláveis) [86] utilizados principalmente em automóveis da marca Citroën desde a década de 50. A diferença fundamental em relação às suspensões auto-niveláveis está no emprego de

atuadores mais rápidos, capazes não apenas de compensar variações estáticas de carga, mas também de controlar os movimentos de rolagem e arfagem do chassi induzidos por curvas, frenagens e acelerações.

Este tipo de suspensão caracteriza-se pela disposição de um atuador em série com uma mola, conforme ilustrado na figura 4.5. O sistema inclui também um amortecedor que tanto pode ficar em série como em paralelo com o atuador.

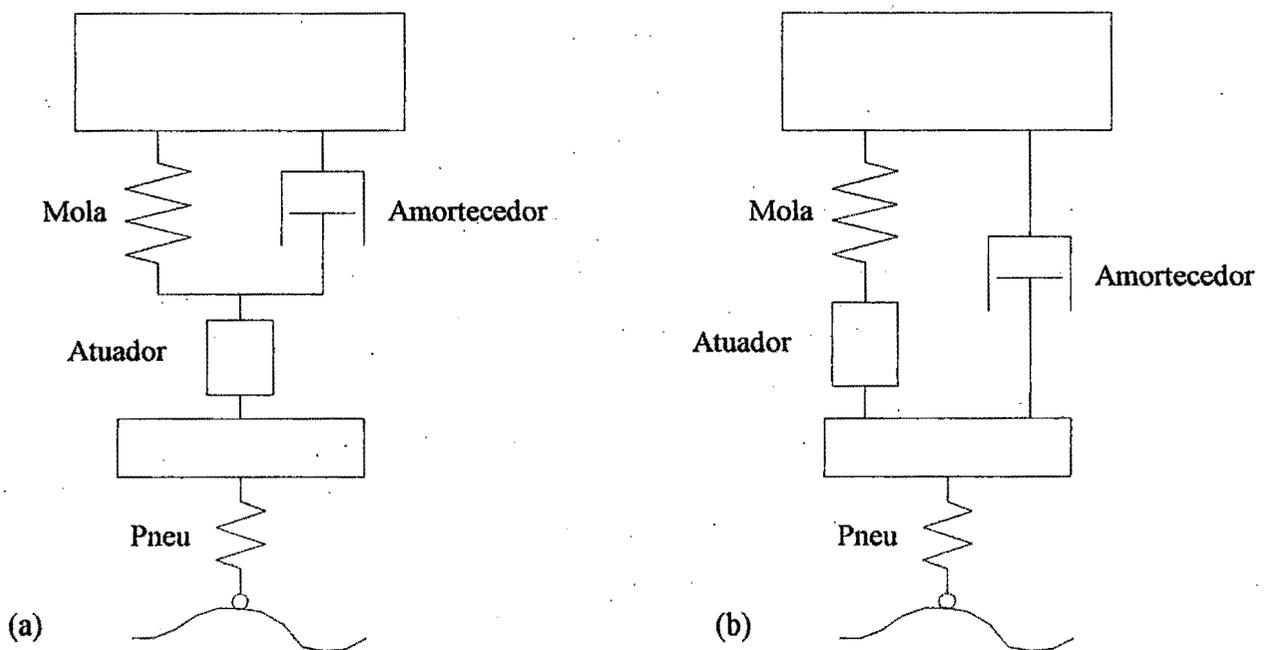


Figura 4.5 - Representação esquemática de suspensões ativas lentas com amortecedor em série (a) e em paralelo (b) com o atuador.

O atuador deve ser capaz de operar até a faixa de frequência dos modos de vibrar da massa suspensa (normalmente abaixo de 3 Hz). Para frequências mais elevadas o atuador torna-se rígido (não responde) e o sistema passa a funcionar como um suspensão passiva.

Os sistemas ativos lentos têm sido apontados como uma alternativa interessante para contornar os problemas encontrados no desenvolvimento das suspensões totalmente ativas, quais sejam, custo elevado dos atuadores e servo-válvulas de alta frequência, grande consumo de energia e dificuldade na isolação das vibrações de frequência elevada [85, 86]. Entretanto, o consumo de energia de uma suspensão ativa lenta de alto desempenho pode ser similar ao de uma suspensão totalmente ativa, a menos que se possa colocar uma mola em paralelo com o atuador para aliviar-lo da carga estática [21].

Na figura 4.6 temos a representação de uma suspensão ativa lenta hidropneumática desenvolvida experimentalmente pela empresa inglesa Automotive Products Ltd [15, 11]. O atuador é semelhante ao utilizado pela Citroën.

Na suspensão da figura 4.6 a válvula niveladora é controlada por um filtro mecânico de segunda ordem (sistema massa-mola-amortecedor). Esse filtro permite que os movimentos lentos do braço da suspensão sejam transmitidos à válvula, mas impede a transmissão dos movimentos de alta frequência. Deste modo a válvula atuará na correção dos movimentos lentos de rolagem e arfagem do chassi, mas não responderá à vibração da roda, que será controlada pelos elementos passivos da suspensão.

Versões mais modernas de sistemas ativos lentos certamente utilizariam sensores e controladores eletrônicos em lugar do filtro mecânico do exemplo acima. É este o caso do sistema desenvolvido ao longo dos anos 80 até o início da década de 90 pela equipe Williams de Fórmula 1 [107]. O controle de atitude num carro de Fórmula 1 é extremamente importante, principalmente devido às grandes variações de carga provocadas pelas forças aerodinâmicas [107, 95, 69]. A suspensão ativa da Williams levou a equipe à conquistar de modo arrasador os campeonatos de 1992 e 1993, desequilibrando de tal forma a competição que as suspensões ativas foram proibidas a partir da temporada seguinte.

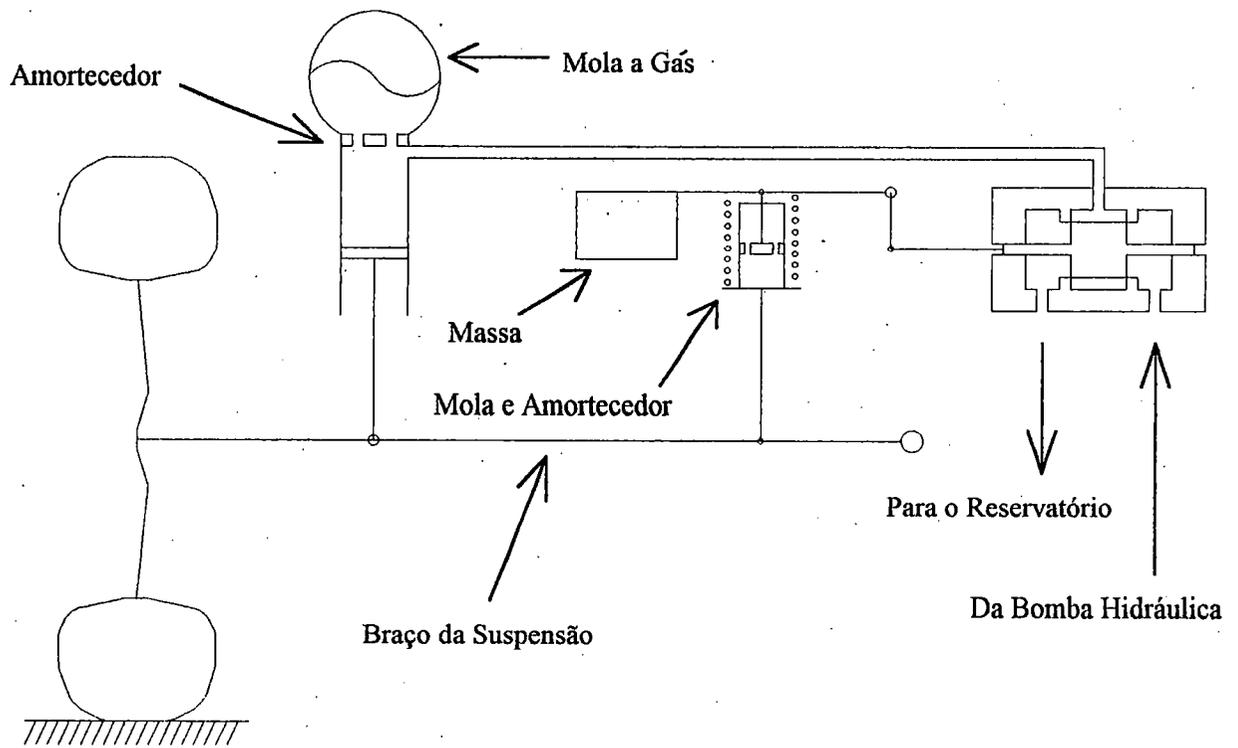


Figura 4.6 - Diagrama esquemático de uma suspensão ativa lenta com atuador hidropneumático e controle mecânico.

Além dos sistemas hidropneumáticos outras possíveis implementações das suspensões ativas lentas poderiam empregar atuadores pneumáticos (que fariam também o papel de mola) ou atuadores hidráulicos e molas metálicas [53, 83].

## 4.5 Suspensões Semi-Ativas

Os sistemas de suspensão semi-ativos tentam reproduzir aproximadamente o funcionamento dos sistemas totalmente ativos sem que seja necessário fornecimento significativo de energia. Para isso os sistemas semi-ativos contam com sensores e controladores similares aos das suspensões totalmente ativas, mas os atuadores são substituídos por elementos passivos (molas e amortecedores) variáveis, cujos parâmetros de rigidez e amortecimento são comandados numa frequência superior à das oscilações a serem controladas.

A diferença fundamental entre os sistemas totalmente ativos e os sistemas semi-ativos é que estes não podem introduzir energia (realizar trabalho) no sistema oscilatório. Assim as forças exercidas pelos atuadores semi-ativos terão sempre sentidos contrários aos deslocamentos relativos (molas) e velocidades relativas (amortecedores) de seus terminais. Esta restrição nos sentidos das forças não existe no caso dos atuadores totalmente ativos. Graficamente isto significa que a relação força versus movimento relativo de um atuador totalmente ativo pode ocupar quatro quadrantes, ao passo que num sistema semi-ativo a lei de atuação ficará restrita a somente dois quadrantes, conforme ilustrado na figura 4.7. Note-se que estamos considerando a força exercida pelo atuador sobre a massa suspensa.

Quando a relação força necessária versus movimento relativo instantâneo estiver no segundo ou no quarto quadrante o atuador semi-ativo será modulado de modo a reproduzir a força que seria gerada por um atuador totalmente ativo. Quando a relação força-movimento se encontrar no primeiro ou no terceiro quadrante, o atuador semi-ativo não conseguirá produzir a força no sentido requerido e deverá então ser comandado para exercer força nula.

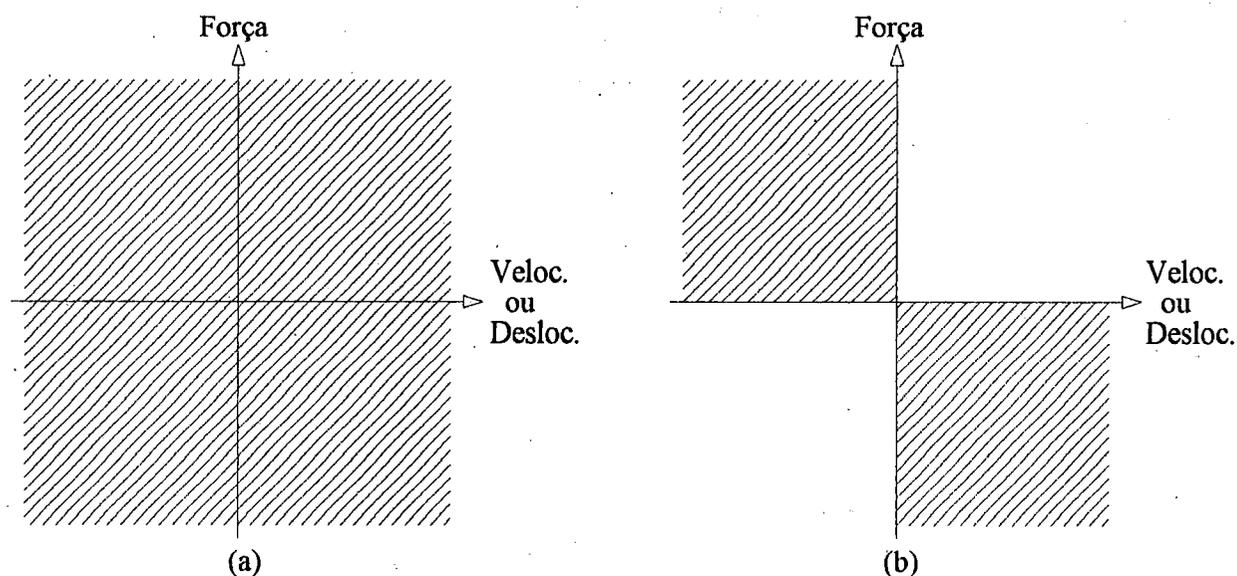


Figura 4.7 - Localização possível para os pontos da relação força versus movimento relativo de um atuador totalmente ativo (a) e de um atuador semi-ativo (b).

Consideremos o sistema totalmente ativo representado na figura 4.2. O sistema semi-ativo correspondente será semelhante a menos do atuador "skyhook" totalmente ativo, que é substituído por um elemento dissipativo controlável. Esse elemento é, na prática, um amortecedor dotado de válvulas de abertura variável, que permitem a modulação da força passivamente gerada quando esta for de mesmo sinal que a força requerida pela lei de atuação do "skyhook". Quando o sentido da velocidade relativa nos terminais do amortecedor corresponder a uma força passiva de sinal contrário ao especificado pela lei do "skyhook" as válvulas serão abertas ao máximo, visando reduzir a zero a força gerada.

A lei de atuação do "skyhook" (vide equação (4.5)) determina a aplicação de uma força  $u$  proporcional e contrária à velocidade absoluta da massa suspensa. Assim, o algoritmo de controle para o "skyhook" semi-ativo envolve a comparação dos sinais

da velocidade da massa suspensa e da velocidade relativa no amortecedor, comandando a aplicação da força somente quando a combinação dos sinais dessas velocidades for conveniente. Essa estratégia de controle é traduzida pelas equações (4.7) e (4.8) abaixo.

$$\text{Se } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) > 0, \text{ então} \quad u = -C_{SH} \dot{z}_1 \quad (4.7)$$

$$\text{Se } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) < 0, \text{ então} \quad u = 0 \quad (4.8)$$

O controle da força realizada poderia ser feito indiretamente, através do controle da pressão do fluido no amortecedor [57, 78].

Se ao invés de um amortecedor continuamente variável dispusermos apenas de um amortecedor de dois estados ("on/off"), cujo coeficiente de amortecimento possa ser chaveado entre os valores zero e  $C_{SH}$ , a estratégia de controle anterior pode ser modificada segundo as equações (4.9) e (4.10) abaixo.

$$\text{Se } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) > 0, \text{ então} \quad u = -C_{SH}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \quad (4.9)$$

$$\text{Se } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) < 0, \text{ então} \quad u = 0 \quad (4.10)$$

As leis de atuação (4.9) e (4.10) podem ser interpretadas da seguinte maneira:

- Se a condição da equação (4.9) é verdadeira, significa que a velocidade da massa suspensa,  $\dot{z}_1$ , tem sentido oposto à força do amortecedor (pois esta tem sinal contrário à velocidade relativa  $(\dot{z}_1 - \dot{z}_2)$ ) e, portanto, o amortecedor é acionado para "frear" o movimento da massa suspensa.

— Se, por outro lado, a condição da equação (4.10) for verdadeira, então a velocidade da massa suspensa,  $\dot{z}_1$ , terá mesmo sentido que a força do amortecedor e, portanto, o amortecedor será desligado, pois sua atuação aumentaria a energia cinética da massa suspensa.

Embora a expressão para a força  $u$  neste caso seja função direta apenas da velocidade relativa no amortecedor, a lógica de chaveamento leva ao amortecimento da velocidade absoluta da massa suspensa, de modo que este sistema pode ainda ser considerado como uma forma de implementação semi-ativa do conceito do atuador "skyhook", mesmo que numa aproximação um tanto grosseira.

O arranjo de válvulas passivas de fluxo unidirecional ("check valves") juntamente com a servo-válvula de controle permite a obtenção de um atuador semi-ativo em que o chaveamento de alta frequência, relacionada às oscilações da roda, é executado passivamente, deixando o controlador livre para atuar apenas nas frequências mais baixas, relacionadas aos movimentos da massa suspensa. Um atuador deste tipo, incorporando ainda amortecimento passivo regulável, pode ser visto na figura 4.8 [57, 78, 26].

Na prática um atuador "skyhook" semi-ativo nunca poderá ter sua força chaveada para um valor nulo, como requerem as equações (4.8) ou (4.10) do algoritmo de controle, pois, por mais que se abram as válvulas, sempre haverá alguma resistência à passagem do fluido. Isso, entretanto, não representa um problema real, uma vez que em geral é desejável uma certa parcela de amortecimento passivo no sistema, o que é ilustrado pela presença de um amortecedor convencional em paralelo com o atuador "skyhook" no sistema da figura 4.2, cuja configuração resultou da aplicação da teoria de controle ótimo. No atuador semi-ativo da figura 4.8 o papel do amortecedor

convencional é desempenhado pelo próprio atuador, através do acréscimo de uma válvula restritora em série com a servo-válvula.

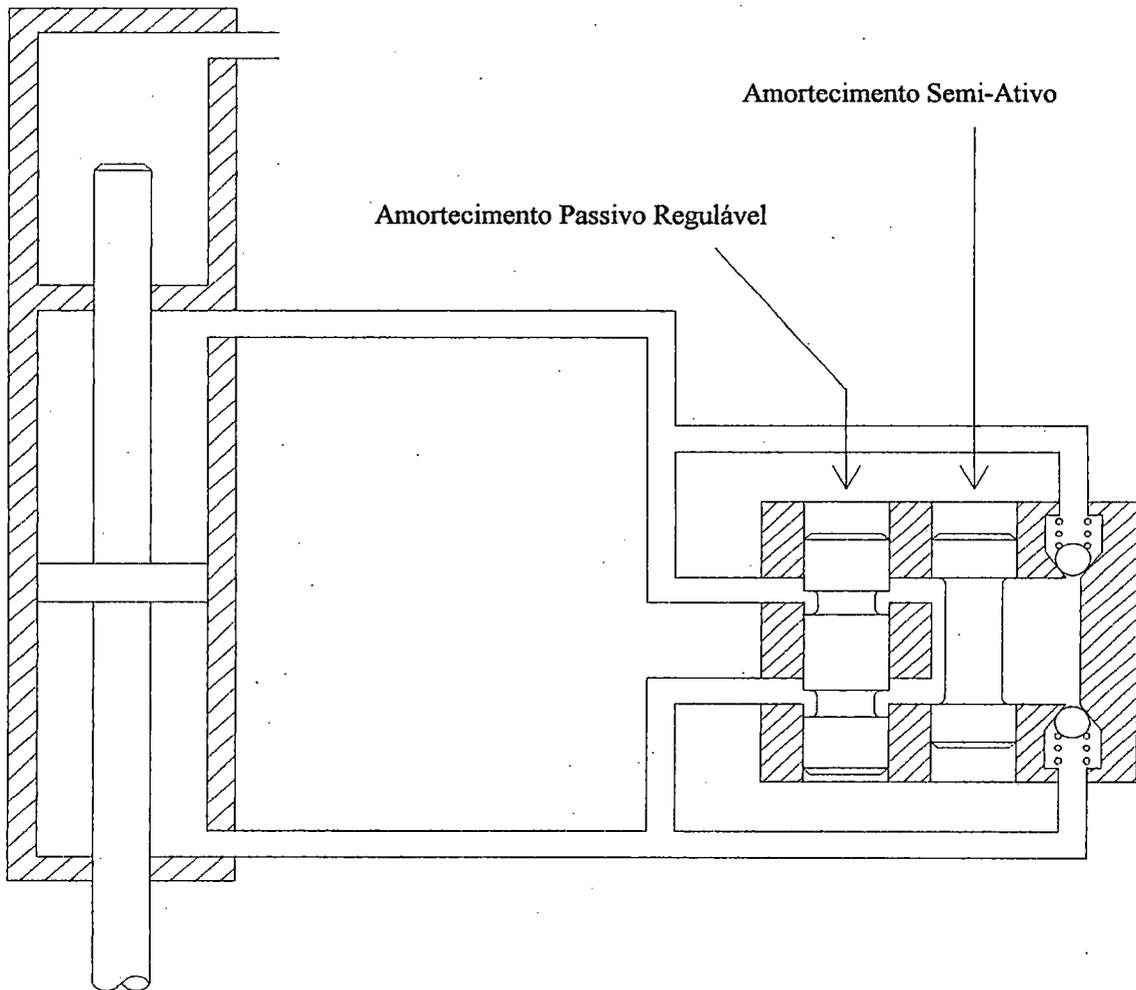


Figura 4.8 - Exemplo esquemático de um atuador semi-ativo continuamente variável, com válvulas passivas unidirecionais para alta frequência e amortecimento passivo incorporado.

As molas também podem, a princípio, ser utilizadas como atuadores semi-ativos, através da modulação de sua rigidez. Embora isso não seja realizável com as

molos metálicas normalmente utilizadas nos veículos atuais, pode-se empregar molas pneumáticas ajustáveis. A modulação da rigidez pode ser obtida pela variação do volume do gás. Para isso a mola disporia de várias câmaras auxiliares interconectadas. A abertura ou o fechamento das conexões faria variar o volume da mola pneumática e, conseqüentemente, sua rigidez. Entretanto, como em situações dinâmicas os amortecedores são sujeitos a forças 5 a 10 vezes maiores que as aplicadas às molas, o elemento mais indicado para a função de atuador semi-ativo é mesmo o amortecedor variável [26].

Os sistemas de suspensão semi-ativos têm um custo de produção e de manutenção significativamente inferior ao dos sistemas totalmente ativos, pois não precisam de um sistema hidráulico de alta potência, eliminando assim a necessidade de bombas, acumuladores, reservatórios, tubulações, filtros e radiadores. Além disso, o atuador semi-ativo é um componente bastante parecido com um amortecedor comum, cujo processo de fabricação é bem menos sofisticado que o do cilindro hidráulico de ação dupla utilizado no sistema totalmente ativo. Considerando ainda a economia de energia (e, conseqüentemente, de combustível) fica claro por que a indústria automobilística tem concentrado seus esforços no desenvolvimento de sistemas semi-ativos. Embora o potencial de performance das suspensões semi-ativas esteja obviamente abaixo das suspensões totalmente ativas, os custos de produção, manutenção e operação são fatores decisivos num equipamento a ser produzido em larga escala para um mercado extremamente competitivo.

## **Capítulo 5**

# **Modelagem de Veículo Completo para Estudo Comparativo de Suspensões**

### **5.1 Introdução**

A maioria absoluta dos estudos teóricos sobre sistemas de suspensão tem se valido de modelos bastante simples. Os primeiros trabalhos sobre suspensões ativas utilizavam o modelo de um quarto de carro de um único grau de liberdade, que representa apenas a massa suspensa e a rigidez e o amortecimento da suspensão. Como este modelo não inclui a massa não suspensa nem as características do pneu, não era possível através dele analisar o movimento da roda e as variações da força de contato pneu-pista. Por isso estes primeiros estudos abordavam apenas os aspectos de isolamento da massa suspensa (conforto) e aproveitamento do espaço de trabalho da suspensão. Com a utilização do modelo de um quarto de carro de dois graus de liberdade (vide figura 3.1) tornou-se possível considerar também a dinâmica da massa não suspensa, fundamental à análise dos aspectos relacionados à segurança e estabilidade do veículo. Este modelo foi o mais utilizado nos estudos sobre sistemas de suspensão ativos, pois incorpora as propriedades fundamentais dos sistemas de suspensão e sua simplicidade

ajuda a compreensão dos fenômenos mais relevantes, além de facilitar o tratamento algébrico necessário à aplicação das técnicas de projeto de sistemas de controle. A necessidade de se estudar os problemas relacionados aos movimentos de arfagem e rolagem levou também à utilização de modelos de meio carro (quatro graus de liberdade) e veículo completo (sete graus de liberdade). Este último, apesar do nome, trata-se de um modelo linear, como os outros, e também não inclui a geometria da suspensão.

Para análises teóricas e projeto preliminar estes modelos são satisfatórios, mas não são suficientes para o projeto completo de um sistema de suspensão real. Para isso seriam necessários muitos testes com protótipos em laboratório e em campo. Modelos realísticos o bastante para substituir os protótipos durante a maior parte do processo de desenvolvimento seriam muito difíceis de se obter devido à natureza do sistema físico em questão. Um automóvel é um grande conjunto de peças interligadas e dotadas de grandes movimentos relativos. Sistemas mecânicos deste tipo são denominados "sistemas multicorpos", e são conhecidos por sua sigla em inglês "MBS" (de "Multibody Systems"). O modelamento manual de sistemas MBS é muito laborioso, mesmo quando o número de corpos interconectados é pequeno. Além disso o conjunto de equações diferenciais e algébricas resultantes é altamente não linear e sua resolução analítica é praticamente impossível. Por esses motivos programas de computador para a modelagem e simulação de sistemas MBS têm sido desenvolvidos e têm encontrado grande aplicação na indústria automobilística, particularmente em estudos de manobrabilidade ("handling") e dinâmica vertical ("ride") [18]. Neste trabalho foi utilizado o programa ADAMS [4, 5, 6].

## 5.2 Modelagem e Simulação de Sistemas Multicorpos

A disponibilidade de computadores cada vez mais poderosos e baratos tem estimulado grandemente a aplicação de ferramentas de simulação computacional na indústria em geral. Também a necessidade premente de redução de custos e do tempo de desenvolvimento de novos produtos tem levado as empresas a lançarem mão de todos os meios possíveis para aumentar sua produtividade, sendo esta a única maneira de sobreviver num cenário de concorrência internacional crescente. No caso particular da indústria automobilística, novas técnicas de administração de projetos têm sido aplicadas, visando uma maior participação dos fornecedores de componentes no esforço de desenvolvimento dos produtos. Os projetos de subsistemas têm sido delegados a grupos de fornecedores, ficando o fabricante do veículo responsável cada vez mais pela coordenação geral das atividades e pela integração desses subsistemas. Para viabilizar a intensa interação e troca de informações técnicas necessárias ao projeto simultâneo de subsistemas por vários grupos independentes, tem se mostrado evidente a necessidade de ferramentas computacionais capazes de simular o comportamento de sistemas mecânicos complexos. Entretanto, as técnicas de simulação mais conhecidas, como o Método dos Elementos Finitos, são mais adequadas à análise de componentes isolados e normalmente pressupõem comportamento linear e pequenos deslocamentos. Assim, para a simulação do movimento de sistemas compostos por muitas peças dotadas de grandes movimentos relativos, como é o caso de veículos, essas técnicas não são apropriadas. A solução encontrada pelas grandes montadoras norte-americanas, europeias e asiáticas tem sido a utilização de softwares de modelagem e simulação de sistemas multicorpos (MBS). Os programas de MBS mais difundidos, como ADAMS e DADS, permitem a modelagem de veículos completos ou de seus subsistemas e a

simulação de testes de pista ou de ensaios de laboratório. Dessa forma pode-se reduzir ao mínimo a construção de protótipos, o que tem grande impacto no tempo e nos custos do processo de projeto e desenvolvimento, além de permitir uma maior interação das equipes de projeto ainda na fase preliminar [82, 72].

De modo geral todo processo de modelagem e simulação compreende as seguintes etapas:

1. Descrição do sistema físico através de um modelo idealizado que incorpore aspectos relevantes ao estudo em questão, além de hipóteses simplificadoras convenientes.
2. Obtenção das equações que descrevem matematicamente o comportamento do sistema, através da aplicação de princípios e leis físicas apropriadas.
3. Resolução das equações que governam o sistema.
4. Visualização e interpretação dos resultados, de modo a verificar e avaliar o comportamento do sistema simulado.
5. Se necessário, modificar o sistema e repetir o procedimento acima até a obtenção de um resultado satisfatório.

Os programas de MBS citados realizam automaticamente as etapas 2 e 3, cuja execução manual seria no mínimo extremamente trabalhosa e demorada (em geral é simplesmente impossível), além de possuírem recursos de pré e pós-processamento que facilitam as etapas 1 e 4.

Segundo Costa [18], os primeiros trabalhos sobre sistemas multicorpos surgiram já na década de 60 com Hooker e Roberson, para a formulação de equações do movimento tridimensional de espaçonaves. No final dos anos 60 e início dos anos 70 a abordagem MBS foi introduzida nas áreas de mecanismos e automobilística por Chace, Paul e Orlandea, sendo que o trabalho deste último originaria o software de aplicação geral ADAMS, na segunda metade da década de 70. Levinson, em 1976, e Schielen e Kreuzer, em 1978, dariam início a uma outra linha de desenvolvimento, em que as equações são obtidas na forma simbólica. Esta abordagem daria origem aos programas SYMBA, AUTOSIM e SD/FAST, que utilizam o Método de Kane.

Atualmente existe uma grande variedade de programas MBS, alguns de uso geral, outros para áreas específicas, alguns voltados à aplicação na indústria, outros mais adequados ao uso de cientistas e pesquisadores [18, 84]. Evidentemente todos apresentam algumas vantagens e desvantagens. O software ADAMS ( sigla de "Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems") foi escolhido para utilização no presente trabalho por se tratar do programa de MBS mais difundido, tendo se tornado uma espécie de padrão na indústria automobilística.

O ADAMS usa formalismos Lagrangeanos para a descrição das equações do movimento. É escrita uma equação do movimento para cada corpo do sistema como se ele estivesse isolado dos demais e posteriormente são acrescentadas as equações dos vínculos. As equações do movimento são reduzidas à forma de primeira ordem, de modo que a cada corpo corresponderiam doze equações. Entretanto, os momentos angulares também são utilizados como variáveis de estado. O número resultante de equações é, portanto, igual a quinze vezes o número de corpos mais as equações dos vínculos. É montado desta forma um grande conjunto de equações não lineares diferenciais e algébricas, ao qual são aplicadas técnicas numéricas para matrizes esparsas. A etapa de resolução emprega o Método de Newton-Rapson e algoritmos de integração do tipo preditor-corretor baseados no Método de Gear [18, 6, 84].

### 5.3 Descrição Geral do Modelo

O modelo de veículo utilizado neste trabalho é uma adaptação de um modelo inicialmente desenvolvido para estudos de dirigibilidade por José Pasquini Jr. [74], pós-graduando da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo. As características gerais do veículo modelado são as seguintes:

Marca e modelo: Volkswagen Gol Gli 1.8 ano 1995.

Entre-eixos: 2470 mm.

Bitola: 1380 mm.

Massa Total: 974 Kg.

Altura do centro de massa: 472 mm.

Distância do centro de massa ao eixo dianteiro: 891 mm.

Momento de Inércia em Relação ao Eixo Longitudinal:  $2 \times 10^8$  Kgmm<sup>2</sup>.

Momento de Inércia em Relação ao Eixo Transversal:  $1 \times 10^9$  Kgmm<sup>2</sup>.

Suspensão dianteira: independente tipo McPherson com barra estabilizadora.

Suspensão traseira: semi-independente com corpo autoestabilizante.

Rigidez das molas dianteiras: 14.2 N/mm.

Rigidez das molas traseiras: 15.7 N/mm.

Coefficiente de amortecimento linearizado dos amortecedores: 1.5 Ns/mm.

Pneus: 175/70 SR13.

Rigidez dos pneus: 199.7 N/mm.

Coefficiente de amortecimento dos pneus: 0.178 Ns/mm.

O coeficiente de amortecimento linearizado dos amortecedores foi listado acima apenas como referência, pois no modelo foram introduzidas as curvas não lineares de força versus velocidade fornecidas pelo fabricante do amortecedor.

O modelo original foi construído através dos módulos ADAMS/Vehicle (modelagem de suspensões) e ADAMS/View (pré e pós-processador de uso geral), a partir de informações fornecidas pelos fabricantes do veículo e de seus componentes, além de medições realizadas num veículo real. A geometria da carroceria bem como as propriedades de inércia de algumas peças foram obtidas com o auxílio do software AUTOCAD. O modelo tridimensional resultante incorpora todas as não linearidades geométricas do veículo real, incluindo a geometria das suspensões.

As modificações para tornar o modelo adequado aos estudos de dinâmica vertical foram realizadas no módulo ADAMS/View. Os movimentos de translação horizontal da carroceria bem como os movimentos de rotação em torno do eixo vertical foram impedidos através da colocação de juntas entre o corpo do veículo e o referencial inercial. Dessa forma os únicos graus de liberdade permitidos ao chassi foram os de translação vertical e os de rotação em torno dos eixos longitudinal (“roll” ou rolamento) e transversal (“pitch” ou arfagem). O modelo de pneu utilizado para análise de dirigibilidade foi substituído por um modelo mais simples, no qual cada pneu é representado por uma mola e um amortecedor dispostos em paralelo (além de sua massa e momentos de inércia). As entradas da via foram aplicadas na forma de movimentos impostos às extremidades de cada conjunto mola-amortecedor dos pneus. Assim, as entradas são aplicadas de maneira similar a um ensaio de laboratório no qual o veículo é excitado por meio de atuadores hidráulicos colocados sob cada um dos pneus. O modelo, que possui nove graus de liberdade, pode ser visto na figura 5.1 a seguir.

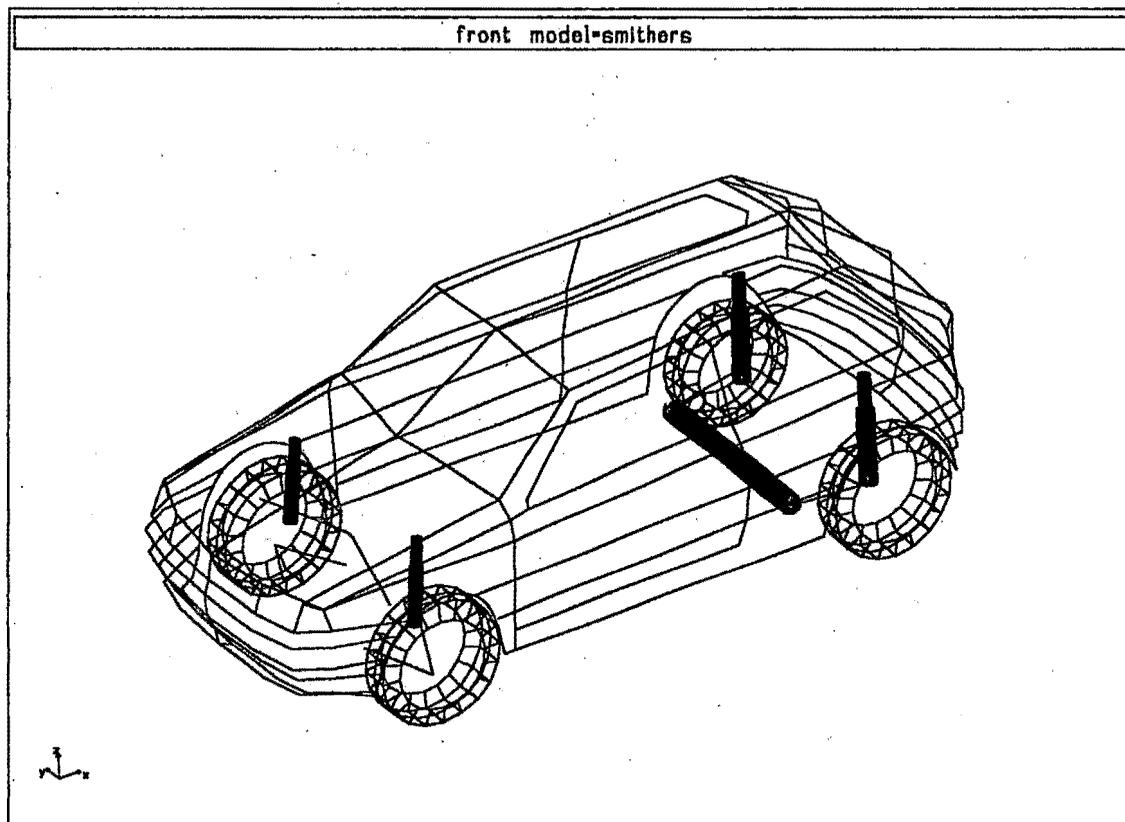


Figura 5.1 - Modelo de veículo para estudo comparativo de suspensão no ADAMS.

## 5.4 Modelagem da Suspensão Totalmente Ativa

A estratégia de controle que adotaremos para a suspensão totalmente ativa está baseada nas considerações do capítulo 4, item 4.3. Cada uma das quatro suspensões é representada no modelo do veículo por uma equação similar à equação (4.6), que repetimos abaixo para maior clareza.

$$u = -K_1(z_1 - z_2) - C_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - C_{SH}\dot{z}_1 \quad (5.1)$$

Da infinidade de estratégias possíveis optamos por essa configuração por vários motivos. O motivo principal é que a estrutura acima pode ser diretamente comparada à lei da atuação de uma suspensão passiva, permitindo uma compreensão mais intuitiva da influência de cada parâmetro no desempenho do sistema. Outra vantagem importante dessa estrutura é que nela também podemos basear a lei de atuação de uma suspensão semi-ativa, facilitando a comparação do desempenho dos sistemas totalmente ativo e semi-ativo. Além disso, a equação (5.1) representa uma suspensão ativa simples o suficiente para ter interesse prático e que ainda assim incorpora as vantagens de desempenho fundamentais dos sistemas ativos, conforme discutido no item 4.3.

O fato da equação (5.1) não incluir termos cruzados (influência dos movimentos das outras suspensões) não significa uma simplificação excessiva. Estudos anteriores [18, 20, 47] demonstram que a consideração dos termos cruzados entre as suspensões esquerda e direita não traz benefícios significativos. Já o sensoreamento prévio proporcionado pelos movimentos das rodas dianteiras pode permitir uma melhoria de desempenho das suspensões traseiras, mas o correspondente aumento da complexidade do controlador nos leva a descartar a inclusão desse recurso no presente estudo. É importante observar que o comportamento em arfagem é fortemente influenciado pela relação entre a rigidez das molas dianteiras e traseiras [33], e que adotaremos para a suspensão ativa as mesmas molas originais da suspensão passiva e, portanto, a mesma relação de rigidez dianteira/traseira. A utilização das molas originais se justifica pelo fato de que em situações dinâmicas os amortecedores transmitem forças 5 a 10 vezes maiores que as das molas [26], de modo que não se ganharia muito em desempenho empregando-se molas ativas e se gastaria muita energia apenas para sustentação do peso estático do veículo.

Como as molas originais serão mantidas, a diferença entre as leis de atuação da suspensão totalmente ativa e da suspensão passiva está nos coeficientes  $C_1$  e  $C_{SH}$ , que representam respectivamente uma parcela de amortecimento linear e uma parcela de

amortecimento inercial. Conforme exposto no item 4.3, o amortecimento inercial, também conhecido como “skyhook damping”, é uma força proporcional e contrária à velocidade absoluta da massa suspensa. Para a aplicação do amortecimento inercial ideal é necessário a introdução de energia externa, e portanto a parcela correspondente ao coeficiente  $C_{SH}$  requer um atuador totalmente ativo. Já a parcela referente ao amortecimento linear  $C_1$  pode tanto ser produzida pelo mesmo atuador que gera o amortecimento inercial como pode ser produzida por um elemento passivo. O estudo dos possíveis valores para os coeficientes  $C_1$  e  $C_{SH}$  é o objeto do capítulo 6. Vale a pena ainda lembrar que no caso da suspensão passiva original temos a mesma rigidez de mola, não temos amortecimento inercial e o amortecimento passivo presente não é linear, mas sim representado por uma curva força versus velocidade que confere ao amortecedor uma maior “dureza” à tração do que à compressão.

Finalmente, assume-se a hipótese de que o atuador utilizado é ideal, aplicando a força comanda sem atrasos ou distorções de qualquer espécie.

## 5.5 Modelagem da Suspensão Semi-Ativa

A estratégia de controle que adotaremos para a suspensão semi-ativa está explicada em detalhe no capítulo 4, item 4.5. A lei de atuação do sistema semi-ativo é parecida com a do sistema totalmente ativo (equação (5.1)), a menos da parcela correspondente ao atuador totalmente ativo, caracterizada pelo coeficiente de amortecimento inercial  $C_{SH}$ . Ao invés de um atuador capaz de introduzir energia no sistema, a suspensão semi-ativa emprega um amortecedor variável que pode apenas dissipar energia. Este atuador semi-ativo controla a força passivamente gerada quando

esta tiver o mesmo sinal que a força requerida pela lei de atuação do “skyhook damper”, e não atua (exerce força nula) quando a força passiva tiver sinal contrário à requerida pela lei do “skyhook”. Assim, o atuador semi-ativo reproduzirá o comportamento do atuador totalmente ativo em algumas partes do ciclo de trabalho e se desligará em outras partes do ciclo. O algoritmo de controle para o “skyhook” semi-ativo envolve a comparação dos sinais da velocidade da massa suspensa e da velocidade relativa no amortecedor, comandando a aplicação da força somente quando a combinação dos sinais dessas velocidades for conveniente. Essa estratégia de controle é traduzida pelas equações (4.7) e (4.8), que repetiremos abaixo para maior clareza.

$$\text{Se } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) > 0, \text{ então} \quad u = -C_{SH} \dot{z}_1 \quad (5.2)$$

$$\text{Se } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) < 0, \text{ então} \quad u = 0 \quad (5.3)$$

A parcela da equação (5.1) correspondente ao coeficiente de amortecimento linear  $C_1$  é gerada por um amortecedor passivo que pode ser independente do atuador semi-ativo ou que pode estar integrado a ele.

Como no caso da suspensão totalmente ativa, os amortecedores não lineares da suspensão passiva original são eliminados mas as molas originais são mantidas. Também como no caso da suspensão totalmente ativa não consideraremos qualquer limitação dinâmica do atuador.

## 5.6 Modelagem da Via

Existem muitas formas de se representar matematicamente as irregularidades randômicas da via [80, 33, 42], envolvendo um maior ou menor grau de sofisticação e realismo. Entretanto, a maioria dos autores (vide capítulo 2) considera satisfatório para estudos comparativos de sistemas de suspensão que a via seja modelada como uma entrada de velocidade na forma de um ruído branco, ou, equivalentemente, uma entrada de deslocamento na forma de um ruído branco integrado. A densidade espectral de potência (ou PSD, de “Power Spectral Density”) de uma entrada de velocidade da via do tipo ruído branco é dada por [8, 49]

$$\Phi(f) = AV \quad (5.4)$$

onde  $A$  é o coeficiente de rugosidade da via,  $V$  é a velocidade longitudinal do veículo e  $f$  é a frequência. Segundo Hrovat [49], uma estrada de qualidade média pode ser representada por um coeficiente de rugosidade  $A = 4.9 \times 10^{-6}$  m. Quanto à  $V$ , assumimos neste trabalho que o veículo desenvolve uma velocidade longitudinal constante de 20 m/s (72 Km/h). Com esses valores de  $A$  e  $V$ , a PSD da entrada de velocidade da via torna-se uma constante igual a aproximadamente  $1 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>/s.

A abordagem utilizada foi a de gerar um ruído branco gaussiano com densidade espectral de potência  $\Phi(f) = 1 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup>/s e integrá-lo, obtendo assim a entrada de deslocamento da via. Para isso empregamos o software de álgebra numérica MATLAB. Como um ruído branco ideal é uma impossibilidade prática, adotamos uma limitação de frequência de 100 Hz, o que não prejudica em nada as simulações, uma vez que as frequências naturais de sistemas de suspensão são normalmente inferiores a 15 Hz. O resultado desse processo pode ser visto nos gráficos das figuras 5.2 e 5.3, em que temos

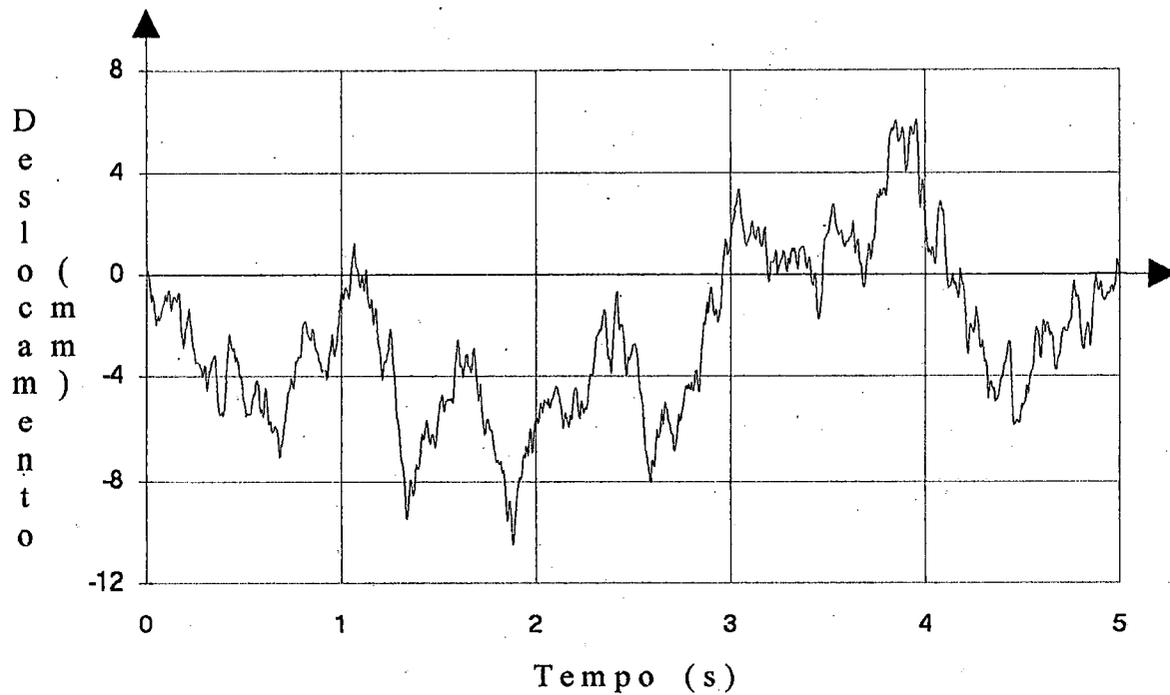


Figura 5.2 - Entrada de deslocamento da pista para o pneu dianteiro esquerdo.

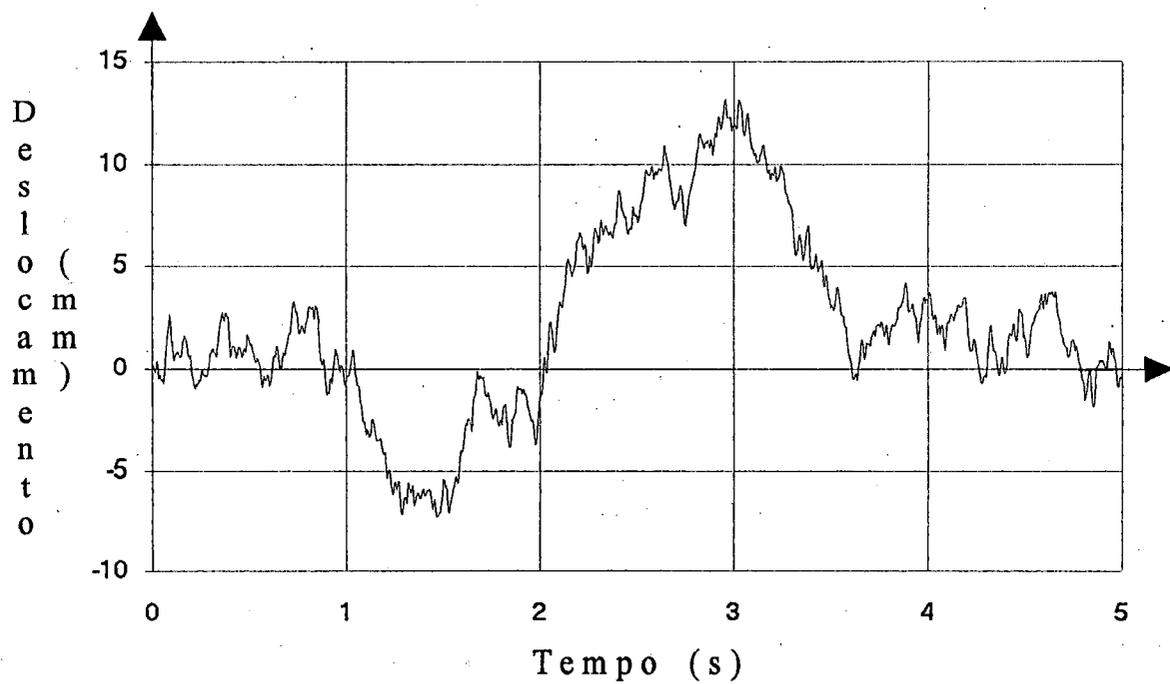


Figura 5.3 - Entrada de deslocamento da pista para o pneu dianteiro direito.

respectivamente a entrada de deslocamento da via para a roda dianteira esquerda e para a roda dianteira direita.

Cada um dos gráficos acima foi traçado a partir de 1000 pontos, descrevendo as entradas de deslocamento da pista ao longo de 5 segundos. Isto equivale a uma frequência de amostragem de 200 Hz, o que é suficiente para representar excitações com frequência de até 100 Hz.

Admitindo que as rodas traseiras passarão pelas mesmas irregularidades que as rodas dianteiras, as entradas para as rodas traseiras são as próprias entradas das rodas dianteiras aplicadas com um atraso correspondente à distância entre eixos dividida pela velocidade do veículo. Com uma distância entre eixos de 2.47 m e uma velocidade longitudinal de 20 m/s, temos um tempo de atraso de 0.1235 segundos.

# Capítulo 6

## Simulação e Análise dos Resultados

### 6.1 Introdução

O propósito das simulações foi avaliar o desempenho das suspensões totalmente ativa e semi-ativa, conforme descritas nos itens 5.4 e 5.5 do capítulo 5, tendo como referência de comparação uma suspensão passiva típica (a suspensão original do veículo modelado). As características das suspensões totalmente ativa e semi-ativa foram variadas e os resultados foram plotados em gráficos para que a influência dos parâmetros variados pudesse ser estudada. Dessa forma pode-se determinar quais valores ou faixa de valores dos parâmetros ajustáveis leva a uma melhor performance da suspensão totalmente ativa e da suspensão semi-ativa. Pode-se também visualizar qual a diferença de desempenho entre essas suspensões e a suspensão passiva original, e quais as diferenças de comportamento entre as suspensão totalmente ativa e semi-ativa.

## 6.2 Simulação e Resultados

O modelo, conforme descrito nos item 5.3 a 5.6 do capítulo 5, foi submetido à análise dinâmica no software ADAMS versão 8.0, de modo a simular o comportamento do veículo trafegando em linha reta numa estrada de qualidade média a uma velocidade constante de 72 Km/h (20 m/s). O tempo de cada simulação foi de cinco segundos, o que corresponde a um trajeto de 100 m de distância. Embora os métodos de integração empregados pelo ADAMS sejam de passo variável, os resultados de simulação foram gravados em arquivos contendo 200 pontos para cada variável de saída, isto é, foram registrados valores das variáveis de saída a cada 0.025 segundos simulados. Após cada análise foi utilizada uma rotina que processava os arquivos de saída para calcular a média RMS (Root Mean Square) de cada variável de interesse. O computador usado foi uma estação de trabalho Sun Spark Classic. As variáveis de saída consideradas relevantes à avaliação do desempenho do sistema de suspensão foram:

- Valor RMS da aceleração vertical da massa suspensa ( $A_Z$ )
- Valor RMS da aceleração angular de rolamento da massa suspensa ( $\alpha_R$ )
- Valor RMS da aceleração angular de arfagem da massa suspensa ( $\alpha_P$ )
- Valor RMS da média das forças normais de contato dinâmicas nos quatro pneus ( $F_T$ )
- Valor RMS da média das deflexões dinâmicas nas quatro suspensões ( $WS$ )

Embora o papel dessas variáveis na avaliação do desempenho dos sistemas de suspensão já tenha sido discutido no capítulo 3, faremos uma breve recordação a seguir.

Os valores RMS das acelerações vertical e angulares da massa suspensa são indicadores do nível de isolamento de vibrações proporcionado pela suspensão. Quanto menores os valores de  $A_Z$ ,  $\alpha_R$  e  $\alpha_P$ , maior o conforto para os ocupantes do veículo.

O valor RMS da força normal de contato dinâmica média dos quatro pneus é uma medida da estabilidade do contato pneu-pista e, portanto, do nível de segurança proporcionado pela suspensão. Quanto menor o valor de  $F_T$ , menores serão as variações da força de contato e, conseqüentemente, melhores as condições para a transmissão das forças laterais e longitudinais necessárias ao controle do veículo.

O valor RMS da deflexão dinâmica média das quatro suspensões dá uma medida do curso de trabalho (também denominado “espaço de trabalho”) utilizado pela suspensão, que deve ser compatível com o espaço disponível na caixa de roda do veículo.

Os parâmetros das suspensões totalmente ativa e semi-ativa cuja influência procuramos investigar foram o coeficiente de amortecimento linear  $C_1$  e o coeficiente de amortecimento inercial  $C_{SH}$ . Os significados desses coeficientes foram discutidos nos capítulos 4 e 5.

Nos dez figuras que se seguem são mostrados os resultados das simulações da suspensão totalmente ativa e da suspensão semi-ativa. Cada gráfico representa o comportamento de uma das variáveis de interesse ( $A_Z$ ,  $\alpha_R$ ,  $\alpha_P$ ,  $F_T$  e  $WS$ ) em função do amortecimento inercial  $C_{SH}$  e do amortecimento linear  $C_1$ . No eixo vertical temos os valores para a variável de interesse, no eixo horizontal os valores de  $C_{SH}$ , e cada uma das quatro curvas de um gráfico corresponde a um determinado valor de  $C_1$ . Os valores no eixo vertical estão normalizados em relação ao valor correspondente daquela variável para o caso da suspensão passiva original. Assim, por exemplo, um valor de 0.8 no eixo vertical do gráfico da aceleração vertical para a suspensão totalmente ativa significa uma aceleração vertical igual a 0.8 vezes o valor da aceleração vertical da suspensão passiva original. Os valores das variáveis de saída para o veículo com suspensão passiva original, obtidos via simulação, foram os seguintes:

$$A_Z = 236.853 \text{ mm/s}^2$$

$$\alpha_R = 0.611566 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_P = 0.210337 \text{ rad/s}^2$$

$$F_T = 153.323 \text{ N}$$

$$WS = 1.39935 \text{ mm}$$

Já os valores de  $C_{SH}$  e  $C_1$  estão normalizados em relação ao valor do coeficiente de amortecimento linearizado da suspensão passiva original, que é igual a 1.5 Ns/mm. Considere-se, portanto, que nos gráficos a seguir  $C_{SH}$  e  $C_1$  estão expressos numa nova unidade, correspondente a 1.5 Ns/mm. Para a construção dos gráficos foram calculados, via simulação, os valores das variáveis de interesse para oito valores de  $C_{SH}$  (respectivamente 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5 e 4 vezes o valor do amortecimento linearizado da suspensão passiva) e para quatro valores de  $C_1$  (respectivamente 0.1, 0.3, 0.5 e 0.7 vezes o valor do amortecimento linearizado da suspensão passiva). Isto foi feito para a suspensão totalmente ativa e para a suspensão semi-ativa.

As figuras 6.1 a 6.5 referem-se aos resultados da suspensão totalmente ativa, enquanto que as figuras 6.6 a 6.10 apresentam os resultados da suspensão semi-ativa.

As tabelas com os pontos a partir dos quais foram traçados os gráficos 6.1 a 6.10 podem ser encontradas no apêndice no final deste trabalho.

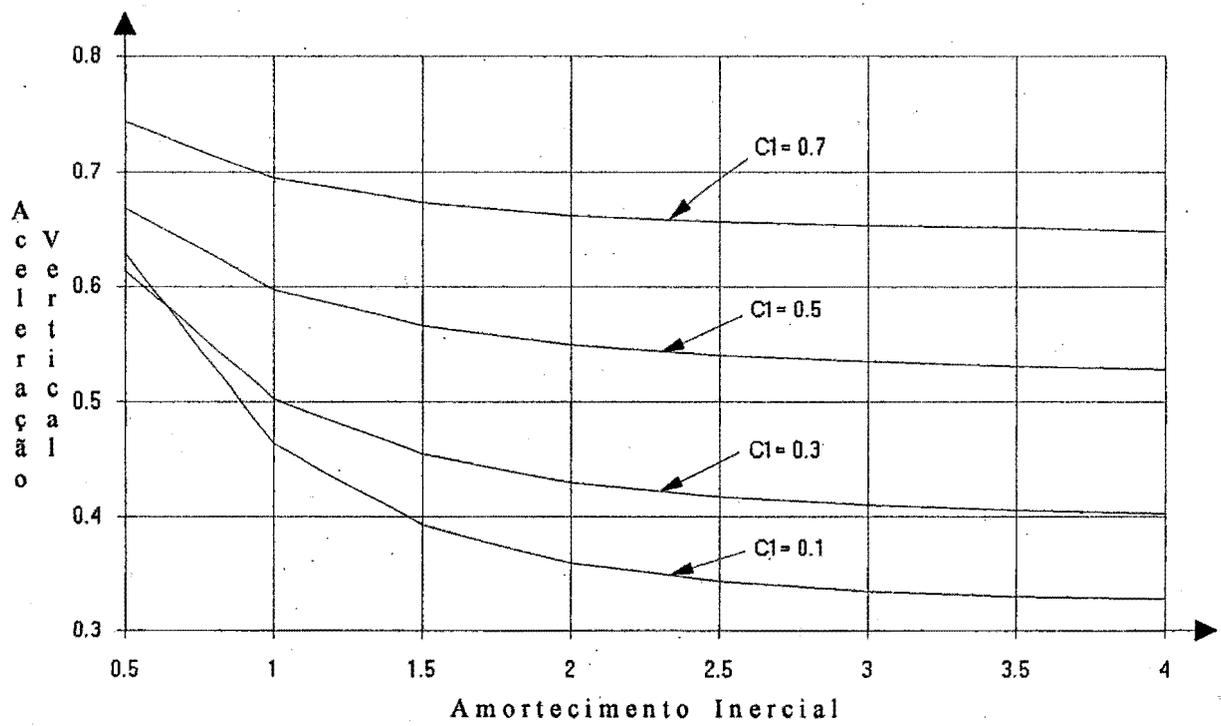


Figura 6.1 - Aceleração vertical  $A_z$  para a suspensão totalmente ativa.

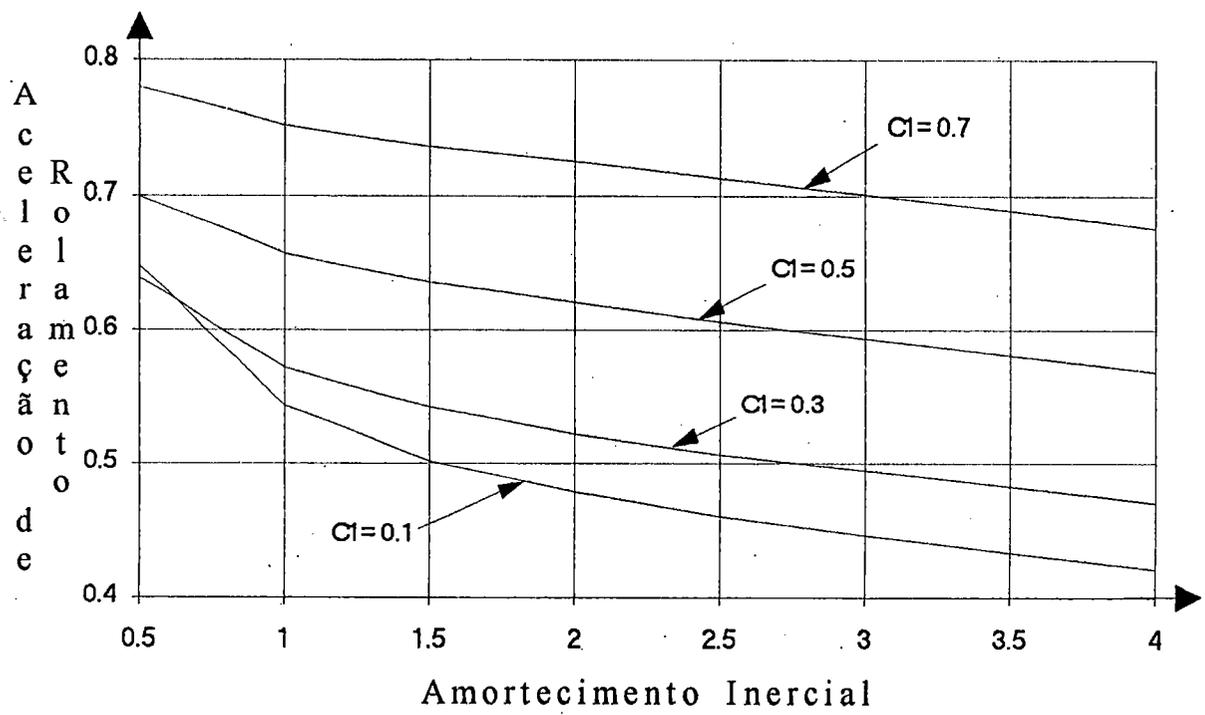


Figura 6.2 - Aceleração angular de rolamento  $\alpha_R$  para a suspensão totalmente ativa.

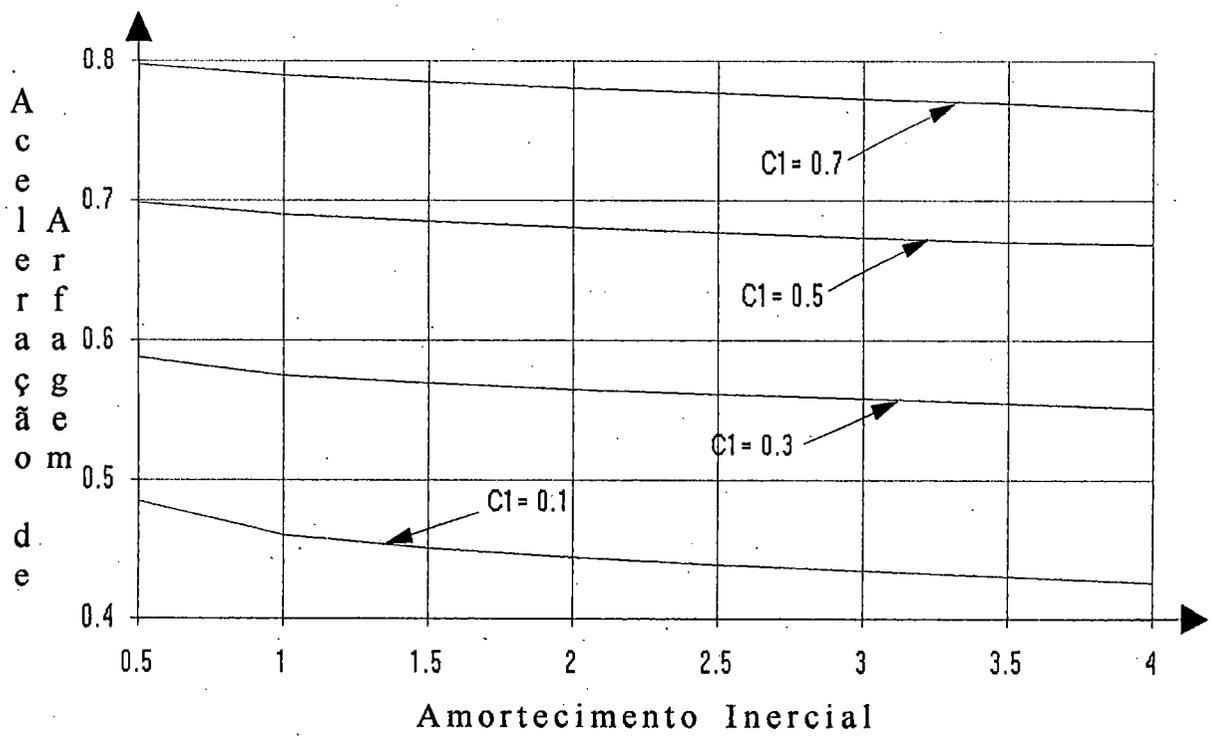


Figura 6.3 - Aceleração angular de arfagem  $\alpha_p$  para a suspensão totalmente ativa.

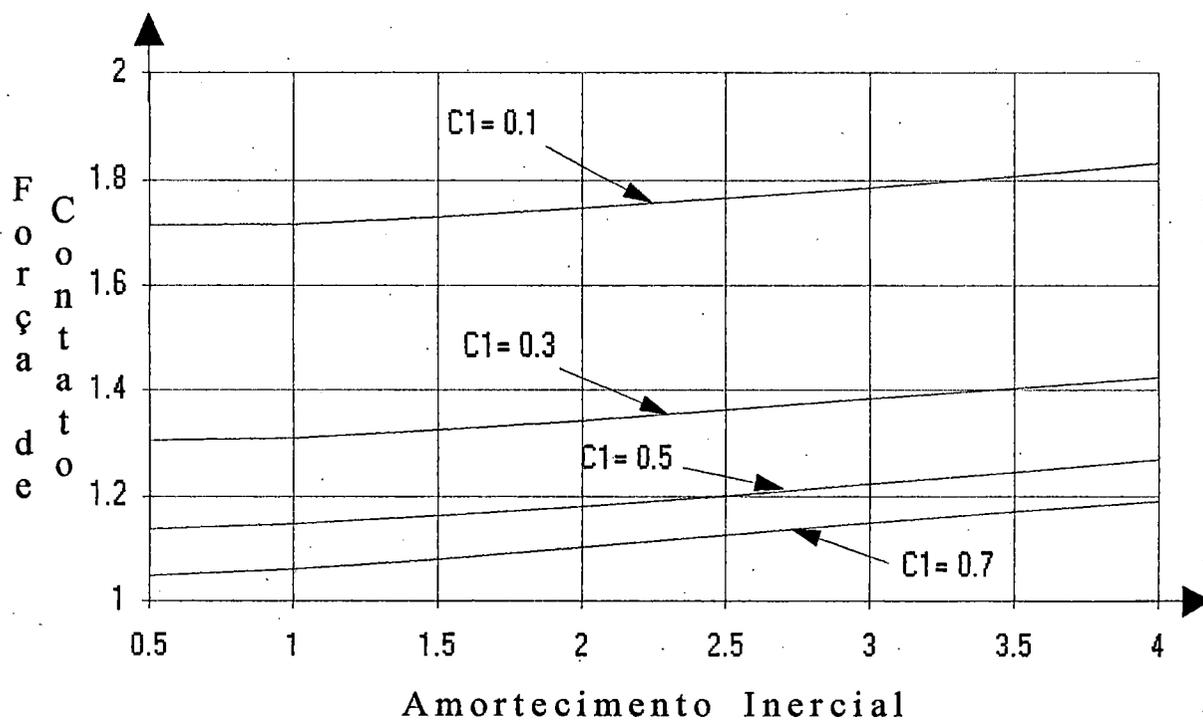


Figura 6.4 - Força normal de contato dinâmica média  $F_T$  para a suspensão totalmente ativa.



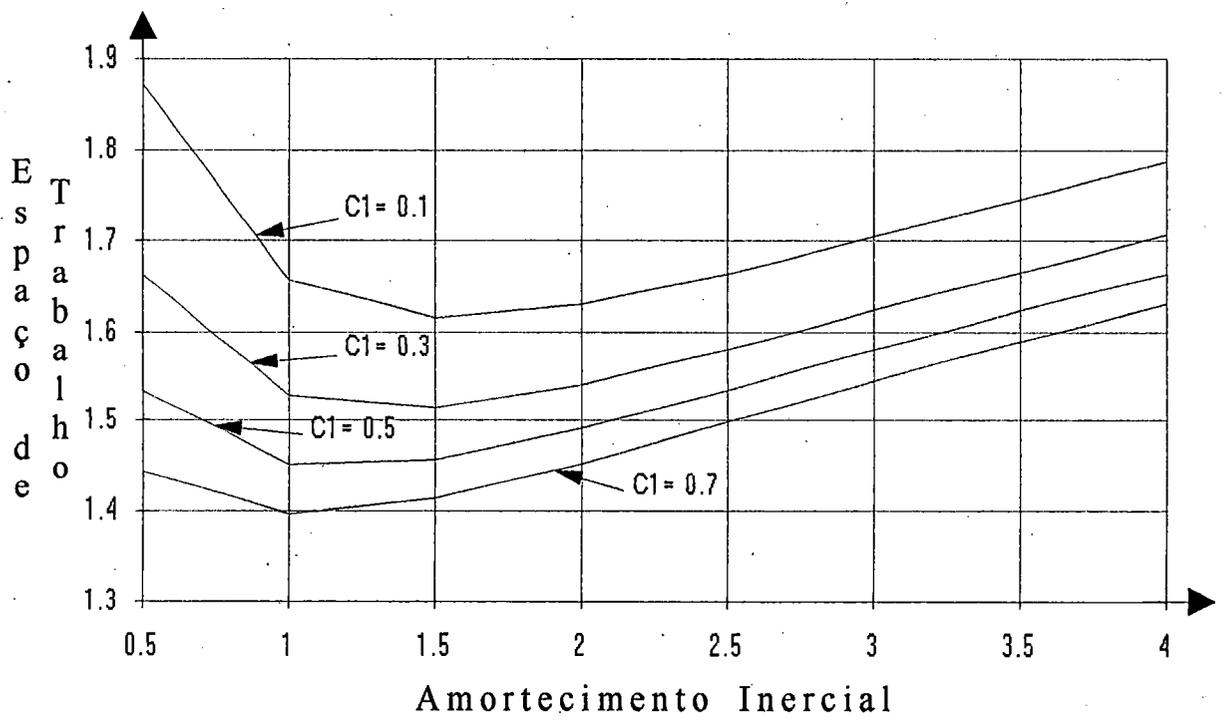


Figura 6.5 - Deflexão dinâmica média *WS* para a suspensão totalmente ativa.

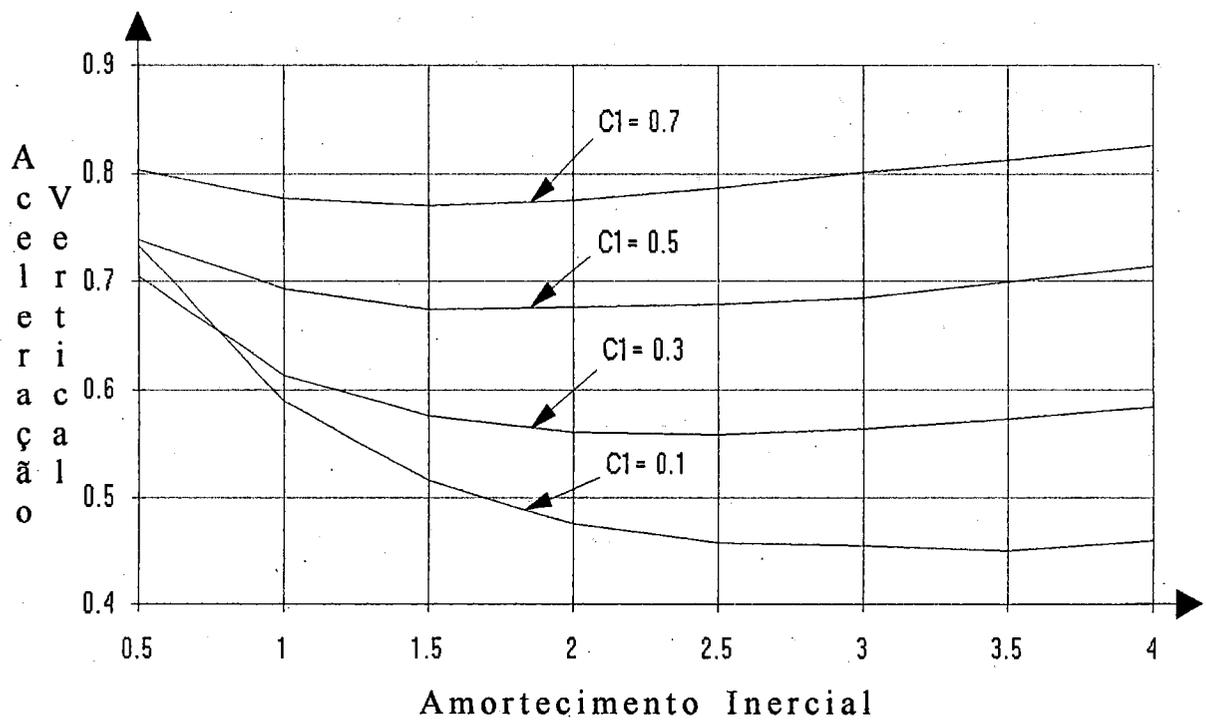


Figura 6.6 - Aceleração vertical  $A_z$  para a suspensão semi-ativa.

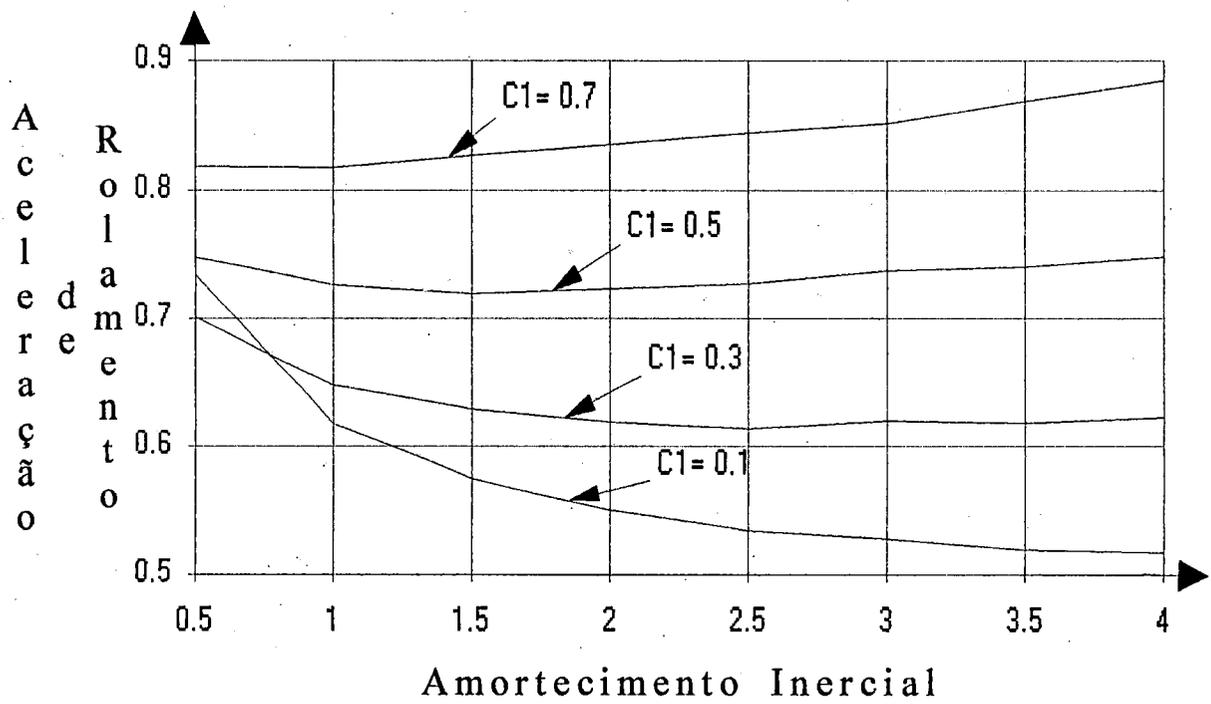


Figura 6.7 - Aceleração angular de rolamento  $\alpha_R$  para a suspensão semi-ativa.

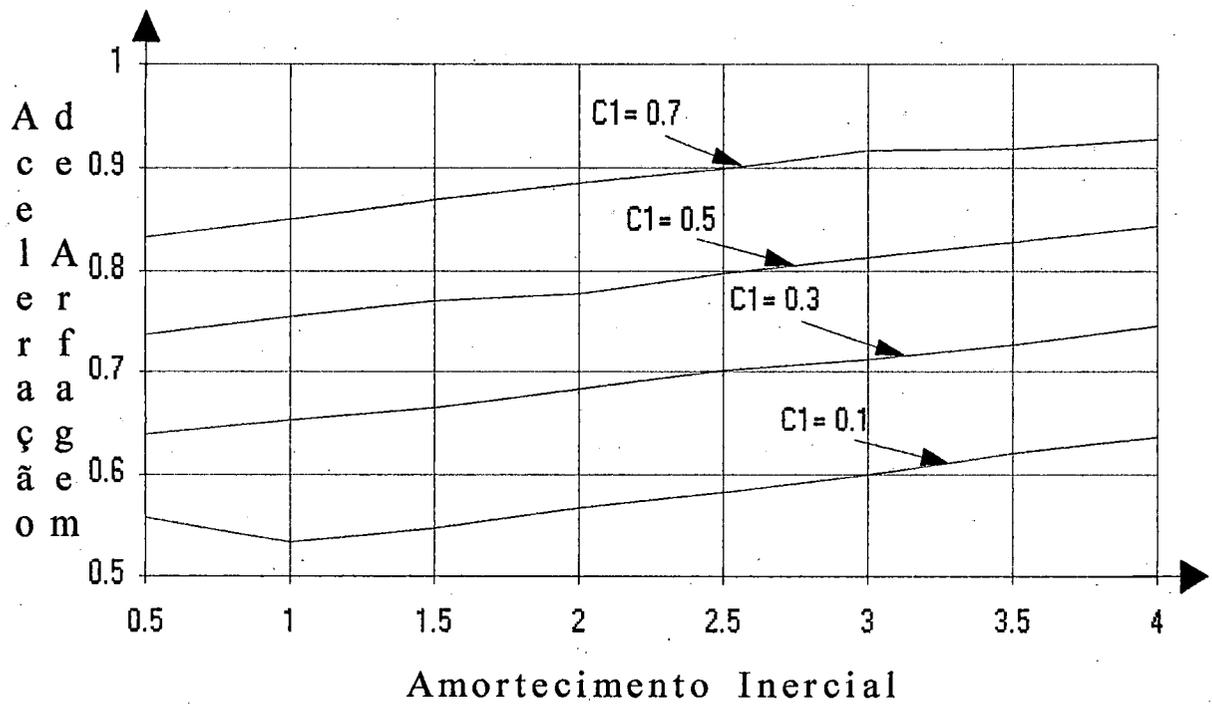


Figura 6.8 - Aceleração angular de arfagem  $\alpha_p$  para a suspensão semi-ativa.

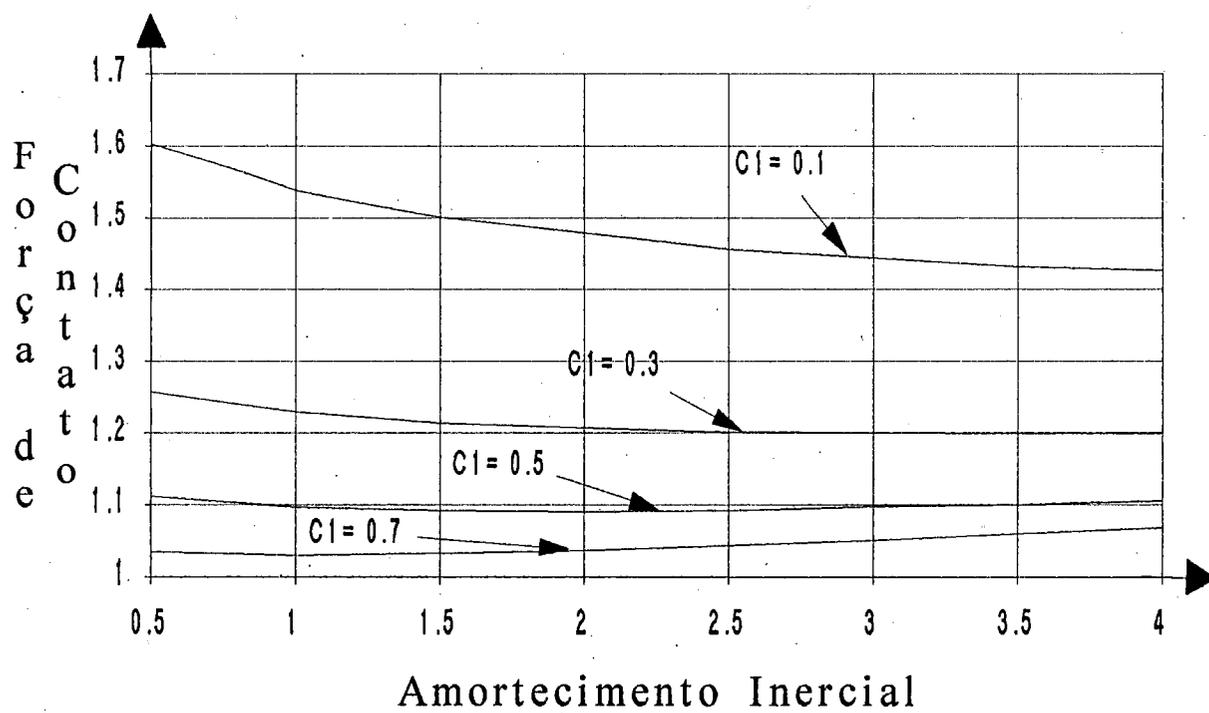


Figura 6.9 - Força normal de contato dinâmica média  $F_T$  para a suspensão semi-ativa.

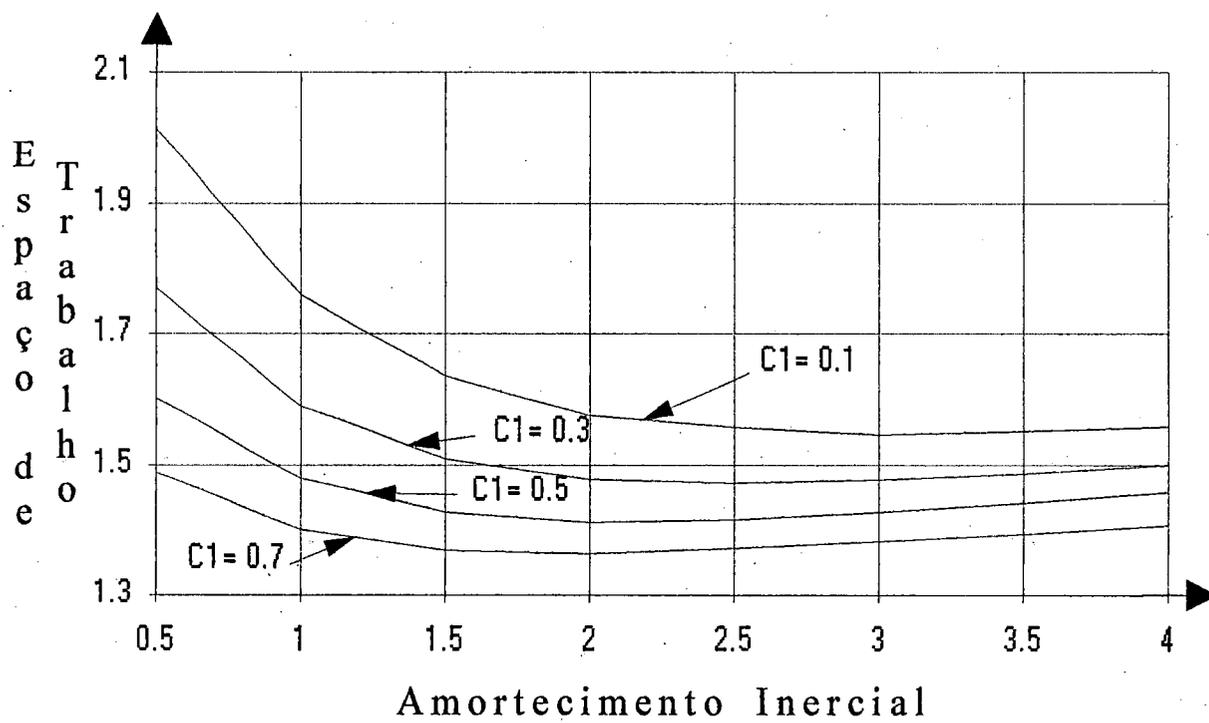


Figura 6.10 - Deflexão dinâmica média *WS* para a suspensão semi-ativa.

### 6.3 Discussão dos Resultados

A comparação dos gráficos das suspensões totalmente ativa e semi-ativa mostra que a suspensão ativa é superior em termos de isolamento de vibrações, enquanto que a semi-ativa tem melhor desempenho em termos de manutenção do contato pneu-pista. Entretanto, a diferença de desempenho entre a suspensão totalmente ativa e a semi-ativa não é grande, sendo que ambas apresentaram melhorias similares em relação à suspensão passiva.

Tanto para a suspensão totalmente ativa quanto para a semi-ativa o valor de  $C_1$  que proporciona um melhor compromisso entre conforto e segurança está entre 30 e 50% do amortecimento de uma suspensão passiva típica. Valores maiores ou menores podem ser selecionados caso se tenha interesse em otimizar um dos requisitos às custas de uma deterioração do outro. Isso poderia ser conveniente em veículos de aplicação especializada (esportivos, fora-de-estrada, etc.) ou na implementação de uma estratégia de atuação adaptativa.

Quanto ao amortecimento  $C_{SH}$ , a faixa entre 2 a 3.5 vezes o valor do amortecimento de uma suspensão passiva típica traz os melhores resultados para a suspensão semi-ativa, pois nessa faixa a aceleração vertical é minimizada, bem como o espaço de trabalho. No caso da suspensão totalmente ativa observa-se um compromisso mais acentuado entre isolamento de vibrações e espaço de trabalho, isto é, a otimização de uma dessas funções leva a uma deterioração da outra. Um valor de  $C_{SH}$  na faixa de 1.5 a 3 vezes o amortecimento de uma suspensão passiva típica parece representar uma boa solução conciliatória, embora aqui fique mais uma vez evidenciada a utilidade de uma estratégia adaptativa.

Suspensões totalmente ativas e semi-ativas com  $C_1$  e  $C_{SH}$  selecionados dentro das faixas acima indicadas seriam muito superiores à uma suspensão passiva típica em termos de isolamento de vibrações. Em relação à segurança (manutenção do contato pneu-pista) o desempenho seria muito parecido, embora ligeiramente inferior. Somente no que diz respeito ao espaço de trabalho teríamos um desempenho ruim das suspensões totalmente ativas e semi-ativas em relação às suspensões passivas. Entretanto uma estratégia adaptativa possibilitaria um desempenho superior também nesse aspecto, uma vez que um sistema totalmente ativo ou semi-ativo pode ser ajustado para se comportar como uma suspensão passiva quando as condições de utilização assim exigirem.

Finalmente, os resultados das simulações verificam a estabilidade dos sistemas em estudo dentro da faixa de variação de parâmetros considerada. Uma forma de investigar a estabilidade dos sistemas seria o cálculo de autovalores. Entretanto, isto teria de ser feito para todos os valores de parâmetros simulados. Além disso, os autovalores são calculados a partir de modelos linearizados, de modo que seria necessário também verificar se estes modelos linearizados representam adequadamente o comportamento do sistema real não linear. Assim, a própria constatação através das simulações do modelo não linear de que este responde a entradas limitadas com saídas também limitadas, permitem-nos considerar que o sistema é estável segundo o critério BIBO ("Bounded Input - Bounded Output").

# Capítulo 7

## Conclusão

A literatura sobre sistemas de suspensão ativos tem enfatizado estudos relativos à síntese de controladores. Vários métodos tem sido empregados, com um destaque maior para a teoria de controle ótimo. Um dos motivos da grande utilização da teoria de controle ótimo é que, ao contrário dos métodos de controle clássicos, evitaria-se a dependência dos resultados em relação a critérios de desempenho pouco objetivos. Entretanto, mesmo os métodos de controle ótimo necessitam do arbítrio de constantes de ponderação, e uma escolha infeliz dessas constantes pode causar um impacto significativo no desempenho do controlador. Além disso, os modelos de veículo, atuadores e sensores utilizados no projeto do controlador ótimo são modelos lineares ou linearizados, cujo comportamento dinâmico nem sempre retrata suficientemente bem o comportamento dinâmico do sistema real. Por tudo isso, o projeto de uma suspensão ativa envolverá necessariamente a verificação dos resultados teóricos por meio de testes de pista. Os ensaios de pista podem levar a grandes alterações no sistema inicialmente projetado, por mais sofisticadas que tenham sido as técnicas de controle utilizadas. Esses testes são fundamentais e consomem uma parcela considerável do tempo e dos recursos de projeto. Neste trabalho ao invés de nos atermos à síntese de um controlador, apresentamos um procedimento através do qual pode-se testar rapidamente

inúmeras alternativas de projeto, utilizando um modelo de veículo completo não linear capaz de reproduzir realisticamente os ensaios de pista. Dessa forma pode-se diminuir o número de testes com protótipos reais e racionalizar a etapa mais dispendiosa do processo de projeto e desenvolvimento. Para isso foi empregado um software de modelagem e simulação de sistemas multicorpos, o qual permite a construção, o ensaio e a rápida modificação de “protótipos virtuais”.

Com base na pesquisa e na análise da literatura disponível foi adotada uma estrutura de controlador capaz de proporcionar as vantagens de desempenho fundamentais dos sistemas ativos, mas suficientemente simples para permitir uma compreensão da influência de cada parâmetro no desempenho da suspensão através de um estudo de variação de parâmetros. A estratégia de controle adotada também possibilita a utilização de atuadores apenas dissipativos, dando origem a um sistema semi-ativo governado pelos mesmos parâmetros que o sistema totalmente ativo. Assim foi possível avaliar o desempenho do sistema totalmente ativo e do sistema semi-ativo dele derivado, tendo como base de comparação o desempenho de uma suspensão passiva típica.

A estratégia de atuação tanto do sistema totalmente ativo como do sistema semi-ativo consistiu na incorporação de amortecimento inercial, isto é, uma força proporcional e contrária à velocidade vertical absoluta da massa suspensa. Além do amortecimento inercial foi empregada uma parcela de amortecimento convencional, sendo que as molas passivas da suspensão convencional foram mantidas com sua rigidez original.

As conclusões obtidas através das simulações com o protótipo virtual foram as seguintes:

- Na comparação entre as suspensões totalmente ativa e semi-ativa, a primeira é superior em termos de isolamento de vibrações, enquanto que a segunda tem melhor desempenho em termos de manutenção do contato pneu-pista.

- Tanto para a suspensão totalmente ativa quanto para a semi-ativa o valor do coeficiente de amortecimento convencional ( $C_1$ ) que proporciona um melhor compromisso entre conforto e segurança está entre 30 % e 50 % do amortecimento de uma suspensão passiva típica.
- Um coeficiente de amortecimento inercial ( $C_{SH}$ ) na faixa de 1.5 a 3 vezes o amortecimento convencional de uma suspensão passiva típica proporciona o melhor desempenho geral para a suspensão totalmente ativa.
- Um coeficiente de amortecimento inercial ( $C_{SH}$ ) na faixa entre 2 a 3.5 vezes o valor do amortecimento convencional de uma suspensão passiva típica traz os melhores resultados para a suspensão semi-ativa.
- Suspensões totalmente ativas e semi-ativas com  $C_1$  e  $C_{SH}$  selecionados dentro das faixas acima indicadas seriam muito superiores à uma suspensão passiva típica em termos de isolamento de vibrações, mas teriam desempenho parecido em relação à segurança (manutenção do contato pneu-pista) e seriam inferiores no que diz respeito ao aproveitamento do espaço de trabalho.

A conclusão acima não deve ser interpretada precipitadamente como uma constatação de que as suspensões totalmente ativas e semi-ativas sejam menos adequadas que as suspensões passivas para aplicações onde se requer ótimo aproveitamento do espaço de trabalho (como em veículos fora-de-estrada, por exemplo). Na realidade as suspensões inteligentes têm a capacidade inerente de incorporarem estratégias de atuação adaptativas e poderiam dessa forma ser ajustadas para se comportarem como suspensões passivas de características específicas quando as condições de utilização assim exigissem. Com base nessas considerações podemos acrescentar uma conclusão adicional:

- Para que todo o potencial de uma suspensão totalmente ativa ou semi-ativa seja aproveitado é aconselhável a utilização de alguma estratégia de atuação adaptativa.

As conclusões acima estão qualitativamente coerentes com os resultados relatados na literatura e, em especial, a diferença de desempenho relativamente pequena verificada entre as suspensões totalmente ativas e semi-ativas explica a tendência atual na indústria automobilística de se investir no desenvolvimento de sistemas semi-ativos.

É importante ressaltar que embora este estudo tenha sido realizado com um modelo de veículo bastante representativo das atuais tendências de projeto de automóveis, os resultados obtidos não devem ser generalizados sem qualquer critério para veículos de categorias diferentes (mais pesados, esportivos, utilitários, etc.). O veículo que analisamos é um automóvel leve de passeio, com uma suspensão passiva original adequada às condições de terreno brasileiras. Assim, quando nas comparações acima usamos a expressão “suspensão passiva típica” estamos na realidade nos referindo à suspensão original do veículo leve de passeio modelado.

Este trabalho poderia dar origem a outros estudos, utilizando o mesmo procedimento de simulação com protótipo virtual. Podemos sugerir várias linhas de pesquisa interessantes:

- Desenvolvimento de uma estratégia de atuação adaptativa para as suspensões totalmente ativa e semi-ativa aqui estudadas.
- Estudo comparativo de desempenho incluindo suspensões ativas lentas.
- Estudo da influência dos tempos de resposta do controlador e dos atuadores no desempenho de uma suspensão ativa.

Finalmente, esperamos sinceramente que este trabalho tenha contribuído para proporcionar uma visão abrangente dos sistemas de suspensão ativos e também do potencial das ferramentas de simulação computacional de sistemas multicorpos aplicadas ao projeto e desenvolvimento de suspensões veiculares.

## Referências Bibliográficas

- [1] ABDEL HADY, M. B. A., CROLLA, D. A. *Active suspension control algorithms for a four-wheel vehicle model*. International Journal of Vehicle Design, 13 (2), 1992, p.144-158.
- [2] ABDEL HADY, M. B. A., CROLLA, D. A. *Theoretical analysis of an active suspension performance using a four-wheel vehicle model*. Proc. IMechE, 203, 1989, p.125-135.
- [3] ACKER, B., DARENBERG, W., GALL, H. *Active suspensions for passenger cars*. Proceedings 11th IAVSD Symposium, Ontario - Canada, 1989, p.15-26.
- [4] ADAMS/View User's Reference Manual - Version 8.0, Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, MI - USA, 1995.
- [5] ADAMS/Solver Reference Manual - Version 8.0, Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, MI - USA, 1995.
- [6] An Overview of How to USE ADAMS/Solver - Version 8.0, Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, MI - USA, 1995.

- [7] BAKER, A. *Lotus active suspension*. Automotive Engineer, 9 (1), 1984, p.56-57.
- [8] BARAK, P., HROVAT, D. *Application of the LQG approach to design of an automotive suspension for three-dimensional vehicle models*. IMEchE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.11-26.
- [9] BARAK, P., SACHS, H. *On optimal ride control of a dynamic model for an automotive vehicle system*. 9th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks, Linkoping, Sweden, 1985, p.15-29.
- [10] BARBIERI, N. Comportamento Dinâmico de um Veículo Automotivo - Simulação Controle e Otimização, Tese de Doutorado, Fac. de Eng. Mecânica, Univ. Est. de Campinas, 1993, 175 p.
- [11] BASTOW, D. Car Suspension and Handling, Pentech Press, London, 1990, 300 p.
- [12] BENDER, E. K. *Optimum linear preview control with application to vehicle suspension*. ASME Journal of Basic Engineering, 90 (2), June 1968, p.213-221.
- [13] BIRCH, S. *Suspensions*. Automotive Engineering, 96 (9), Sept. 1988, p.73-76.
- [14] BRYSON, A. E., HO, Y. C. Applied Optimal Control, John Wiley and Sons, New York, 1975.
- [15] CAMPBELL, C. New Directions in Suspension Design, Robert Bentley, Cambridge - Massachusetts, 1991, 213 p.

- [16] CANALE, A. C. Automobilística: Dinâmica, Desempenho, Editora Érica, São Paulo, 1989, 125 p.
- [17] CECH, I. *A low-power active suspension and its bounce and cross model performance*. IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.27-34.
- [18] COSTA, A. N. Application of Multibody System (MBS) Techniques to Automotive Vehicle Chassis Simulation for Motion Control Studies, Ph.D. Thesis, Eng. Dept., Univ. of Warwick, Coventry - UK, 1992, 337 p.
- [19] COSTA, A. N., JONES, R. P. *Automotive vehicle chassis simulation for motion control studies using multibody systems (MBS) modeling techniques*. SAE paper 921443, 1992.
- [20] CROLLA, D. A., ABDEL HADY, M. B. A. *Active suspension control performance comparisons using control laws applied to a full vehicle model*. Vehicle System Dynamics, 20, 1991, p.107-120.
- [21] CROLLA, D. A., ABOUL NOUR, A. M. A. *Theoretical comparisons of various active suspension systems in terms of performance and power requirements*. IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.1-10.
- [22] CROLLA, D. A., FIRTH, G. R., HINE, P. J., PEARCE, P. T. *The performance of suspensions fitted with controllable dampers*. 11th IAVSD Symposium, Ontario-Canada, 1989, p.149-165.

- [23] CURTIS, A. *Active ride: the latest technology miracle - or technology gone mad?* Motor, 31 October 1987, p.66-69.
- [24] DARLING, J., DOREY, R. E., ROSS-MARTIN, T. J. *A low cost active anti-roll suspension for passenger cars.* ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 114, Dec. 1992, p.599-605.
- [25] DAVIS, B. R., THOMPSON, G. *Optimal linear active suspension with integral constraint.* Vehicle System Dynamics, 17, 1988, p.357-366.
- [26] DECKER, H., SCHRAMM, W., KALLENBACH, R. *A practical approach towards advanced semi-active suspension systems.* IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.93-100.
- [27] DOI, S., YASUDA, E., HAYASHI, Y. *An experimental study of optimal vibration adjustment using adaptive control methods.* IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.119-124.
- [28] DOMINY, J., BULMAN, D. N. *An active suspension for a formula one grand prix racing car.* ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 107, March 1985, p.73-78.
- [29] ELMADANY, M. M. *Optimal linear active suspensions with multivariable integral control.* Vehicle System Dynamics, 19, 1990, p.313-329.

- [30] FOAG, W. *A practical control concept for passenger car active suspensions with preview.* IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.43-50.
- [31] FRÜHAUF, F., KASPER, R., LÜCKEL, J. *Design of an active suspension for a passenger vehicle model using input processes with time delays.* 9th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks, Linköping, Sweden, 1985, p.126-138.
- [32] FURIHATA, K., TOYOFUKU, K., SONEHARA, T., TAKAHASHI, A., KITAGAWA, A., SANADA, K. *A study of an active suspension system with modal control algorithm.* Japan Society of Automotive Engineers (JSAE) Review, 14 (4), Oct. 1993, p.42-48.
- [33] GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, 1992, 495 p. (110)
- [34] GOODALL, R. M., KORTÜM, W. *Active controls in ground transportation - a review of the state-of-the-art and future potential.* Vehicle System Dynamics, 12, 1983, p.225-257.
- [35] GUY, Y., LIZELL, M. B., KERASTAS, M. W. *Advances in electronic suspensions - the Monroe view.* 6th International Conference on Automotive Electronics, Conference Publication Part 2, 1987, p.57-70.
- [36] HAC, A. *Adaptive control of vehicle suspension.* Vehicle System Dynamics, 16, 1987, p.57-74.

- [37] HAC, A. *Suspension optimization of a 2-DOF vehicle model using a stochastic optimal control technique.* Journal of Sound and Vibration, 100 (3), 1985, p.343-357.
- [38] HAC, A., YOUN, I. *Optimal design of active and semi-active suspensions including time delays and preview.* ASME Journal of Vibration and Acoustics, 115, Oct. 1993, p.498-508.
- [39] HAC, A., YOUN, I. *Optimal semi-active suspension with preview based on a quarter car model.* Transactions of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics, 114, Jan. 1992, p.84-92.
- [40] HAC, A. *Optimal linear preview control of active vehicle suspension.* Vehicle System Dynamics, 21, 1992, p.167-195.
- [41] HAYCOCK, A. S. *Modeling and control of automotive suspension systems.* IEE Control 91 Conference, Scotland, 1991, p.926-931.
- [42] HEATH, A. N. *Modeling and simulation of road roughness.* 11th IAVSD Symposium, Ontario-Canada, 1989, p.257-284.
- [43] HEDRICK, J. K., BILLINGTON, G. F., DREESBACH, D. A. *Analysis, design, and optimization of high speed vehicle suspensions using state variable techniques.* ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 96 (2), June 1974, p.193-203.

- [44] HEDRICK, J. K., BUTSUEN, T. *Invariant properties of automotive suspensions*. IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.35-42.
- [45] HENNECKE, D., ZIEGLMEIER, F. J. *Frequency dependent variable suspension damping - theoretical background and practical success*. IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.101-112.
- [46] HINE, P. J., PEARCE, P. T. *A practical intelligent damping system*. IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.141-148.
- [47] HROVAT, D. *Applications of optimal control to advanced automotive suspension design*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 115, June 1993, p.328-342.
- [48] HROVAT, D. *Optimal suspension performance for 2-D vehicle models*. Journal of Sound and Vibration, 146 (1), 1991, p.93-110.
- [49] HROVAT, D. *Optimal active suspension structures for quarter-car vehicle models*. Automatica, 26 (5), 1990, p.845-860.
- [50] HROVAT, D., HUBBARD, M. *Optimum vehicle suspensions minimizing RMS rattlespace, sprung-mass acceleration and jerk*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 103, Sept. 1981, p.228-236.
- [51] HROVAT, D., MARGOLIS, D. L., HUBBARD, M. *An approach toward the optimal semi-active suspension*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 110, Sept. 1988, p.288-296.

- [52] KARNOPP, D. *Active and semi-active vibration isolation*. Transactions of the ASME, Special 50th Anniversary Design Issue, 117, June 1995, p.177-185.
- [53] KARNOPP, D. *Active vehicle suspensions based on fast load levelers*. Vehicle System Dynamics, 16, 1987, p.355-380.
- [54] KARNOPP, D. *Theoretical limitations in active vehicle suspensions*. Vehicle System Dynamics, 15, 1986, p.41-54.
- [55] KARNOPP, D. *Two contrasting versions of the optimal active vehicle suspension*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 108, 1986, p.264-268.
- [56] KARNOPP, D. *Active damping in road vehicle suspension systems*. Vehicle System Dynamics, 12, 1983, p.291-316.
- [57] KARNOPP, D., CROSBY, M. J., HARWOOD, R. A. *Vibration control using semi-active force generators*. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 96B (2), May 1974, p.619-626.
- [58] KARNOPP, D., HESS, G. *Electronically controllable vehicle suspensions*. Vehicle System Dynamics, 20, 1991, p.207-218.
- [59] KARNOPP, D., MARGOLIS, D. *Adaptive suspension concepts for road vehicles*. Vehicle System Dynamics, 13, 1984, p.145-160.

- [60] LEE, H. Y., HEDRICK, J. K. *Dynamic constraint equations and their impact on active suspension performance.* 11th IAVSD Symposium, Ontario-Canada, 1989, p.357-376.
- [61] LEVITT, J. A., ZORKA, N. G. *The influence of tire damping in quarter car active suspension models.* ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 113, March 1991, p.134-137.
- [62] LIZELL, M. *Semi-active damping.* IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.83-92.
- [63] MALEK, K. M., HEDRICK, J. K. *Decoupled active suspension design for improved automotive ride quality/handling performance.* 9th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks, Linkoping, Sweden, 1985, p.383-398.
- [64] MARGOLIS, D. L. *Semi-active control of wheel hop in ground vehicles.* Vehicle System Dynamics, 12 (6), 1983, p.317-330.
- [65] MARGOLIS, L. D. *Semi-active heave and pitch control for ground-vehicles.* Vehicle System Dynamics, 11, 1982, p.31-42.
- [66] MARGOLIS, D. L. *The response of active and semi-active suspensions to realistic feedback signal.* Vehicle System Dynamics, 11 (6), Dec. 1982, p.267-282.
- [67] MASTINU, G. *Passive automobile suspension parameter adaptation.* IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.51-58.

- [68] MELLER, T., FRÜHAUF, F. *Variable damping - philosophy and experience of a preferred system.* IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.113-118.
- [69] METZ, D., MADDOCK, J. *Optimal ride height and pitch control for championship race cars.* Automatica, 22, 1986, p.509-520.
- [70] MILLER, L. R. *Tuning passive, semi-active, and fully active suspension systems.* Proceedings of the 27th Conference on Decision and Control, Austin, Texas, December 1988, p.2047-2053.
- [71] MILLER, L. R. *The effect of hardware limitations on an on/off semi-active suspension.* IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.199-206.
- [72] PANZA, A. C., MUGNAINI, M., ANTONELLI, R. A., SILVA, D. J., SANCHEZ, J. P. A. *Otimização de parâmetros de suspensão e coxinição visando a redução dos níveis de vibração na cabine de um veículo pesado.* SAE paper 952251, 1995, 4 p.
- [73] PARKER, G. A., LAU, K. S. *A novel valve for semi-active vehicle suspension systems.* IMechE Int. Conf. Advanced Suspensions, London, UK, Oct. 1988, p.69-74.
- [74] PASQUINI, J. Jr. Determinação das Características de "Handling" de Veículos Automotivos, Dissertação de Mestrado em preparação, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1997.

- [75] POYSER, J. *Development of a computer controlled suspension system.* International Journal of Vehicle Design, 8 (1), 1987, p.74-86.
- [76] PYE, A. *Developments in semi-active suspension systems components.* Design Engineering, Feb. 1989, p.59-66.
- [77] RAJU, G. V., NARAYANAN, S. *Optimal estimation and control of non-stationary response of a two-degree-of-freedom vehicle model.* Journal of Sound and Vibration, 149 (3), 1991, p.413-428.
- [78] REDFIELD, R. C. *Performance of low bandwidth semi-active damping concept for suspension control.* Vehicle System Dynamics, 20, 1991, p.247-267.
- [79] REDFIELD, R. C., KARNOPP, D. *Optimal performance of variable component suspensions.* Vehicle System Dynamics, 17, 1988, p.231-253.
- [80] ROBSON, J. D. *Road surface description and vehicle response.* International Journal of Vehicle Design, 1 (1), 1979, p.25-35.
- [81] RYBA, D. *Improvements in dynamic characteristics of automobile suspension systems - Part 1. Two-mass systems.* Vehicle System Dynamics, 3, 1974, p.17-46.
- [82] SANCHEZ, J. P. A. *A utilização de protótipos virtuais para a simulação de sistemas mecânicos.* Congresso SOBRACON sobre CIM/CAE/CAD/CAM, São Paulo, 9 a 11 de abril de 1996.

- [83] SCHÖNFELD, K. H., HESSE, K. H. *Development of an electronically controlled air suspension system for passenger cars.* SAE paper 885037, 1988, p.1293-1300.
- [84] SHARP, R. S. *The application of multi-body computer codes to road vehicle dynamics modelling problems.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 208, 1994, p.55-61.
- [85] SHARP, R. S., CROLLA, D. A. *Road vehicle suspension system design - a review.* Vehicle System Dynamics, 16, 1987, p.167-192.
- [86] SHARP, R. S., HASSAN, S. A. *On the performance capabilities of active automobile suspension systems of limited bandwidth.* Vehicle System Dynamics, 16, 1987, p.213-225.
- [87] SHARP, R. S., HASSAN, S. A. *The relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 200 (D3), 1986, p.219-228.
- [88] SHARP, R. S., HASSAN, S. A. *An evaluation of passive automotive suspension systems with variable stiffness and damping parameters.* Vehicle System Dynamics, 15, 1986, p.335-350.
- [89] SHARP, R. S., WILSON, D. A. *On control laws for vehicle suspension accounting for input correlations.* Vehicle System Dynamics, 19, 1990, p.353-363.

- [90] SOHONI, V. N., DUCHNOWSKI, L. J., WINKELMAN, J. R. *Multi-body modeling of suspension kinematics for control design.* American Control Conference 90, 1990, p.1375-1380.
- [91] SOLTIS, M. W. *Programmed suspension.* Automotive Engineering, 95, 1987, p.122-132.
- [92] SUTTON, H. B. *The potential for active suspension systems.* Automotive Engineer (London), 4 (2), April-May 1979, p.21-24.
- [93] SUTTON, H. B. *Synthesis and development of an experimental active suspension.* Automotive Engineer (London), 4 (5), Oct.-Nov. 1979, p.51-54.
- [94] THOMPSON, A. G., DAVIS, B. R. *A technical note on the Lotus suspension patents.* Vehicle System Dynamics, 20, 1991, p.381-383.
- [95] THOMPSON, A. G., DAVIS, B. R. *Optimal linear active suspensions with vibration absorbers and integral output feedback control.* Vehicle System Dynamics, 18, 1989, p.321-344.
- [96] THOMPSON, A. G. *Optimal and suboptimal linear active suspensions for road vehicles.* Vehicle System Dynamics, 13, 1984, p.61-72.
- [97] THOMPSON, A. G. *An active suspension with optimal linear state feedback.* Vehicle System Dynamics, 5, 1976, p.187-203.

- [98] THOMPSON, A. G. *Quadratic performance indices and optimum suspension design*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 187, 1973, p.129-139.
- [99] THOMPSON, A. G. *Design of active suspensions*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 185 (36), 1971, p.553-563.
- [100] THOMPSON, A. G., DAVIS, B. R. *Optimal linear active suspension with derivative constraints and output feedback control*. Vehicle System Dynamics, 17, 1988, p.179-192.
- [101] TOBATA, H., FUKUYAMA, K., KIMURA, T. *Advanced control methods of active suspensions*. Vehicle System Dynamics, 22, 1993, p.347-358.
- [102] TOMIZUKA, M. *Optimum linear preview control with application to vehicle suspension - revisited*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 98 (3), Sept. 1976, p.309-315.
- [103] WALLENTOWITZ, H. *Scope for the integration of powertrain and chassis control system: traction control - all-wheel drive - active suspension*. SAE paper 901168, 1990, p.439-453.
- [104] WILLIAMS, R. A. *Electronically controlled automotive suspensions*. Computing & Control Engineering Journal, 5 (3), June 1994, p. 143-148.

- [105] WILSON, D. A., SHARP, R. S., HASSAN, S. A. *The application of linear optimal control theory to the design of active automotive suspensions.* Vehicle System Dynamics, 15, 1986, p.105-118.
- [106] WOOLGAR, R. J. *Development of a vehicle suspension system model having a variable element.* SAE paper 88039, p.1301-1306.
- [107] WRIGHT, P. G., WILLIAMS, D. A. *The case for an irreversible active suspension system.* SAE paper 890081, 1989, p.83-90.
- [108] YAMAMOTO, M., HARADA, H., MATSUO, Y. *A study on controlled chassis system for vehicle dynamics.* 11th IAVSD Symposium, Ontario-Canada, 1989, p.603-615.
- [109] YI, K., HEDRICK, K. *Dynamic tire force control by semiactive suspensions.* ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 115, Sept. 1993, p.465-474.
- [110] YOSHIKAWA, N., TANAKA, T., TAKADA, H., KUMAGAI, N. *Current status and future trends of electronic control technology concerning chassis components.* International Journal of Vehicle Design, 8 (2), 1987, p.161-176.
- [111] YOUNG, J. W., WORMLEY, D. N. *Optimization of linear vehicle suspensions subjected to simultaneous guideway and external force disturbances.* ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 95 (2), June 1973, p.213-219.

- [112] YUE, C., BUTSUEN, T., HEDRICK, J. K. *Alternative control laws for automotive active suspensions.* ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 111, June 1989, p.286-291.

# Apêndice

## Tabelas Referentes aos Gráficos dos Resultados

$A_Z$  para suspensão totalmente ativa (gráfico da figura 6.1)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	6.2798445e-001	6.1359577e-001	6.6930543e-001	7.4385378e-001
1.0	4.6343935e-001	5.0256910e-001	5.9695254e-001	6.9484448e-001
1.5	3.9320549e-001	4.5466597e-001	5.6542666e-001	6.7327414e-001
2.0	3.6023314e-001	4.3084529e-001	5.4964894e-001	6.6267263e-001
2.5	3.4370432e-001	4.1789549e-001	5.4063069e-001	6.5716710e-001
3.0	3.3520327e-001	4.1030597e-001	5.3491406e-001	6.5398792e-001
3.5	3.3101291e-001	4.0554099e-001	5.2999540e-001	6.5176291e-001
4.0	3.2924472e-001	4.0248466e-001	5.2723419e-001	6.4801797e-001

$\alpha_R$  para suspensão totalmente ativa (gráfico da figura 6.2)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	6.4842388e-001	6.3877161e-001	6.9983125e-001	7.7943018e-001
1.0	5.4295366e-001	5.7105202e-001	6.5729455e-001	7.5195809e-001
1.5	5.0165967e-001	5.4159486e-001	6.3526259e-001	7.3618546e-001
2.0	4.7786012e-001	5.2132558e-001	6.1973851e-001	7.2438298e-001
2.5	4.6064202e-001	5.0661580e-001	6.0631722e-001	7.1268677e-001
3.0	4.4621349e-001	4.9433258e-001	5.9354510e-001	7.0122767e-001
3.5	4.3326150e-001	4.8219489e-001	5.8021211e-001	6.8880055e-001
4.0	4.2130858e-001	4.7028612e-001	5.6816762e-001	6.7531060e-001

$\alpha_p$  para suspensão totalmente ativa (gráfico da figura 6.3)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	4.8503592e-001	5.8834632e-001	6.9827467e-001	7.9735852e-001
1.0	4.5972701e-001	5.7551453e-001	6.8994043e-001	7.8939511e-001
1.5	4.5073097e-001	5.6988547e-001	6.8524320e-001	7.8460280e-001
2.0	4.4438924e-001	5.6504562e-001	6.8136372e-001	7.8064725e-001
2.5	4.3915193e-001	5.6128974e-001	6.7794064e-001	7.7732401e-001
3.0	4.3435202e-001	5.5845144e-001	6.7427034e-001	7.7364420e-001
3.5	4.2970947e-001	5.5497606e-001	6.7089005e-001	7.7042556e-001
4.0	4.2492476e-001	5.5136757e-001	6.6945901e-001	7.6519110e-001

$F_T$  para suspensão totalmente ativa (gráfico da figura 6.4)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	1.7152547e+000	1.3059880e+000	1.1353743e+000	1.0497447e+000
1.0	1.7169766e+000	1.3102274e+000	1.1451772e+000	1.0631021e+000
1.5	1.7293492e+000	1.3251371e+000	1.1618348e+000	1.0815925e+000
2.0	1.7460003e+000	1.3414687e+000	1.1808926e+000	1.1025221e+000
2.5	1.7653646e+000	1.3606634e+000	1.2010592e+000	1.1246519e+000
3.0	1.7860530e+000	1.3822779e+000	1.2222432e+000	1.1473099e+000
3.5	1.8083327e+000	1.4036120e+000	1.2424620e+000	1.1700723e+000
4.0	1.8316104e+000	1.4258526e+000	1.2670506e+000	1.1908846e+000

$W_S$  para suspensão totalmente ativa (gráfico da figura 6.5)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	1.8711259e+000	1.6631936e+000	1.5333691e+000	1.4435059e+000
1.0	1.6572480e+000	1.5285668e+000	1.4523314e+000	1.3965841e+000
1.5	1.6155930e+000	1.5148962e+000	1.4572837e+000	1.4135349e+000
2.0	1.6300068e+000	1.5405152e+000	1.4912709e+000	1.4524744e+000
2.5	1.6643442e+000	1.5801265e+000	1.5347626e+000	1.4983957e+000
3.0	1.7052489e+000	1.6237968e+000	1.5801908e+000	1.5450602e+000
3.5	1.7469325e+000	1.6665380e+000	1.6236967e+000	1.5895380e+000
4.0	1.7867867e+000	1.7066924e+000	1.6647872e+000	1.6303712e+000

$A_z$  para suspensão semi-ativa (gráfico da figura 6.6)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	7.3475109e-001	7.0450448e-001	7.4023973e-001	8.0345193e-001
1.0	5.8900668e-001	6.1403064e-001	6.9352721e-001	7.7722469e-001
1.5	5.1558139e-001	5.7501488e-001	6.7539360e-001	7.7065522e-001
2.0	4.7499504e-001	5.6098086e-001	6.7709085e-001	7.7563299e-001
2.5	4.5683187e-001	5.5869674e-001	6.7979295e-001	7.8713379e-001
3.0	4.5445909e-001	5.6367452e-001	6.8537869e-001	8.0112981e-001
3.5	4.4988242e-001	5.7202991e-001	6.9948871e-001	8.1195509e-001
4.0	4.5903577e-001	5.8293541e-001	7.1397027e-001	8.2548669e-001

$\alpha_R$  para suspensão semi-ativa (gráfico da figura 6.7)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	7.3434102e-001	7.0086140e-001	7.4781299e-001	8.1914299e-001
1.0	6.1825706e-001	6.4759650e-001	7.2688475e-001	8.1827472e-001
1.5	5.7543585e-001	6.2946272e-001	7.2000242e-001	8.2729256e-001
2.0	5.5014831e-001	6.1969436e-001	7.2398400e-001	8.3548301e-001
2.5	5.3408463e-001	6.1407272e-001	7.2780043e-001	8.4419834e-001
3.0	5.2803295e-001	6.2067708e-001	7.3719435e-001	8.5175925e-001
3.5	5.2026437e-001	6.1898470e-001	7.3996592e-001	8.7016937e-001
4.0	5.1805038e-001	6.2321810e-001	7.4827247e-001	8.8523070e-001

$\alpha_p$  para suspensão semi-ativa (gráfico da figura 6.8)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	5.5712499e-001	6.3885574e-001	7.3785877e-001	8.3258770e-001
1.0	5.3410955e-001	6.5344661e-001	7.5463185e-001	8.5114840e-001
1.5	5.4769727e-001	6.6572690e-001	7.7023538e-001	8.6975187e-001
2.0	5.6580155e-001	6.8311329e-001	7.7772337e-001	8.8520802e-001
2.5	5.8166656e-001	7.0092280e-001	7.9816675e-001	8.9929019e-001
3.0	5.9998003e-001	7.1265636e-001	8.1281467e-001	9.1788891e-001
3.5	6.2027128e-001	7.2798889e-001	8.2735800e-001	9.1954815e-001
4.0	6.3557529e-001	7.4588874e-001	8.4371271e-001	9.2881899e-001

$F_T$  para suspensão semi-ativa (gráfico da figura 6.9)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	1.6034646e+000	1.2588000e+000	1.1107662e+000	1.0338436e+000
1.0	1.5390515e+000	1.2296916e+000	1.0963521e+000	1.0289324e+000
1.5	1.5004924e+000	1.2131709e+000	1.0917475e+000	1.0316782e+000
2.0	1.4777561e+000	1.2065509e+000	1.0905996e+000	1.0356307e+000
2.5	1.4561873e+000	1.2005179e+000	1.0923540e+000	1.0429942e+000
3.0	1.4454844e+000	1.1999504e+000	1.0974544e+000	1.0505078e+000
3.5	1.4335031e+000	1.1994287e+000	1.1000176e+000	1.0604932e+000
4.0	1.4278027e+000	1.1989851e+000	1.1053332e+000	1.0689199e+000

$WS$  para suspensão semi-ativa (gráfico da figura 6.10)

$C_{SH}$	$C_1 = 0.1$	$C_1 = 0.3$	$C_1 = 0.5$	$C_1 = 0.7$
0.5	2.0148212e+000	1.7680995e+000	1.6014936e+000	1.4877693e+000
1.0	1.7573088e+000	1.5881016e+000	1.4780863e+000	1.4013220e+000
1.5	1.6346804e+000	1.5093579e+000	1.4281416e+000	1.3684353e+000
2.0	1.5737592e+000	1.4764069e+000	1.4128988e+000	1.3635331e+000
2.5	1.5555079e+000	1.4711616e+000	1.4163504e+000	1.3712224e+000
3.0	1.5451460e+000	1.4754922e+000	1.4283346e+000	1.3820560e+000
3.5	1.5495766e+000	1.4859542e+000	1.4416479e+000	1.3941544e+000
4.0	1.5565798e+000	1.4996534e+000	1.4565262e+000	1.4075464e+000