



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**INFLUÊNCIA DA ASSIMETRIA DA CURVA DE
AMORTECIMENTO DO SISTEMA DE
SUSPENSÃO AUTOMOTIVA PARA MODELOS
COM "1/4 DE VEÍCULOS"**

Fabiano Henrique de Paula

Ilha Solteira - SP





UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

INFLUÊNCIA DA ASSIMETRIA DA CURVA DE AMORTECIMENTO DO SISTEMA DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA PARA MODELOS COM “1/4 DE VEÍCULOS”

Fabiano Henrique de Paula

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**

Orientador: PROF. DR. APARECIDO CARLOS GONÇALVES

Ilha Solteira, Janeiro de 2004



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

INFLUÊNCIA DA ASSIMETRIA DA CURVA DE
AMORTECIMENTO DO SISTEMA DE
SUSPENSÃO AUTOMOTIVA PARA MODELOS
COM "1/4 DE VEÍCULOS"

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação/Serviço Técnico
de Biblioteca e Documentação da FEIS/UNESP

P324i Paula, Fabiano Henrique de
Influência da assimetria da curva de amortecimento do sistema de suspensão
automotiva para modelos com "1/4 de veículos" / Fabiano Henrique de Paula . --
Ilha Solteira : [s.n.], 2004
ix, 116 p. : il.

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade
de Engenharia de Ilha Solteira, 2004

Orientador: Aparecido Carlos Gonçalves
Bibliografia: p. 97-99

1. Vibração. 2. Amortecimento (Mecânica). 3. Métodos de simulação.
4. Automóveis – Dinâmica.



Influência da assimetria da curva de amortecimento do sistema de suspensão automotiva para modelos com "1/4 de veículos".

Fabiano Henrique de Paula

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO
DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

NA ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM MECÂNICA DOS SÓLIDOS E
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

1210001484



Prof. Dr. João Antonio Pereira - Coordenador

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. Aparecido Carlos Gonçalves - Orientador

Prof. Dr. João Carlos Menezes

Prof. Dr. Amarildo Tabone Paschoalini

Proc. 063/04-NMD 060

UNESP - "CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA"	
SERVIÇO TÉCN. DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO	
DATA DE CHEGADA <i>05.04.04</i>	DATA DE TOMBO <i>31.05.04</i>
REGISTRADO POR <i>Ailza</i>	TOMBO <i>Te. 1484</i>
AQUISIÇÃO <i>Ilhas Autôn R\$ 10,00</i>	CLASSIFICAÇÃO <i>P324i</i>

Ilha Solteira – SP, janeiro de 2004

30500001

*Co sup 221291
sup 56300*

OFERECIMENTO

Aos meus pais e familiares.



AGRADECIMENTOS

- Ao meu orientador, pela disposição e paciência.
- A Capes que financiou parte desta formação.
- Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM.
- Ao Departamento de Engenharia Mecânica, representando assim todos os professores e funcionários, pela infra-estrutura disponibilizada.
- Aos amigos.
- Aos colegas de curso e estadia.
- E as pessoas especiais, que me deram força nos momentos difíceis.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS.....	i
LISTA DE FIGURAS.....	iii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	v
RESUMO.....	vii
ABSTRACT.....	ix
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. OBJETIVOS DO TRABALHO.....	4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1. EFEITOS DAS VIBRAÇÕES.....	5
2.2. TIPOS DE SUSPENSÃO.....	8
2.2.1. <i>Suspensão independente</i>	8
2.2.2. <i>Suspensão de eixo rígido</i>	10
2.2.3. <i>Suspensão hidropneumática</i>	11
2.2.4. <i>Suspensão Multilink</i>	11
2.3. CONFORTO DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO.....	12
2.3.1. <i>Dinâmica Longitudinal</i>	12
2.3.2. <i>Dinâmica Lateral</i>	14
2.3.3. <i>Dinâmica Vertical</i>	18
2.4. SUSPENSÃO ATIVA.....	26
2.4.1. <i>Elementos Sensores</i>	27
2.4.2. <i>Atuador</i>	28
2.4.3. <i>Unidade de Processamento</i>	28
2.4.4. <i>Princípio de Funcionamento</i>	29
2.5. ESTUDOS DESENVOLVIDOS SOBRE CONFORTO DE VEÍCULOS.....	30
3. MODELAGEM DO SISTEMA “1/4 DE VEÍCULO”.....	39
3.1. RESPOSTA DO SISTEMA NO TEMPO.....	40
3.2. ESTRUTURAÇÃO DO PROGRAMA PARA A GERAÇÃO DO SINAL DE RESPOSTA NO TEMPO.....	50
3.3. SIMULAÇÃO DO SINAL.....	50
3.4. ESTRUTURAÇÃO DO PROGRAMA PARA O AJUSTE DOS PARÂMETROS DO SISTEMA COM O SINAL DE RESPOSTA NO TEMPO.....	55
3.5. VALORES SIMULADOS.....	58
4. MODELAGEM DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO PASSIVA PARA A ASSIMETRIA DA CURVA DE AMORTECIMENTO.....	61
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	75
5.1. OBTENÇÃO DA RESPOSTA DO SISTEMA A UM IMPACTO.....	75
5.2. RESULTADOS DO PROGRAMA PARA ENCONTRAR O VALOR DO COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO DO PNEU.....	77
5.3. RESULTADOS DA FORMULAÇÃO PARA A VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS DE RIGIDEZ E MASSA E AMORTECIMENTO.....	79
5.4. RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA TEORIA DO AMORTECEDOR ASSIMÉTRICO.....	87
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	93
6.1. CONCLUSÕES.....	93
6.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	96
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	97
8. APÊNDICE A.....	101
9. APÊNDICE B.....	115

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1. Constante de amortecimento e frequência natural não amortecida	21
TABELA 2.2. Ensaios realizados por LUNDSTROM e HOLMLUND, (1998)	36
TABELA 3.1 - Valores utilizados nas simulações	59
TABELA 4.1 – Valores invariantes utilizados nas simulações	73
TABELA 4.2 – Valores do coeficiente de amortecimento do amortecedor assimétrico	73
TABELA 5.1 - Valores dos tempos obtidos para de estabilização do sistema à uma entrada degrau pela variação dos parâmetros utilizando o conceito de 5% para mais e para menos.	79
TABELA 5.2 - Valores obtidos para o tempo de estabilização do sistema à uma entrada degrau pela alteração combinada dos parâmetros utilizando o conceito de 5% para mais e para menos.	80
TABELA 5.3 - Raízes características para a equação do $\Delta = 0$ para o movimento de compressão e tração.	87



LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - PRIMEIRO VEÍCULO PRODUZIDO EM SÉRIE NUMA LINHA DE MONTAGEM (FORD T).	02
FIGURA 2.1 - MAGNITUDE DE VIBRAÇÃO NUM CORPO HUMANO EM FUNÇÃO DA FREQUÊNCIA LEVANDO-SE EM CONSIDERAÇÃO O EFEITO DA VIBRAÇÃO VERTICAL	07
FIGURA 2.2. - SUSPENSÃO INDEPENDENTE	09
FIGURA 2.3. - SISTEMA DIANTEIRO DE SUSPENSÃO DO TIPO "Mc PHERSON"	09
FIGURA 2.4. - ESQUEMA DE UMA SUSPENSÃO PASSIVA DO TIPO Mc PHERSON.	10
FIGURA 2.5. - EXEMPLO DE SUSPENSÃO DE EIXO RÍGIDO.	11
FIGURA 2.6. - SUSPENSÃO DO TIPO MULTILINK.	12
FIGURA 2.7 - FORÇAS EM UM VEÍCULO PARA ESTUDO DA DINÂMICA LONGITUDINAL	13
FIGURA 2.8 - GEOMETRIA DE ESTERÇAMENTO DE ACKERMANN PARA UM VEÍCULO DE DOIS EIXOS	15
FIGURA 2.9 - ESPAÇO NECESSÁRIO PARA ESTERÇAMENTO	16
FIGURA 2.10 - ESPAÇO NECESSÁRIO PARA VIRAR UM CARRO ("CAR") TÍPICO DE PASSAGEIRO E UM ÔNIBUS ("BUS")	17
FIGURA 2.11 - MODELO SIMPLES PARA SE ENCONTRAR AS EQUAÇÕES DE MOVIMENTO VERTICAL DE UM VEÍCULO	19
FIGURA 2.12 - VIBRAÇÃO AMORTECIDA	23
FIGURA 2.13 - MODELAGEM SIMPLIFICADA DE UM SISTEMA ATIVO DE SUSPENSÃO.	27
FIGURA 2.14 - MODELO MECÂNICO DO VEÍCULO	31
FIGURA 2.15 - PRINCÍPIO DA SIMULAÇÃO PROPOSTA POR SCHIEHLEN E HU (2003)	32
FIGURA 2.16 - MODELO DE "1/4 DE VEÍCULO" PROPOSTO POR NOZAKI E INAGAKI (1998).	33
FIGURA 2.17 - MONTAGEM DOS EQUIPAMENTO PARA COLETA DE DADOS.	34
FIGURA 2.18 - MODELO DE "1/4 DE VEÍCULO" COM SUSPENSÃO ATIVA QUE VISUALIZA A PISTA A FRENTE	35
FIGURA 3.1 - MODELO DINÂMICO SIMPLIFICADO DO CONJUNTO DE SUSPENSÃO.	39
FIGURA 3.2 - EXEMPLO DE UMA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT) DE UM SINAL.	51
FIGURA 3.3. - RESPOSTA DE UM SISTEMA COM 2 GRAUS DE LIBERDADE AMORTECIDO À UMA EXCITAÇÃO INICIAL.	52
FIGURA 3.4 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA PARA A OBTENÇÃO DE $x(t)$.	56
FIGURA 3.5 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA PARA ENCONTRAR C_I.	57
FIGURA 3.6 - DETERIORAÇÃO DO ABSORVEDOR DE CHOQUE DE UM AMORTECEDOR AUTOMOBILÍSTICO	58
FIGURA 4.1 - FUNÇÃO CARACTERÍSTICA DO AMORTECEDOR	61
FIGURA 4.2 - FORÇA MEDIDA NO AMORTECEDOR EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE	62
FIGURA 4.3 - APROXIMAÇÃO DA CURVA EXPERIMENTAL DO AMORTECEDOR	62
FIGURA 4.4 - RELAÇÃO ENTRE FORÇA E VELOCIDADE.	63
FIGURA 4.5 - MODELO DE 1/4 DE VEÍCULO COM 2 GRAUS DE LIBERDADE.	64
FIGURA 5.1 - GRÁFICO DO DESLOCAMENTO ENTRE AS MASSAS 1 E 2 PELO TEMPO PARA O VALOR DE $C_2=515\text{N/m/s}$	75
FIGURA 5.2 - GRÁFICO DO DESLOCAMENTO ENTRE AS MASSAS 1 E 2 PELO TEMPO PARA O VALOR DE $C_2=2750\text{N/m/s}$.	76
FIGURA 5.3 - GRÁFICO DO DESLOCAMENTO ENTRE AS MASSAS 1 E 2 PELO TEMPO PARA O VALOR DE $C_{2EQ}=1632,5\text{ N/m/s}$.	76
FIGURA 5.4 - VALOR DO COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO DO PNEU PELO CÁLCULO DA CORRELAÇÃO DOS VETORES DE RESPOSTA	78
FIGURA 5.5 - VALOR DO COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO DO PNEU PELO CÁLCULO DA CORRELAÇÃO DOS VETORES DE RESPOSTA	78
FIGURA 5.6 - GRÁFICO DO TEMPO DE RESPOSTA À UMA ENTRADA DEGRAU DO SISTEMA ORIGINAL (SEM ACRÉSCIMOS OU DECRÉSCIMOS). (A) RESPOSTA DE x_2. (B) RESPOSTA DE $x_2 - x_1$.	82
FIGURA 5.7 - GRÁFICO DO TEMPO DE RESPOSTA À UMA ENTRADA DEGRAU COM GANHIO DE 10% DE MASSA. (A) RESPOSTA DE x_2. (B) RESPOSTA DE $x_2 - x_1$.	83



FIGURA 5.8 – GRÁFICO DO TEMPO DE RESPOSTA À UMA ENTRADA DEGRAU COM PERDA DE 10% DE RIGIDEZ. (A) RESPOSTA DE X_2 .

(B) RESPOSTA DE $X_2 - X_1$.

84

FIGURA 5.9 – GRÁFICO DO TEMPO DE RESPOSTA À UMA ENTRADA DEGRAU COM PERDA DE 10% DE AMORTECIMENTO. (A) RESPOSTA

DE X_2 . (B) RESPOSTA DE $X_2 - X_1$.

85

FIGURA 5.10 - VELOCIDADE ADIMENSIONAL DE Y_3 ($\dot{y}_2$) COM TEMPO ADIMENSIONAL.

88

FIGURA 5.11 - DESLOCAMENTO ADIMENSIONAL DE Y_1 COM O TEMPO ADIMENSIONAL.

88

FIGURA 5.12 - DESLOCAMENTO ADIMENSIONAL DE Y_2 PELO TEMPO ADIMENSIONAL.

89

FIGURA 5.13 - VELOCIDADE ADIMENSIONAL DE Y_2 COM O TEMPO ADIMENSIONAL [$y_4 = \dot{y}_2$].

89

FIGURA 5.14 - RAZÃO DE VARIAÇÃO DA COMPONENTE ALTERNADA DO VALOR MÉDIO DA EXTENSÃO DA MOLA.

90

LISTA DE SÍMBOLOS

- m_1 - Massa da suspensão.
- m_2 - Massa de 1/4 do veículo.
- c_1 - Coeficiente de amortecimento viscoso do pneu.
- c_2 - Coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor.
- c_2^+ - Coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor para distensão.
- c_2^- - Coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor para compressão.
- c_{2eq} - Coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor equivalente.
- k_1 - Coeficiente de rigidez do pneu.
- k_2 - Coeficiente de rigidez da mola da suspensão.
- M - Matriz de massa.
- C - Matriz de amortecimento.
- K - Matriz de rigidez.
- N - Número de pontos coletados.
- $x(i)$ - Amplitude do sinal de vibração.
- T_S - Período de tempo do intervalo de análise.
- F_{x_i} - Força na direção horizontal.
- F_{z_i} - Força na direção vertical.
- mg - Força peso.
- v - Velocidade.
- h - Altura do ponto de referência.
- a_i - Distância do ponto de referência (horizontal).
- R - Distância do pneu interno ao centro da curva.
- b - Distância lateral entre rodas.
- δ_i - Ângulo de esterçamento.
- $R_{máx}$ - Raio máximo da curva.
- $R_{mín}$ - Raio mínimo da curva.
- f - Distância da frente do veículo.



ΔR - Espaço necessário para virar um carro.

f_0 - Deflexão da mola.

ω_0 - Frequência circular natural.

ϵ_i - Erro.

$X(t)$ - Vetor de estado.

$f(t)$ - Vetor de força.

A - Matriz de estado.

B - Matriz de entrada.

λ - Autovalores.

τ - Tempo global.

δ_{2m} - Extensão média da suspensão.

δ_{2a} - Extensão alternada da suspensão.



RESUMO

PAULA, Fabiano H., **Influência da Assimetria da Curva de Amortecimento do Sistema de Suspensão Automotiva para Modelos com “1/4 de Veículos”**, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, 2003, 111 p. Dissertação de Mestrado.

Este trabalho utiliza o modelo com “1/4 de veículo” para se estudar o conforto dos seus ocupantes. Para isto são modelados dois sistemas de suspensão passiva. Um sistema é feito para se estudar as constantes envolvidas no modelo com considerações normais de operação e com condições de desgastes ou avarias dos componentes do conjunto da suspensão do veículo. Estas avarias levam em conta os desgastes nos absorvedores de choque, na rigidez da mola e nos pneus. Outro sistema é modelado para se verificar a não linearidade do coeficiente de amortecimento do amortecedor no conjunto da suspensão, pois a maioria das análises que envolvem a dinâmica dos veículos de passeio nas estradas, em relação ao conforto, considera propriedades simétricas de amortecimento e despreza as contribuições devido à assimetria e histerese da mola. O efeito do amortecimento assimétrico na carroceria é investigado pela análise do modelo com dois graus de liberdade. O amortecimento da suspensão é representado pelas características assimétricas de força-velocidade para compressão e retorno do amortecedor. A análise é feita a partir do deslocamento com excitação harmônica e os resultados são apresentados para se aumentar o conhecimento do mecanismo associado à mudança de inclinação da reta que representa o coeficiente de absorção de choque do amortecedor. Os programas computacionais para tais estudos são descritos e anexados ao trabalho. Além destas análises é feita uma revisão de alguns trabalhos que tratam do conforto e das dinâmicas envolvidas em veículos.

Palavras-chave: Assimetria da curva de amortecimento, Modelo com “1/4 de veículo”, Dinâmica veicular, suspensão passiva.



RESUMO

Este trabalho tem como objetivo principal analisar o processo de implementação do Sistema de Gestão da Qualidade (SGQ) em uma empresa brasileira, com foco na adoção da Norma ISO 9001. A pesquisa foi realizada em uma empresa do setor de serviços, com a participação de gestores e colaboradores. O estudo foi conduzido por meio de entrevistas, observação direta e análise documental. Os resultados indicam que a implementação do SGQ foi um processo complexo, envolvendo a criação de uma cultura de qualidade e a adoção de práticas padronizadas. A adoção da Norma ISO 9001 foi considerada um fator importante para a melhoria da qualidade e a competitividade da empresa.

Os resultados da pesquisa indicam que a implementação do SGQ foi um processo complexo, envolvendo a criação de uma cultura de qualidade e a adoção de práticas padronizadas. A adoção da Norma ISO 9001 foi considerada um fator importante para a melhoria da qualidade e a competitividade da empresa. O estudo também identificou alguns desafios, como a falta de recursos humanos e financeiros, e a necessidade de treinamento dos colaboradores. Apesar disso, a implementação do SGQ foi considerada bem-sucedida, resultando em melhorias na qualidade dos serviços e na satisfação dos clientes. O estudo conclui que a adoção do SGQ é uma estratégia eficaz para a melhoria da qualidade e a competitividade das empresas brasileiras.

Palavras-chave: Sistema de Gestão da Qualidade (SGQ), Norma ISO 9001, implementação, qualidade, competitividade.

ABSTRACT

PAULA, Fabiano H, **Influence of damping curve asymmetry in automotive suspension system for "a quarter car model"**, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, 2003, 111 p. Dissertação de Mestrado.

This work uses a "quarter-car model" to study the vehicle driving comfort. For this purpose two systems of passive suspension are modeled. One system is made to study the involved constants in the model for normal operation and for damage or fault conditions of the suspension components. These damages take into account the wear in the shock absorbers, in the spring stiffness and in the tires. Another system is modeled to verify the suspension damper asymmetry on comfort because most of the analyses that are involved in the vehicles dynamics in highways consider symmetrical properties in compression and rebound and assume negligible contributions due to asymmetry and hysteresis of spring. The effect of asymmetric damping on the sprung mass position is investigated through analysis of two-degrees-of-freedom quarter-car model. The suspension damping is represented by the asymmetric characteristics of force-velocity in compression and rebound. The analysis is performed under harmonic displacement excitation and the results are presented to enhance the knowledge of the mechanism associated with downward shifting of the sprung mass. The programs for such studies are described and enclosed to the work. Besides these analyses it is made a revision of some works involving comfort and vehicle dynamics.

Keywords: Damping curve asymmetry, Quarter car model, Vehicle dynamic, Passive suspension.



ABSTRACT

This paper presents a study of the influence of suspension on the dynamic behavior of a vehicle. The study is based on the use of a computer program, developed by the author, which simulates the dynamic behavior of a vehicle with a two-wheel suspension system. The results show that the suspension system has a significant influence on the vehicle's behavior, especially in terms of ride comfort and handling.

The work was carried out as part of a research project funded by the Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq). The project aimed to study the influence of suspension on the dynamic behavior of a vehicle. The study was carried out using a computer program developed by the author, which simulates the dynamic behavior of a vehicle with a two-wheel suspension system. The results show that the suspension system has a significant influence on the vehicle's behavior, especially in terms of ride comfort and handling. The study also shows that the suspension system can be designed to improve the vehicle's performance in terms of ride comfort and handling. The results of the study are presented in the form of graphs and tables. The graphs show the variation of the vehicle's behavior over time, while the tables show the values of the various parameters studied. The results show that the suspension system has a significant influence on the vehicle's behavior, especially in terms of ride comfort and handling. The study also shows that the suspension system can be designed to improve the vehicle's performance in terms of ride comfort and handling. The results of the study are presented in the form of graphs and tables. The graphs show the variation of the vehicle's behavior over time, while the tables show the values of the various parameters studied.

The author wishes to thank the Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) for the financial support of this work. He also wishes to thank the following people for their help and cooperation: [names].

CAPÍTULO 1

1. INTRODUÇÃO

Há muitos séculos o Homem vem se defrontando com problemas de transporte terrestre. Nos primórdios da raça humana uma das grandes evoluções dos ascendentes do Homem foi a domesticação de alguns animais. Alguns destes animais vieram a ser utilizados nos transportes de pessoas ou cargas, já necessários naquela época. A utilização destes animais para o transporte tornou as viagens mais rápidas e menos cansativas, da mesma forma que diminuiu os esforços e aumentou as quantidades transportadas.

Outra grande evolução pré-histórica foi a invenção da roda. Com este invento foi possível a construção dos primeiros veículos de tração animal. Embora haja um grande período de tempo entre o início da utilização dos primeiros veículos de tração animal e os dias atuais é possível ainda encontrar locais onde utilizam-se animais (cavalos, lhama, camelos e etc.) como meio de força para o transporte.

Muitos séculos após o início da utilização dos primeiros veículos de tração animal, os esforços humanos foram dirigidos à construção de veículos que não dependessem deste tipo de tração. Com a invenção da máquina a vapor no século XVIII, ocorreu sua instalação em veículos. Em 1771 um triciclo a vapor foi o primeiro a ser construído na França. Esse triciclo iniciou um processo que não se interrompeu mais, isto é, a produção de automóveis (veículos com propulsão própria) (YOSHIMURA e SUGIMOTO, 1990 e YVE, BUTSUEN e HEDRICK, 1989).

A partir deste momento houve uma separação entre veículos com restrição de movimento (locomotivas) e os veículos com liberdade de movimento que deram origem aos atuais automóveis.



Inúmeras foram as conquistas nessa época, porém a produção de veículos automotores veio a atingir grande significância somente no final do século seguinte, com a criação e aperfeiçoamento dos motores de combustão interna (RAGHAVAN, 1996).

No final da primeira década do século XX, quando já se produzia uma quantidade razoável de veículos, *Henry Ford*, lançou e aperfeiçoou a primeira linha de montagem em série. Esta linha utilizava o conceito de que cada funcionário era responsável por um trabalho. O primeiro veículo a ser produzido foi o “*Ford T*” (<http://www.ford.com>, 03/2003).



Figura 1.1 Primeiro veículo produzido em série numa linha de montagem (Ford T)

(<http://www.ford.com>, 03/2003).

A evolução do conhecimento humano nas áreas de interesse da indústria automobilística viabilizou aos automóveis constantes evoluções (LUNDSTRÖM e HOLMLUND, 1998). Desde então, os pesquisadores ligados a produção de automóveis vêm buscando um aperfeiçoamento dos modos de produção, materiais a serem utilizados, combustíveis, estética, aerodinâmica, segurança e conforto dos ocupantes do automóvel.

No início do século XX não havia grandes preocupações ou mesmo tecnologia para o desenvolvimento de automóveis com considerável conforto e segurança. Desde então a evolução foi muito grande. Considerando somente as últimas três décadas deste século novas tecnologias

surgiram para estas áreas como, sistema de freio ABS (*Anti-lock Block System*), *Air Bags*, Controle de Tração e Controle Ativo da Suspensão (ANDO e SUZUKI, 1996).

Os estudos acerca do conforto humano em um automóvel envolvem alguns elementos do próprio automóvel. Estes elementos são, o pneu, a suspensão, a estrutura e os bancos (FERRARESE, PADOVESE e COSTA, 1999).

O elemento estrutura envolve variantes muito complexas em um mesmo veículo. Neste elemento devem levar-se em conta a geometria do projeto e as tensões transmitidas por ela até chegar ao banco. Como elemento estrutural ela também tem uma capacidade de absorver energia de vibração. O estudo da capacidade de transmissão e absorção de energia de vibração podem ser feito usando técnicas de elementos finitos (SHI Y., HUA H. AND SOL H., 2003).

Os bancos dos ocupantes são elementos que estão em contato com o usuário e com a estrutura. Eles proporcionam conforto e absorvem também parte das vibrações que chegam a ele. Sua influência é mínima e sua análise pode ser descartada para fins práticos.

Todos os estudos sobre o conforto de veículos ficam concentrados no sistema de suspensão do mesmo. Há vários estudos do sistema de suspensão para analisar o conforto de veículos que usam o modelo “um quarto de veículo”. Neste modelo supõe-se que a massa do veículo está dividida em quatro partes iguais sobre as rodas. Com este modelo RAO e PRAHLAD (1997) tentam demonstrar a aplicabilidade de controladores por *Lógica Fuzzy* em sistemas de suspensão ativa, ROH e PARK, (1999) criam um modelo que visualiza a irregularidade da pista e tenta corrigir o efeito na suspensão antes da roda passar por este, NOZAKI e INAGAKI (1999) medem a força de amortecimento e a constante de mola de um veículo.

Seguindo este tipo de modelo de “1/4 de veículo” neste trabalho é modelado dois sistemas:



- a) Um sistema de suspensão passiva para se estudar as constantes envolvidas no modelo;
- b) Um sistema de suspensão passiva que leva em conta a assimetria do amortecimento.

Para o primeiro caso é feito um programa computacional que simula “1/4 de veículo” e dá a resposta do sistema no tempo para várias condições de desgastes dos elementos que compõem a suspensão e um programa para se determinar o coeficiente de amortecimento do pneu conhecendo-se as outras variáveis do sistema de suspensão.

Para o segundo caso é feito um programa computacional para mostrar a influência da assimetria do absorvedor de choque da suspensão durante a compressão e o alongamento do mesmo.

1.1. Objetivos do Trabalho

O objetivo deste trabalho é mostrar como pode ser feita a modelagem da suspensão de um veículo levando-se em consideração apenas “1/4” deste. Para isto, é levada em consideração apenas a dinâmica vertical do veículo, sem se preocupar com curvas e acelerações que o mesmo possa apresentar. Para o estudo de tal sistema é feito um programa no software “*MatLab*” baseado na teoria de controle usando o modelo de espaço de estado que fornece as respostas do sistema no tempo. A influência da calibração do pneu na resposta de uma suspensão, assim como danos em partes desta é analisada levando-se em consideração as respostas fornecidas ao se simular a passagem por um obstáculo. Outro objetivo é fazer um modelagem para se estudar a influência da assimetria do absorvedor de choque do sistema de suspensão, fato este desprezado em muitos estudos de sistemas de “1/4 de veículo”.



CAPÍTULO 2

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Efeitos Das Vibrações

O fenômeno da vibração é onipresente, muito encontrado na natureza e nas invenções humanas sendo que na maioria das vezes é um fenômeno não desejável. A vibração pode causar ruídos excessivos em estruturas como a de um ventilador e desconforto quando a estrutura está em contato com o corpo humano. Tanto o problema do ruído como o problema do desconforto é muito prejudicial, mas nem tanto quanto o problema das frequências naturais (MEIROVITCH, 2000).

Ao impor a um sistema uma força inicial e logo após retirá-la (impulso) o corpo responderá com um movimento oscilatório numa frequência de oscilação chamada "*frequência natural*" que é uma propriedade do sistema dinâmico estabelecida pela distribuição de massa e rigidez (THOMSON, 1988). A quantidade de frequências naturais dependerá do número de graus de liberdade do sistema. No caso do sistema sendo excitado por uma força externa ele responderá de acordo com a frequência de excitação.

Quando a frequência de excitação se aproxima de uma frequência natural do sistema, há um aumento nas amplitudes de oscilação. Geralmente, este aumento das amplitudes de vibração do sistema é muito prejudicial podendo até levar o sistema ao colapso.

Os motoristas, especialmente os de ônibus e de caminhão, estão expostos a vibração *WBV* (*Whole-body vibration*). O principal efeito da vibração *WBV* está na degradação do conforto e no mal estar com o trabalho desenvolvido, na debilitação da saúde e na ocorrência de doenças

dos trabalhadores. A resposta do corpo à vibração *WBV* é um fenômeno muito complexo. A combinação dos efeitos pode ocorrer simultaneamente, mas também um efeito pode contribuir com o surgimento de outro. Durante a exposição à vibração *WBV* há muitos fatores fisiológicos, psicológicos e físicos que influenciam os efeitos indesejáveis no corpo. Fatores tais como a susceptibilidade individual, a constituição corpórea e a postura também são relevantes para o desenvolvimento dos problemas. Estes problemas ainda são função da frequência, direção, magnitude e duração da vibração.

A transmissão de vibração difere de indivíduo para indivíduo. Em um veículo a transmissão também depende das características dos bancos que recebem as vibrações e as transmitem aos ocupantes. Vibrações com frequências de até 12 Hz afetam todo o organismo do corpo humano, enquanto que vibrações acima de 12 Hz terão somente um efeito local. Bancos com amortecimento de vibrações e ergonomia correta no interior do veículo podem reduzir os problemas das vibrações (YVE et al., 1989, 2).

Movimentos cíclicos de baixas frequências, 2 a 20 Hz, causados pelos pneus batendo na pista de rodagem podem causar ressonância no corpo humano. Em uma estrada de terra, por exemplo, uma amplitude alta nas baixas frequências (entre 0,5 e 10 Hz) é transmitida para o banco e podem afetar a saúde do condutor se este for exposto a longos períodos (MAGNUSSON et al. apud HOSTENS e RAMON, 2003).

Uma hora de exposição a esta condição pode causar fadiga muscular e fazer os ocupantes dos veículos mais suscetíveis a doenças.

Quando comparados com outras profissões os motoristas profissionais têm aproximadamente 10% mais problemas de dores lombares.

HOSTENS e RAMON, (2003) compararam diferentes situações através da densidade espectral dos dados obtidos de uma cabine em aceleração. Com estes resultados eles descreveram a distribuição de energia numa faixa de frequência de interesse (0-25 Hz). Para isto

usaram filtros $W_i(f)$ para os três graus de liberdade, como proposto pela *British Standard BS 6841* que possui o seu equivalente *ISO 2631*, filtraram todas as frequências da cabine em aceleração que pouco contribuíam (abaixo de 2 Hz e acima de 10 Hz) para o desconforto e consideraram as frequências que contribuíam bastante para o desconforto. A fig. 2.1 ilustra o fato. Os dados coletados foram convertidos em valores de conforto utilizando o valor *rms* e os valores dos dados de vibração (*VDV*) conforme equações 2.1 e 2.2.

$$r.m.s. = \left[\frac{1}{N} \sum x^2(i) \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

$$VDV = \left[\frac{T_s}{N} \sum x^4(i) \right]^{1/4} \quad (2.2)$$



Figura 2.1 - Magnitude de vibração num corpo humano em função da frequência, levando-se em consideração o efeito da vibração vertical

Nas equações acima T_s é o período de tempo, N é o número de pontos para um período e $x(i)$ é a amplitude da frequência coletada.

Estes autores concluíram que o conforto é uma combinação da velocidade do veículo e da superfície da pista de rodagem; que em estradas “off road”, quando a mais de 20 Km/h, uma quantidade significativa de energia é transmitida para a cabine numa faixa de frequência que vai de 1,5 a 3,5 Hz e previram que no futuro será necessário dar mais atenção aos valores das amplitudes para baixas frequências (0,5 – 5 Hz) para preservar a saúde dos motoristas.

2.2. Tipos De Suspensão

As suspensões podem ser do tipo independente (cada roda funciona isoladamente), semi-independente, de eixo rígido, hidropneumáticas, tipo Mc Pherson, multilink ou de braços múltiplos.

2.2.1. Suspensão independente

Tipo de suspensão em que não existe qualquer ligação mecânica entre as duas rodas de um mesmo eixo. É conhecida como suspensão independente e é largamente utilizada nos veículos de passeio. Um típico sistema de suspensão independente é constituído por um mecanismo que conecta o chassi do veículo ao cubo da roda (bandeja), uma mola helicoidal e um amortecedor. Este mecanismo tem como função determinar a geometria do movimento da roda durante as ações das irregularidades e resistir às forças e momentos da suspensão durante as acelerações e desacelerações (RAGHAVAN, 1996).



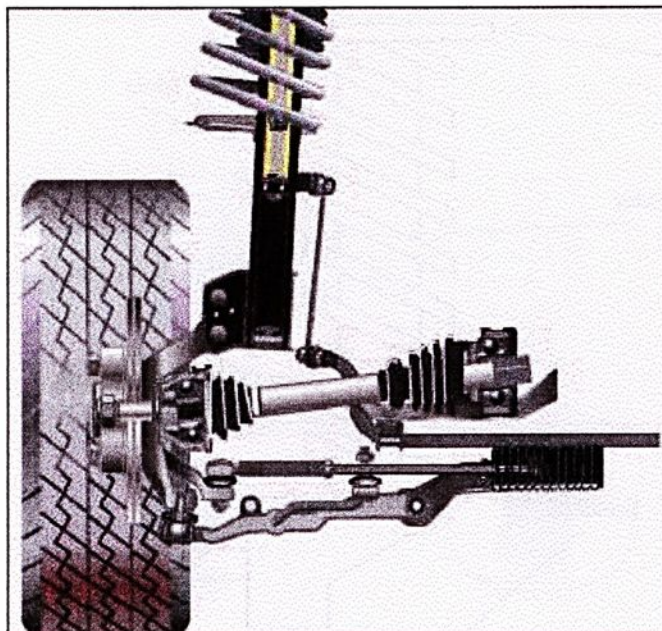


Figura 2.2. Suspensão independente (site: <http://www.suspensao.com.br/>, Janeiro de 2003)

O exemplo mais simples de suspensão independente é a do tipo “*Mc Pherson*” que contém um braço inferior ligado ao conjunto telescópico formado pelo amortecedor e mola.

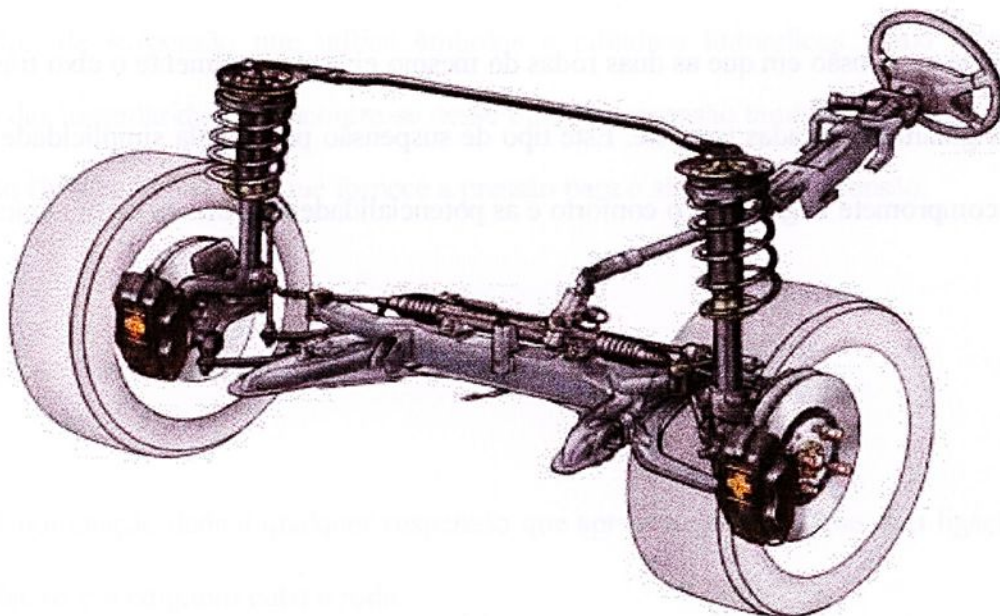


Figura 2.3. Sistema dianteiro de suspensão do tipo “Mc Pherson” (site: <http://www.xl.pt/aut/autopedia>, Janeiro de 2003).

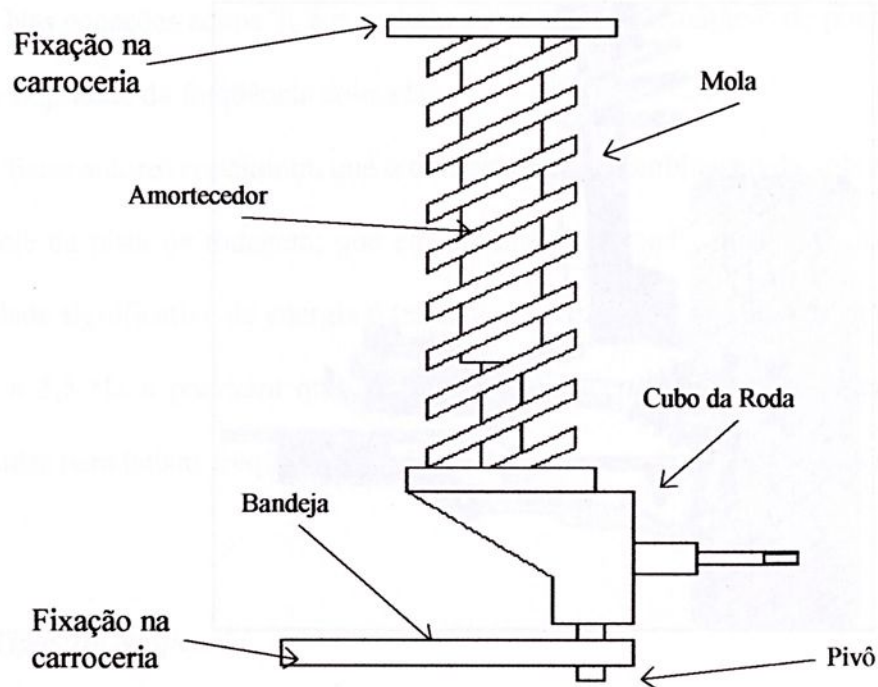


Figura 2.4. Esquema de uma suspensão passiva do tipo Mc Pherson.

2.2.2. Suspensão de eixo rígido

Tipo de suspensão em que as duas rodas do mesmo eixo (normalmente o eixo traseiro) se encontram rigidamente ligadas por este. Este tipo de suspensão prima pela simplicidade e baixo custo, mas compromete largamente o conforto e as potencialidades dinâmicas de um veículo.

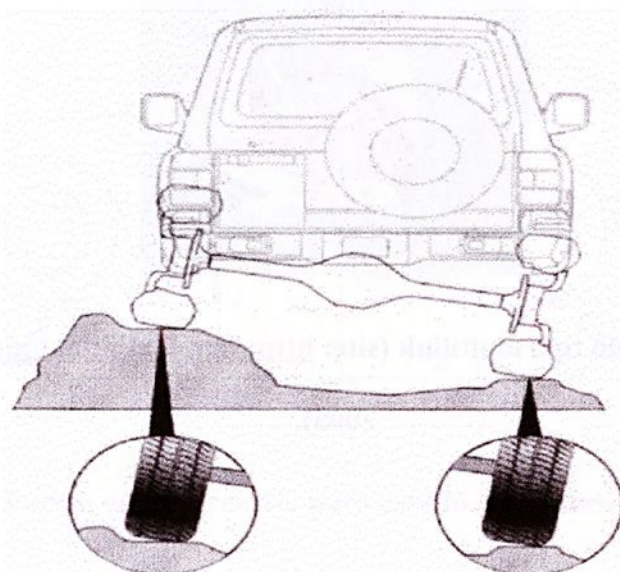


Figura 2.5. Exemplo de suspensão de eixo rígido (site: <http://www.xl.pt/aut/autopedia>, Janeiro de 2003).

2.2.3. Suspensão hidropneumática

Tipo de suspensão que utiliza êmbolos e cilindros hidráulicos como elementos de absorção das irregularidades. Encontra-se nesse tipo de suspensão também um elemento gerador de pressão (bomba hidráulica) que fornece a pressão para o sistema de suspensão.

2.2.4. Suspensão Multilink

Denominação dada a qualquer suspensão que apresente mais do que uma ligação (braço) entre o chassis e o conjunto cubo e roda.

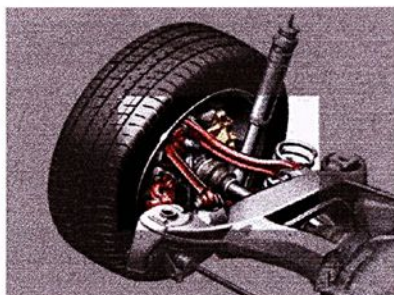


Figura 2.6. Suspensão do tipo multilink (site: <http://www.xl.pt/aut/autopedia>, Janeiro de 2003).

2.3. Conforto de Direção de um Veículo

Um veículo sofre ações de vários tipos de forças que causam vibrações e que compõem a dinâmica do mesmo. Esta dinâmica é classificada em Longitudinal, Lateral e Vertical (DOHRMANN, C., R., 1998).

2.3.1. Dinâmica Longitudinal

Considerando um veículo como um corpo rígido que se move por uma pista horizontal ideal, em cada eixo as forças nos pontos de contatos serão combinadas em forças normal e longitudinal.

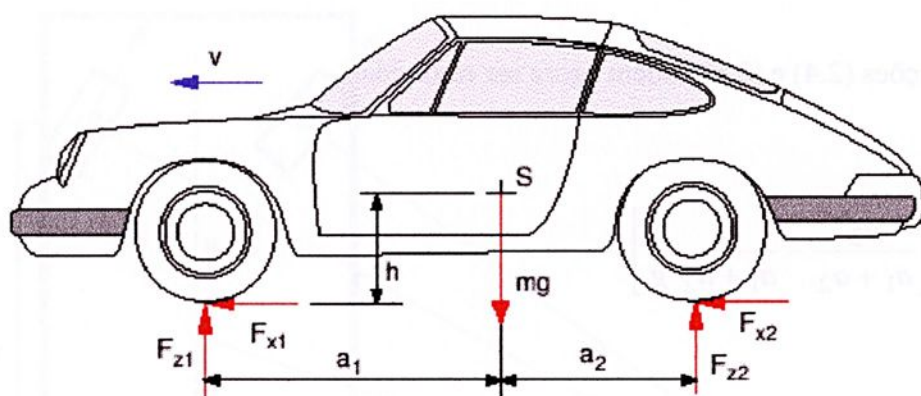


Figura 2.7 - Forças em um veículo para estudo da dinâmica longitudinal

Se as forças aerodinâmicas forem desprezadas, as equações de movimento no plano xz podem ser escritas como:

$$m\dot{v} = F_{x1} + F_{x2} \quad (2.3)$$

$$0 = F_{z1} + F_{z2} - mg \quad (2.4)$$

e

$$0 = F_{z1}a_1 - F_{z2}a_2 + (F_{x1} + F_{x2})h \quad (2.5)$$

na qual $\dot{v}$ indica a aceleração do veículo, m é a massa do veículo, $a_1 + a_2$ é a distância longitudinal entre rodas e “ h ” é a altura do centro de gravidade.

Este sistema de três equações apresenta quatro forças desconhecidas F_{x1} , F_{x2} , F_{z1} e F_{z2} .

Mas se inserirmos a eq. (2.4) em (2.5) poderemos eliminar duas incógnitas

$$0 = F_{z1}a_1 - F_{z2}a_2 + m\dot{v}h \quad (2.6)$$

As equações (2.4) e (2.6) podem agora ser resolvidas

$$F_{z_1} = mg \left[\frac{a_2}{a_1 + a_2} - \frac{h}{a_1 + a_2} \frac{\dot{v}}{g} \right] \quad (2.7)$$

e

$$F_{z_2} = mg \left[\frac{a_2}{a_1 + a_2} + \frac{h}{a_1 + a_2} \frac{\dot{v}}{g} \right] \quad (2.8)$$

O peso do veículo “ mg ” é distribuído ao longo dos eixos de acordo com a posição do centro de gravidade. Na aceleração $\dot{v} > 0$, o eixo frontal é aliviado. O eixo traseiro é aliviado na desaceleração $\dot{v} < 0$.

2.3.2 Dinâmica Lateral

O ângulo de esterçamento necessário das rodas frontais de um veículo pode ser conseguido através do modelo esquematizado na fig. 2.8

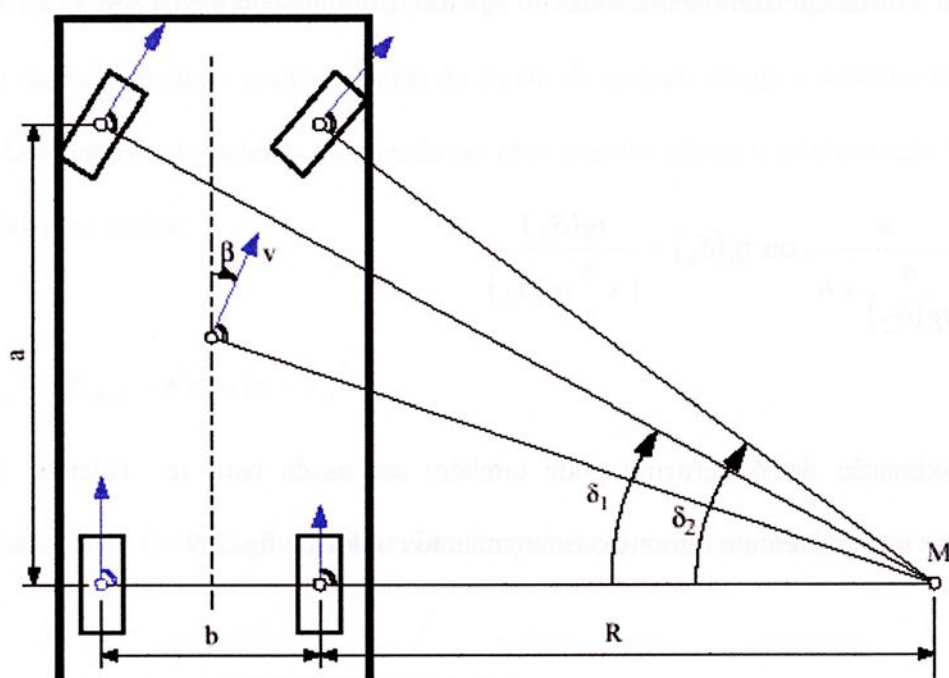


Figura 2.8 - Geometria de esterçamento de Ackermann para um veículo de dois eixos

Em movimentos lentos o “lay out” do sistema de esterçamento é feito de acordo com a geometria de Ackermann. Com um ângulo de esterçamento dado, por exemplo δ_2 a distância longitudinal entre rodas “a” estabelece o raio da curva de acordo com:

$$\operatorname{tg}(\delta_2) = \frac{a}{R} \text{ ou } R = \frac{a}{\operatorname{tg}(\delta_2)} \quad (2.9).$$

Para a segunda roda tem-se:

$$\operatorname{tg}(\delta_1) = \frac{a}{R + b} \quad (2.10)$$

com “ b ” sendo a distância lateral entre rodas do veículo. Combinando a eq. (2.9) e (2.10) obtém-se

$$\operatorname{tg}(\delta_1) = \frac{a}{\frac{a}{\operatorname{tg}(\delta_2)} + b}, \text{ ou } \operatorname{tg}(\delta_1) = \frac{\operatorname{tg}(\delta_2)}{1 + \frac{b}{a} \operatorname{tg}(\delta_2)} \quad (2.11)$$

A aproximação de Ackermann pode também ser usada para se calcular o espaço necessário para virar um veículo durante o esterçamento conforme fig. 2.9

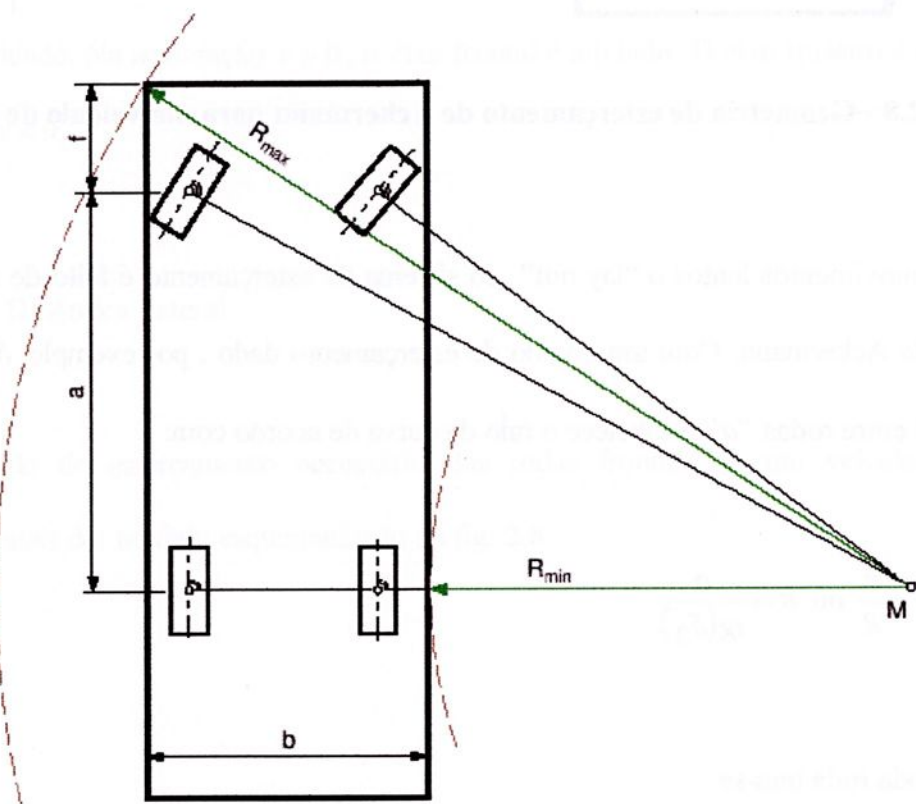


Figura 2.9 - Espaço necessário para esterçamento

Se as rodas frontais de um veículo de dois eixos são esterçadas de acordo com a geometria de Ackermann o ponto de saída da frente do veículo atinge o máximo raio " $R_{\max}$ " e o ponto do lado interno do veículo localizado no eixo traseiro atinge o mínimo raio " $R_{\min}$ " (RILL, 2003). Obtém-se assim:

$$R_{\max}^2 = (R_{\min} + b)^2 + (a + f)^2 \quad (2.12)$$

" f " é a distância da frente do veículo ao eixo frontal. Aqui, o espaço necessário

$$\Delta R = R_{\max} - R_{\min} = \sqrt{(R_{\min} + b)^2 + (a + f)^2} - R_{\min} \quad (2.13)$$

pode ser calculado como função do raio de giro $R_{\min}$.

O espaço necessário ΔR para virar um carro ("*car*") típico de passageiro e para virar um ônibus ("*bus*") pode ser visto na fig. 2.10 em função do raio mínimo de giro.

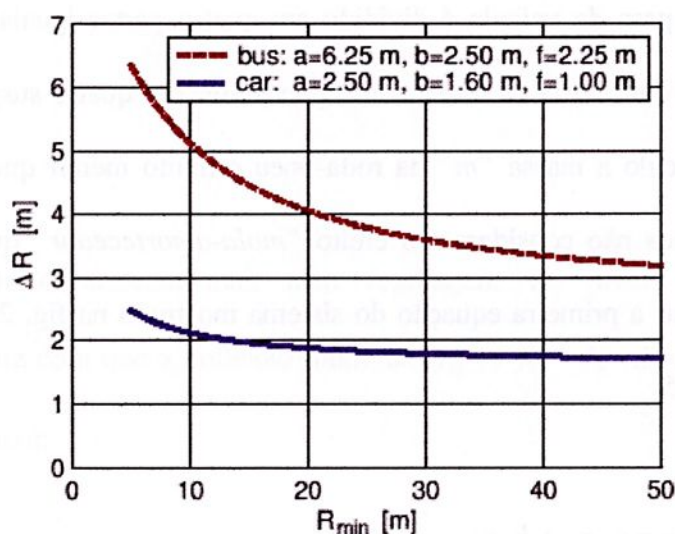


Figura 2.10 - Espaço necessário para virar um carro ("*car*") típico de passageiro e um ônibus ("*bus*") (RILL, 2003).

2.3.3 Dinâmica Vertical

O conforto de um veículo é sentido pelos ocupantes do mesmo. Uma maneira de tornar este critério objetivo é criar um modelo que descreva a dinâmica vertical deste veículo. Isto é feito através do sistema de suspensão. O registro das amplitudes e acelerações de vibração da carroceria são parâmetros mensuráveis do conforto sentido por estes ocupantes (RILL, 2003).

A função da suspensão de um automóvel é garantir conforto, boa condução e segurança numa viagem qualquer. Assim sendo, deve isolar o habitáculo (carroceria, compartimento dos passageiros) dos efeitos das irregularidades do piso de rodagem, manter uma condição de conforto durante os momentos de aceleração e transmitir uma sensação de confiança ao motorista (RAGHAVAN, 1996).

Os parâmetros envolvidos na constituição desta suspensão são considerados por muitos autores constantes, ou seja, os coeficientes de rigidez (k) e de amortecimento (c) não variam.

Os estudos de conforto são efetuados, geralmente, em modelos de “1/4 de veículo”. Este modelo considera que o peso do veículo é dividido em quatro partes iguais entre as rodas do mesmo. Assim é possível concentrar os estudos em apenas uma das quatro suspensões.

Como em um veículo a massa “ m ” da roda-pneu é muito menor que a massa “ M ” da carroceria, alguns trabalhos não consideram o efeito “mola-amortecedor” que o sistema roda-pneu exerce ao se modelar a primeira equação do sistema mostrado na fig. 2.11 e representado pelas equações 2.14 e 2.15.

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = c_2 x_0 + k_2 x_0 \quad (2.14)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_2 \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 = k_1 x_0 \quad (2.15)$$

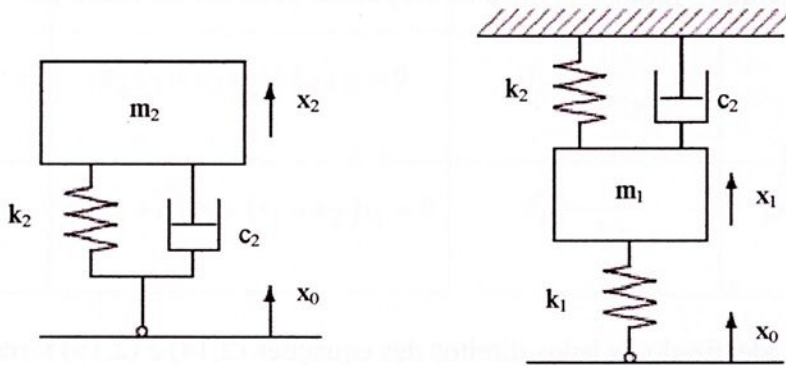


Figura 2.11 - Modelo simples para se encontrar as equações de movimento vertical de um veículo

Aqui x_2 e x_1 são os movimentos verticais da carroceria e da roda-pneu, respectivamente. k_2 e c_2 descrevem a constante de rigidez da mola e absorvedor de choque do amortecedor e k_1 descreve a rigidez vertical do pneu. O amortecimento do pneu é desconsiderado.

Para uma mola com característica linear a deflexão é calculada por

$$f_0 = \frac{m_2 g}{k_2} \quad (2.16)$$

Para suspensão convencional, sem regulagem de nível, a variação de carga $m_2 \rightarrow m_2 + \Delta m_2$ faz com que a deflexão mude de $f_0 \rightarrow f_0 + \Delta f$. Por analogia à eq. (2.16) a deflexão adicional será:

$$\Delta f = \frac{\Delta m_2 g}{k_2} \quad (2.17)$$

Se para a máxima variação de carga $\Delta m_{2\max}$ a deflexão adicional da mola for limitada por $\Delta f_{\max}$, o coeficiente de rigidez da mola da suspensão pode ser estimado por

$$k_2 \geq \frac{\Delta m_{2\max} g}{\Delta f_{\max}} \quad (2.18)$$

Num modelo idealizado os lados direitos das equações (2.14) e (2.15) tornam-se zero pois $x_0 = 0$ e $\dot{x}_0 = 0$ no instante $t = 0$. Assim as equações diferenciais de segunda ordem ficam homogêneas e podem ser escritas como:

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x = 0 \quad (2.19)$$

As constantes de amortecimento δ e a frequência circular natural ω_0 podem ser determinadas comparando-se as equações (2.19) com (2.14) e (2.15) de acordo com a tabela 2.1.

Com

$$x = x_0 e^{\lambda t} \quad (2.20)$$

a eq. (2.19) fica

$$(\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega_0^2)x_0 e^{\lambda t} = 0 \quad (2.21)$$

TABELA 2.1. Constante de amortecimento e frequência natural não amortecida

Movimento	Equação Diferencial	Constante de Amortecimento	Frequência Natural não Amortecida
Cabine	$m_2\ddot{x}_2 + c_2\dot{x}_2 + k_2x_2 = 0$	$\delta_c = \frac{c_2}{2m_2}$	$\omega_{c_0}^2 = \frac{k_2}{m_2}$
Roda-Pneu	$m_1\ddot{x}_1 + c_2\dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 = 0$	$\delta_r = \frac{c_2}{2m_1}$	$\omega_n^2 = \frac{k_2 + k_1}{m_1}$

que leva a

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega_0^2 = 0 \tag{2.22}$$

cuja solução é

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \tag{2.23}$$

Para $\delta^2 \geq \omega_0^2$, as raízes $\lambda_{1,2}$ são reais e; com $\delta > 0$ as raízes são negativas, $\lambda_{1,2} < 0$.

No tempo $t = 0$, $x = x_0$ e $\dot{x} = 0$.

Para $\delta^2 < \omega_0^2$ as raízes serão complexas

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm i\sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \tag{2.24}$$

Para $\delta^2 = \omega_0^2$ teremos

$$\delta = \omega_0 \quad (2.25)$$

que, com relação à estabilidade, descreve um comportamento ótimo do sistema.

Os parâmetros do amortecedor podem agora ser calculados de acordo com a tabela 2.1.

$$(c_2)_{ideal_1} = 2m_2 \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = 2\sqrt{k_2 m_2} \quad (2.26)$$

que é o coeficiente de amortecimento ideal para a vibração da carroceria, e

$$(c_2)_{ideal_2} = 2m_1 \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_1}} = 2\sqrt{(k_1 + k_2)m_1} \quad (2.27)$$

que é o coeficiente ideal para a vibração da roda.

A fig. 2.12 mostra o tempo de resposta de um sistema oscilador, para um distúrbio inicial, que representa a solução da eq. (2.19). O sistema foi inicializado com velocidade $\dot{x}(t=0)=0$ e com deslocamento $x(t=0)=0$. Se o coeficiente de amortecimento δ é aumentado o sistema se aproxima da posição estável $x_G = 0$ cada vez mais rápido.

Chamando as diferenças da posição do estado estável como erros $\epsilon(t) = x(t) - x_G$, permite que se obtenha a qualidade da vibração. O erro global é calculado por:

$$\epsilon_G^2 = \int_{t=0}^{t=t_E} x^2(t) dt \quad (2.28)$$

onde o tempo t_E tem que ser escolhido apropriadamente. Se o erro geral torna-se mínimo

$$\epsilon_G^2 \rightarrow \text{mínimo} \quad (2.29)$$

o sistema se aproxima da posição de estado estável o mais rápido possível.

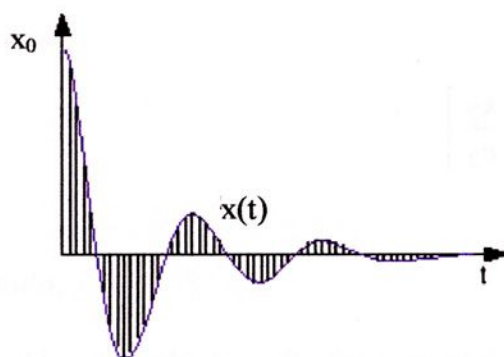


Figura 2.12 - Vibração amortecida

Para se julgar o conforto e a segurança de direção são utilizadas os valores x_2 e $\ddot{x}_2$ e o comportamento do sistema será ideal se os parâmetros m_2 , m_1 , c_2 , k_2 e k_1 resultarem das necessidades de conforto

$$\epsilon_{Gc}^2 = \int_{t=0}^{t=t_E} \left\{ (g_1 \ddot{x}_2)^2 + (g_2 x_2)^2 \right\} dt \rightarrow \text{mínimo} \quad (2.30)$$

e segurança

$$\epsilon_{Gs}^2 = \int_{t=0}^{t=t_E} (k_1 x_1)^2 dt \rightarrow \text{mínimo} \quad (2.31)$$

com os fatores g_1 e g_2 , aceleração e deflexão respectivamente, computados diferentemente. Na eq. (2.14) do movimento da carroceria temos os termos $m_2 \ddot{x}_2$ e $k_2 x_2$. Com $g_1 = m_2$ e $g_2 = k_2$ pode-se obter os fatores que se ajustam ao sistema.

A integral das equações (2.30) e (2.31) podem, para $t_E \rightarrow \infty$ serem resolvidas analiticamente. Obtém-se:

$$\epsilon_{Gc}^2 = x_{20}^2 \frac{k_2}{m_2} \frac{1}{2} \left[\frac{c_2}{m_2} + 2 \frac{k_2}{c_2} \right] \quad (2.32)$$

e

$$\epsilon_{Gs}^2 = x_{10}^2 k_1^2 \frac{1}{2} \left[\frac{c_2}{k_2 + k_1} + \frac{m_1}{c_2} \right] \quad (2.33)$$

Pequena rigidez da suspensão da carroceria $k_2 \rightarrow 0$ ou valores elevados para a massa $m_2 \rightarrow \infty$, diminui o valor dado pela eq. (2.32), ($\epsilon_{Gc}^2 \rightarrow 0$) que significa um alto conforto de direção.

Porém uma massa de elevado valor não é econômico em um veículo e o valor da rigidez não pode ser reduzido arbitrariamente pois as variações da carga causariam grandes mudanças na deflexão estática.

Para valores fixos de k_2 e m_2 o amortecedor pode ser projetado de maneira que minimize a eq. (2.32). A condição necessária para um mínimo é:

$$\frac{\partial \epsilon_{Gc}^2}{\partial c_2} = x_{20}^2 \frac{k_2}{m_2} \frac{1}{2} \left[\frac{1}{m_2} - 2 \frac{k_2}{c_2^2} \right] = 0 \quad (2.34)$$

o parâmetro ideal do coeficiente do absorvedor de choque é:

$$(c_2)_{ideal_3} = \sqrt{2k_2 m_2} \quad (2.35)$$

que garante um melhor conforto.

Valores baixos da rigidez da roda $k_1 \rightarrow 0$, faz com que a eq. (2.33) fique com valor baixo e assim reduz a variação dinâmica de carga na roda. Porém a rigidez do pneu não pode ser reduzido arbitrariamente pois causaria grandes deformações deste. Massas do sistema roda-pneu com valores baixos $m_1 \rightarrow 0$ e / ou coeficientes do absorvedor de choque com valores altos $k_2 \rightarrow 0$ também reduz o valor da eq. (2.33). O uso de rodas de ligas de metais leves faz com que o peso do sistema roda-pneu diminua e a segurança aumente.

Com valores fixos de k_2 , k_1 e m_1 , o amortecedor pode também ser projetado para minimizar a eq. (2.33). Da condição necessária para o mínimo da equação:

$$\frac{\partial \epsilon_{Gs}^2}{\partial c_2} = x_{10}^2 k_1^2 \frac{1}{2} \left[\frac{1}{k_2 + k_1} - \frac{m_1}{c_2} \right] = 0 \quad (2.36)$$

o parâmetro ótimo do coeficiente do absorvedor de choque do amortecedor será:

$$(c_2)_{ideal_4} = \sqrt{(k_2 + k_1)m_1} \quad (2.37)$$

que garante ótima segurança (RILL, 2003).

2.4. Suspensão Ativa

O Sistema de suspensão ativa é formado por elementos sensores, atuadores, unidade de processamento e os demais elementos de uma suspensão passiva.

Este sistema utiliza inúmeros sensores que monitoram desde a aceleração do veículo até a altura da carroceria em relação ao plano de rodagem. As informações captadas são transferidas a uma unidade de processamento onde se encontram as rotinas para geração do sinal de saída para o atuador. O atuador consiste, geralmente, de um cilindro hidráulico contendo válvulas de aberturas variáveis que limitam o fluxo de fluido para o cilindro. As válvulas são os elementos que controlam o movimento ascendente e descendente do êmbolo. Desta forma o sinal de entrada leva o sistema a corrigir as irregularidades do piso.

A utilização de controladores em suspensões automotivas nas competições data do início da década de 1990, já com o grande desenvolvimento da indústria eletrônica dos microprocessadores. O uso desta tecnologia em veículos fabricados em série se deu no início do

ano 2001. Essa tecnologia fora chamada de ABC (Active Body Control – Controle Ativo da Carroceria) e desenvolvida pela empresa alemã *Sachs* com apoio da montadora *Mercedes Benz*.

O sistema de suspensão ativa comporta-se como um sistema de banda larga, onde a correção dá-se numa grande faixa de frequências. A potência consumida nesse sistema é alta.

Na fig. 2.13 é apresentado um modelo esquemático simplificado deste sistema.

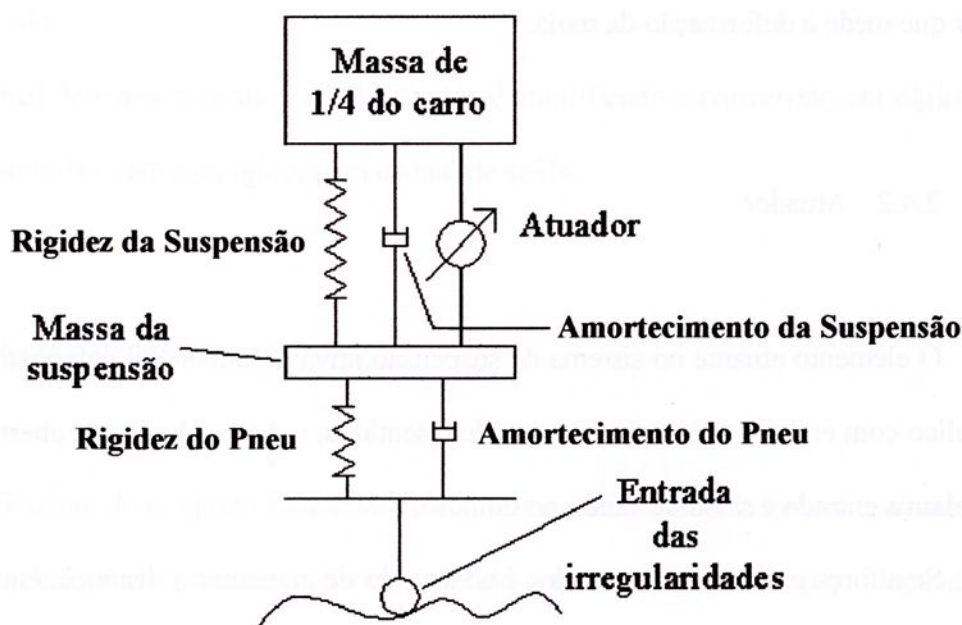


Figura 2.13 Modelagem simplificada de um sistema ativo de suspensão.

2.4.1 Elementos Sensores

Neste sistema de suspensão existem os mais variados tipos de sensores. No caso do sistema desenvolvido pela *Sachs*, existem treze sensores espalhados pelo veículo.

Numa pista reta (sem curvas) o elemento de maior importância é o sensor que mapeia a superfície do piso de rodagem. A partir deste sinal é que o sistema toma a decisão de compensar ou não as irregularidades. Os tipos mais encontrados são os de ultra-som e lasers.

Trabalhando em conjunto existe um sensor de velocidade, que determinará o tempo necessário para que o sistema responda àquela irregularidade detectada.

Outro elemento de importância é o sensor de altura, que a todo momento estará medindo a altura da carroceria em relação ao solo. Dependendo da velocidade e das condições da pista a unidade de processamento poderá aumentar ou diminuir a distância entre a carroceria e o solo.

Também outro elemento de sensoramento com grande importância para o sistema é o sensor que mede a deformação da mola.

2.4.2 Atuador

O elemento atuante no sistema de suspensão ativa geralmente é composto de um cilindro hidráulico com êmbolo que se desloca em dois sentidos, e duas válvulas de abertura variável que controlam a entrada e saída de fluido no cilindro.

Se a força exercida pelo atuador é no sentido de aumentar a distância entre a carroceria e o solo, a primeira válvula aumenta a abertura e a segunda reduz a abertura para a passagem do fluido. Do contrário a primeira reduz a abertura e a segunda aumenta a abertura para a passagem do fluido.

A abertura da válvula que controla a entrada e saída de fluido no cilindro é determinada pela unidade de processamento do sistema ativo da suspensão.

2.4.3 Unidade de Processamento

A unidade de processamento é um microprocessador com uma rotina programada internamente e responsável pela leitura dos dados providos dos sensores, pelo processamento e pela geração dos dados de saída.

Nela é que o sistema interage com a pista de rodagem. Decisões podem ser tomadas de acordo com o tipo de piso, velocidade, nível de rigidez da suspensão, dentre outras. O sistema identifica acelerações (arrancadas) e curvas, corrigindo-as e garantindo segurança e conforto aos ocupantes do veículo.

Tanto o sinal de entrada como o sinal de saída é amplificado e convertido em digital, no caso do sinal de entrada e, em analógico, para o sinal de saída.

2.4.4 Princípio de Funcionamento

O funcionamento do conjunto baseia-se na leitura instantânea dos dados provenientes dos sensores. No caso de uma reta, o sistema faz a leitura do sensor que mapeia o piso, dependendo da velocidade do automóvel o sistema calcula o tempo para a futura reação do atuador.

Para os casos excepcionais como aceleração, o sistema identifica esta aceleração e evita que a frente do veículo venha a levantar-se. No caso das frenagens ocorre ao contrário, o sistema corrige a tendência que o veículo tem de levantar a traseira.

Outro caso excepcional ocorre quando o veículo entra em uma curva. A tendência natural do veículo seria levantar o lado correspondente a menor distância do centro da curva e comprimir o lado oposto. Novamente o sistema corrige e evita este efeito inercial.

No caso das irregularidades que o sistema desconsidera, o conjunto de suspensão ativa age como uma suspensão passiva, trabalhando somente os elementos passivos (como molas, amortecedores etc).



2.5. Estudos Desenvolvidos Sobre Conforto de Veículos

Com o desenvolvimento da indústria automobilística vem sendo exigido cada vez mais dos carros de luxo. Uma das exigências, que é tema de muitos estudos, é o desenvolvimento de sistemas de suspensão ativa. Várias pesquisas estão sendo feitas. Estas envolvem desde Lógica Fuzzy, até Algoritmo Genético (DU, H., et al., 2003; TRINDADE, M. A., et al., 2000; PASSARINI, L. C., 2002; ARRAMED, A., et al., 1992; BARBOSA, R. S., 1999; ELBEHEIRY, E. M., 2000 and et al. 1996; FOO, E., et al., 2000; KAWABLE, T., et al., 1998; YOSHIMURA, T., et al., 2001; NAGAI, M., et al., 1997).

Sistemas que contém sensores, que enxergam obstáculos a alguns metros adiante de onde a roda do veículo vai passar, e enviam mensagem para suavizar o desconforto da vibração que seria causada aos ocupantes do veículo, são temas de estudos.

VETTURI et al., (1996), apresentam o resultado de um estudo para dinâmica vertical com um modelo de “1/2 veículo” isto é, duas rodas na mesma lateral do carro para um sistema de suspensão semi-ativa e afirmam que é uma alternativa possível para um sistema ativo completo. Neste modelo a força de amortecimento de cada suspensão é obtida ao se modular seus fatores de amortecimento de acordo com as funções oportunas das variáveis de estado do sistema. Isto permite alcançar vários objetivos com a suspensão ativa completa, sem a necessidade de grande soma de energia. A fig. 2.14 apresenta o modelo proposto por estes autores.

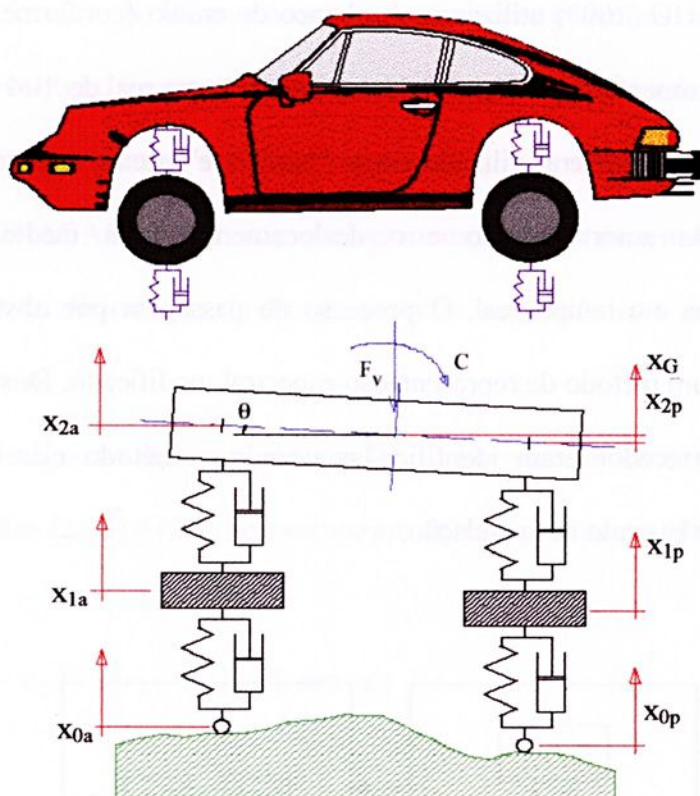


Figura 2.14- Modelo Mecânico do Veículo

São raros os casos que consideram “1/2 veículo” como modelo devido à complexidade do modelagem.

A maioria dos estudos para análise do Sistema de Suspensão veicular envolve “1/4 de veículo”. Estes modelos são bem aceitos pois se pode simular o efeito de uma curva brusca como sendo uma carga adicionada ou retirada da carroceria do veículo.

Destes estudos a maioria considera os coeficientes envolvidos no sistema como sendo constantes e lineares.

Na verdade os modelos propostos por tais autores são simplificados uma vez que o amortecedor não possui uma curva de amortecimento linear simétrica em função da velocidade de compressão ou tração do mesmo.

SCHIEHLEN e HU (2003) utilizaram um banco de ensaio (conforme esquematizado na fig. 2.15) que permitia somente excitação senoidal em um sistema real de “1/4 de veículo”. Neste banco de ensaio o amortecedor era utilizado como “hardware” e era excitado por um atuador hidráulico. A força de amortecimento e o deslocamento eram medidos diretamente e realimentado no sistema em tempo real. O processo de passagem por obstáculos era gerado aleatoriamente usando um método de representação espectral modificado. Dos dados medidos, as características do amortecedor eram identificadas usando o método clássico dos mínimos quadrados e um método baseado na correlação.

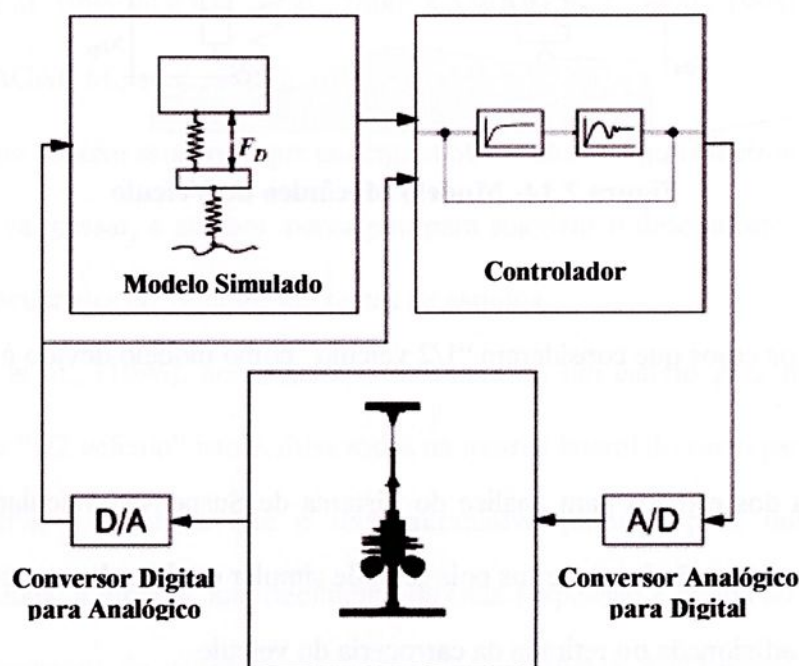


Figura 2.15 - Princípio da simulação proposta por SCHIEHLEN e HU (2003).

MINAKAWA et al. (1999) desenvolveram um método para medição da força transmitida da pista para os pneus. A observação do comportamento pneu-roda e da força de transmissão foi feita através dos seis graus de liberdades no centro de gravidade deste sistema pneu-roda, das

seis forças de inércia correspondentes a este e das seis componentes da força de transmissão entre o sistema pneu-roda e carroceria. Estas medidas foram efetuadas usando instrumentos atados ao veículo em movimento.

NOZAKI e INAGAKI (1998) desenvolveram um método para medição do coeficiente de amortecimento e do coeficiente de rigidez da mola da suspensão com equipamentos montados diretamente no veículo.

Através do esquema apresentado na fig. 2.16 estes autores modelaram o sistema, obtiveram as equações (2.38) e (2.39) e executaram as medições como apresentado na fig. 2.17.

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = P_0 \sin \omega t ; \quad (2.38)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 - k_1(x_1 - x_2) - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad (2.39)$$

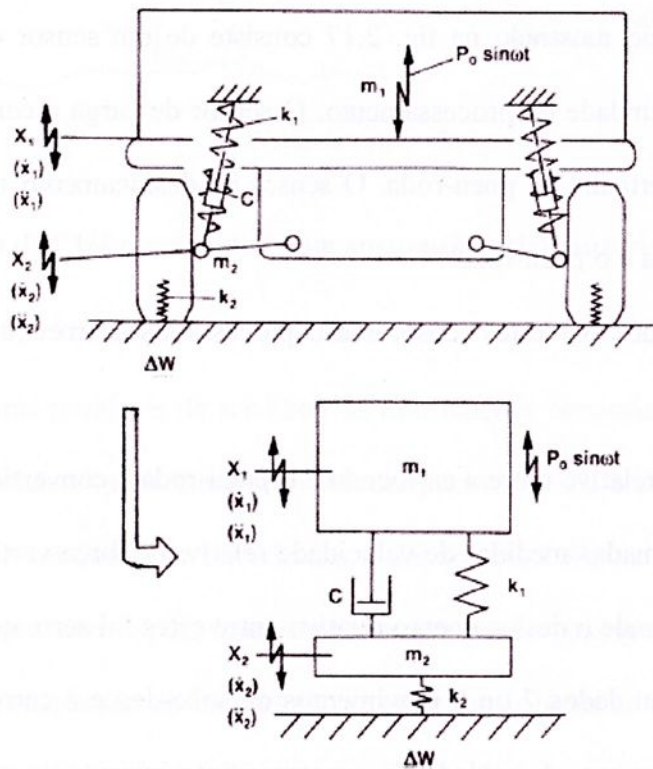


Figura 2.16 - Modelo de "1/4 de veículo" proposto por NOZAKI e INAGAKI (1998).

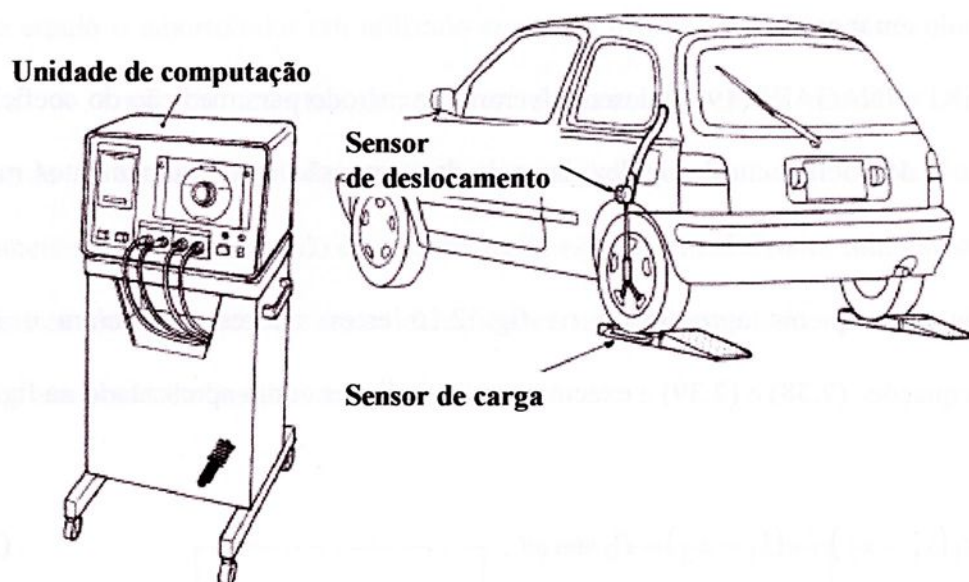


Figura 2.17 – Montagem dos equipamentos para coleta de dados.

O banco de ensaio mostrado na fig. 2.17 consiste de um sensor de deslocamento, um sensor de carga e uma unidade de processamento. O sensor de carga é construído para detectar somente movimentos verticais do pneu-roda. O sensor de deslocamento mede o deslocamento relativo entre a carroceria e o pneu-roda.

Os valores medidos por estes sensores são processados aritmeticamente na unidade de processamento.

O deslocamento relativo entre a carroceria e o pneu-roda é convertido em velocidade por diferenciação. Foram tomadas medidas de velocidade relativas e força vertical entre a carroceria e o pneu-roda no ponto onde o deslocamento relativo entre estes foi zero, quando a carroceria foi posta para oscilar. Foram dados 7 ou 8 movimentos de sobe-desce à carroceria, aumentando a intensidade de fraco a brusco. A unidade de processamento executa os cálculos e imprime os

resultados. O coeficiente de rigidez da mola do amortecedor e a carga no pneu-roda também são impressos.

BENDER, (1988) afirma que a performance da suspensão ativa pode ser melhorada se houver um conhecimento da superfície de rodagem, isto é, se houver informação prévia para um controle.

Com esta informação pode-se, por exemplo, preparar o veículo para a passagem do mesmo por obstáculos ou depressões sem impactos severos, conforme ilustrado pela fig. 2.18

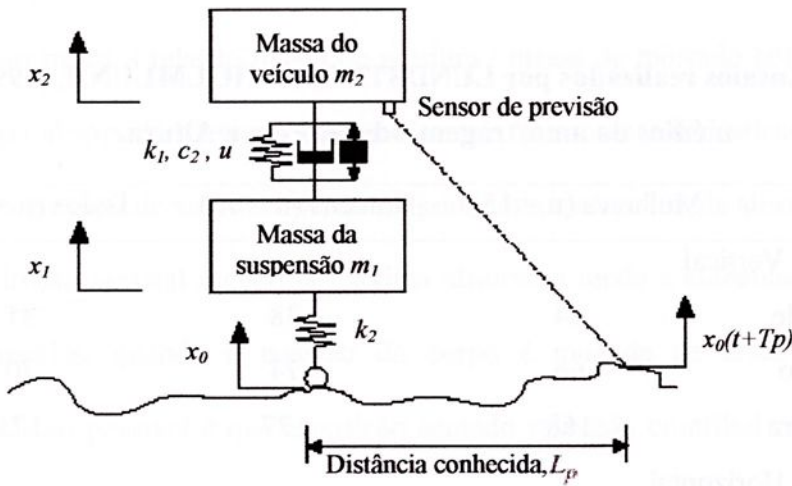


Figura 2.18 - Modelo de "1/4 de veículo" com suspensão ativa que visualiza a pista a frente

Há duas maneiras possíveis de se obter as informações necessárias. Uma é a utilização de sensores que "visualizam" a pista antes do veículo passar por ela e outra que estima o perfil da pista assumindo que os dados de entrada nas rodas traseiras são os mesmos pelos quais as rodas dianteiras passaram, exceto pelo intervalo de tempo entre a passagem destas.

Em controle de suspensão de veículo não se pode medir todas as variáveis de estados por razões práticas e assim as informações ficam incompletas. Todos os sinais medidos, incluindo o sinal do sensor que visualiza adiante a pista de rodagem, contém ruídos contaminantes. Há a

necessidade de filtrar os sinais (YOSHIMURA e EDOKORO, 1993; HAC, 1992; LOUAM et al., 1988).

LUNDSTROM e HOLMLUND, (1998) estudaram dois grupos de pessoas. Cada grupo consistiu de 15 homens e 15 mulheres. Um grupo foi submetido à vibração no sentido vertical (z) e outro no sentido horizontal (x,y).

Estes autores coletaram a idade de cada pessoa, o tipo de trabalho, tempo de trabalho, estado geral de saúde, antecedentes e condições reais de exposição à vibração WBV (Whole-body vibration), etc, conforme Tabela 2.2.

TABELA 2.2. Ensaios realizados por LUNDSTROM e HOLMLUND, (1998). Valores médios da amostragem, Idade, Peso e Altura.

	Mulheres (n = 15)	Homens (n = 15)	Todos (n = 30)
Direção Vertical			
Idade	24	38	31
Peso	66	74	70
Altura	168	177	173
Direção Horizontal			
Idade	35	38	37
Peso	63	75	69
Altura	167	177	172

Eles submeteram estas pessoas a WBV na direção vertical (2-80Hz) e na horizontal (1,13-80 Hz) e concluíram:

- a) A variação individual da magnitude e da frequência na qual ocorre a máxima absorção é grande em todas as direções particularmente para frequências abaixo de 10 Hz,

- b) A postura (ereto ou sentado-relaxado) tem significativa influência no efeito da vibração no corpo,
- c) Geralmente a quantidade de energia absorvida aumenta com a frequência até um valor na faixa de 4-6 Hz, para a vibração vertical, e abaixo de 3 Hz, para a vibração horizontal, durante a exposição a um nível de aceleração constante. Acima destes valores há um gradual declínio com o aumento da frequência,
- d) A energia absorvida em cada frequência é proporcional ao quadrado da aceleração,
- e) As mulheres tendem a absorver mais energia por kg de peso. Isto pode ser devido a diferenças na estrutura do corpo e a biodinâmica,
- f) Quanto maior a relação massa de gordura / massa de músculo corporal, maior será a energia absorvida. Pessoas gordas são mais “viscosas e inelásticas”. Isto implica em um maior grau de amortecimento e, assim, uma maior energia absorvida,
- g) Na direção vertical a energia máxima absorvida tende a aumentar e ocorre a baixas frequências, quando a posição do corpo é mudada de ereto para relaxado. A explicação possível é que a posição sentado relaxado contribui mais para relaxar os músculos na região dorsal e abdominal que, por sua vez, reduz a rigidez do corpo e aumenta o amortecimento,
- h) Outras partes do corpo, tais como vasos, nervos, músculos, ossos e juntas, estão sujeitos a compressão e extensão durante a exposição à vibração. Se a solicitação física nestas estruturas não excede a faixa elástica, então nenhuma energia será absorvida. Isto implica que o prejuízo orgânico ocorre somente depois que os limites elásticos forem excedidos. Esta discussão presume a estrutura do corpo comportando-se como um sistema massa-mola sem amortecimento interno. Uma vez que estruturas biológicas possuem amortecimentos internos, elas absorvem energia mesmo quando forças dinâmicas estão dentro da faixa elástica. Energia não absorvida

pode ainda ter influência uma vez que a atividade da vibração difere para os tipos de receptores. Este fato e a própria solicitação mecânica têm influência no processo biomédico e interfere com a circulação sanguínea e a nutrição. É possível que alguns tipos de reclamação ou distúrbio são relacionados com a energia absorvida ou não absorvida enquanto outros são relacionados aos dois.

Um exemplo de efeito da energia absorvida é a desordem “músculo-esquelal” enquanto que efeitos no conforto e na percepção estariam relacionados à energia não absorvida. Isto é puramente especulativo, pois não existe nada na literatura científica sobre o assunto.

Outra possibilidade é que os efeitos detrimenais estão puramente ligados à quantidade total de vibrações.



CAPÍTULO 3

3. MODELAGEM DO SISTEMA “1/4 DE VEÍCULO”

A modelagem matemática do sistema dinâmico simplificado é feita a partir do equilíbrio de forças tendo como base a fig. 3.1,

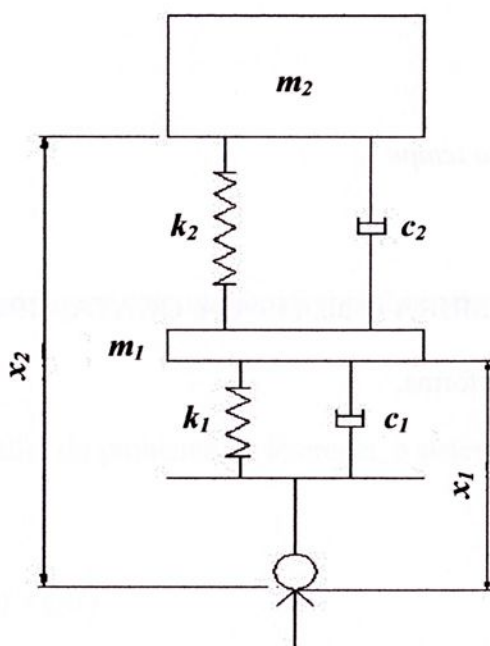


Figura 3.1. Modelo dinâmico simplificado do conjunto de suspensão.

Assim obtém-se as seguintes equações:

$$m_1 \ddot{x}_1 = c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 \quad (3.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2(x_2 - x_1) \quad (3.2)$$

na qual m_2 , c_2 e k_2 são respectivamente, massa de $\frac{1}{4}$ do veículo, coeficiente de amortecimento viscoso (amortecedor) e coeficiente de rigidez da mola. m_1 , c_1 e k_1 são respectivamente, massa da suspensão, coeficiente de amortecimento do pneu e coeficiente de rigidez do pneu. Os demais x_1 e x_2 são respectivamente, deslocamento da suspensão e o deslocamento da carroceria.

As eqs. (3.1) e (3.2), podem ser escritas da seguinte forma matricial,

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.3).$$

3.1. Resposta do sistema no tempo

De acordo com YOSHIMURA et al., (1990) e OGATA, (1998) um sistema de equações de estado é descrito da seguinte forma,

$$\dot{X}_1(t) = X_2(t)$$

$$\dot{X}_2(t) = X_3(t)$$

...

$$\dot{X}_n(t) = -\frac{a_n}{a_0} X_1(t) - \frac{a_{n-1}}{a_0} X_2(t) - \dots - \frac{a_2}{a_0} X_{n-1}(t) - \frac{a_1}{a_0} X_n(t) + \frac{1}{a_0} f(t) \quad (3.4).$$

Esta equação pode ser escrita da forma compacta como estado,

$$\dot{X}(t) = AX(t) + Bf(t) \quad (3.5)$$

na qual $X(t)$ é o vetor de estado com n elementos, $f(t)$ é o vetor de força com n elementos, A é a matriz de estado com $(n \times n)$ elementos e B a matriz de entrada com $(n \times 2)$ elementos.

A resposta no tempo deste sistema é da seguinte forma,

$$x(t) = \phi(t)X(0) + \int_0^t \phi(t-\tau)bf(\tau)d\tau \quad (3.6)$$

neste caso,

$$\phi(t) = L^{-1}(sI - A)^{-1} \quad (3.7).$$

A eq. (3.7), é o Laplace inverso da matriz inversa formada pela diferença das matrizes sI e A .

Voltando agora a análise do problema de interesse, o sistema tem a seguinte forma,

$$A_0\ddot{q}(t) + A_1\dot{q}(t) + A_2q(t) = Q(t) \quad (3.8)$$

sendo,

$$q(t) = \begin{bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ \vdots \\ q_n(t) \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$Q(t) = \begin{bmatrix} Q_1(t) \\ Q_2(t) \\ \vdots \\ Q_n(t) \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Tomando a identidade $\dot{q}(t) \equiv \dot{q}(t)$ na eq. (3.8) tem-se,

$$\ddot{q}(t) = -A_0^{-1} A_1 \dot{q}(t) - A_0^{-1} A_2 q(t) + A_0^{-1} Q(t) \quad (3.11).$$

Este sistema pode ser escrito na forma de estado, fazendo,

$$X(t) = \begin{bmatrix} q(t) \\ \dot{q}(t) \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$f(t) = Q(t) \quad (3.13)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -A_0^{-1} A_2 & -A_0^{-1} A_1 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ -A_0^{-1} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Como apresentado o sistema em análise tem dois graus de liberdade com amortecimento viscoso, como segue-se,

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.16).$$

Por analogia com a eq. (3.8),

$$A_0 = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$A_1 = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

$$X(t) = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

$$f(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.21).$$

Assim, a matriz da eq. (3.14) fica,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\left(\frac{k_1 + k_2}{m_2}\right) & \frac{k_2}{m_1} & -\left(\frac{c_1 + c_2}{m_2}\right) & \frac{c_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & -\frac{c_2}{m_1} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

sendo,

$$A_0^{-1} = \frac{1}{m_1 m_2} \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (3.23).$$

Como a resposta do sistema é dado pela eq. (3.6), assim é necessário a determinação da matriz de transição, $\phi(t)$, eq. (3.7).

Primeiro encontra-se,

$$(sI - A)^{-1} = \left\{ s \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\left(\frac{k_1 + k_2}{m_2}\right) & \frac{k_2}{m_1} & -\left(\frac{c_1 + c_2}{m_2}\right) & \frac{c_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & -\frac{c_2}{m_1} \end{bmatrix} \right\}^{-1}$$

$$(sI - A)^{-1} = \begin{bmatrix} s & 0 & -1 & 0 \\ 0 & s & 0 & -1 \\ \left(\frac{k_1 + k_2}{m_2}\right) & -\frac{k_2}{m_1} & \left[s + \left(\frac{c_1 + c_2}{m_2}\right)\right] & -\frac{c_2}{m_1} \\ -\frac{k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c_2}{m_1} & \left[s + \left(\frac{c_2}{m_1}\right)\right] \end{bmatrix}^{-1} \quad (3.24).$$

A matriz resultante $(sI - A)$, neste caso, é de ordem 4. O cálculo da inversa desta matriz é feito da seguinte forma,

$$(sI - A)^{-1} = \frac{1}{|sI - A|} \overline{(sI - A)} \quad (3.25).$$

Dividindo a eq. (3.25) em duas partes. Na primeira encontra-se o determinante e na segunda a matriz transposta dos cofatores.

Na determinação do determinante de ordem 4, usa-se a regra de *Cramer*,

$$\begin{aligned}
 |sI - A| = & s(-1)^{1+1} \begin{vmatrix} \frac{s}{m_2} & \begin{Bmatrix} 0 \\ s + \left(\frac{c_1 + c_2}{m_2}\right) \end{Bmatrix} & -\begin{Bmatrix} -1 \\ \frac{c_2}{m_1} \end{Bmatrix} \\ \frac{k_2}{m_1} & -\begin{Bmatrix} \frac{c_2}{m_1} \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} s + \left(\frac{c_2}{m_1}\right) \end{Bmatrix} \end{vmatrix} + \\
 & + (-1)(-1)^{1+3} \begin{vmatrix} 0 & \begin{Bmatrix} s \\ \frac{k_2}{m_2} \end{Bmatrix} & -\begin{Bmatrix} -1 \\ \frac{c_2}{m_1} \end{Bmatrix} \\ -\begin{Bmatrix} \frac{k_2}{m_2} \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} \frac{k_2}{m_1} \end{Bmatrix} & \begin{Bmatrix} s + \left(\frac{c_2}{m_1}\right) \end{Bmatrix} \end{vmatrix}
 \end{aligned}$$

Finalmente tem-se o determinante,

$$|sI - A| = s^4 + s^3 \left\{ \frac{c_1 m_1 + c_2 (m_1 + m_2)}{m_1 m_2} \right\} + s^2 \left\{ \frac{c_1 c_2 + m_2 (2k_2 + k_1)}{m_1 m_2} \right\} + s \left\{ \frac{c_1 k_2 + c_2 k_1}{m_1 m_2} \right\} + \left\{ \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \right\} \quad (3.26).$$

A fim de simplificação de notação faz-se as seguintes alterações,

$$d_3 = \left\{ \frac{c_1 m_1 + c_2 (m_1 + m_2)}{m_1 m_2} \right\} \quad (3.27)$$

$$d_2 = \left\{ \frac{c_1 c_2 + m_2 (2k_2 + k_1)}{m_1 m_2} \right\} \quad (3.28)$$

$$d_1 = \left\{ \frac{c_1 k_2 + c_2 k_1}{m_1 m_2} \right\} \quad (3.29)$$

$$d_0 = \left\{ \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \right\} \quad (3.30).$$

Ficando assim a eq. (3.26),

$$|sI - A| = s^4 + d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s + d_0 \quad (3.31).$$

A matriz transposta dos cofatores, $\overline{(sI - A)}$ é dada a seguir,

$$\overline{(sI - A)} = \begin{bmatrix} (-1)^{1+1}(s) & (-1)^{1+2}(0) & (-1)^{1+3}(-1) & (-1)^{1+4}(0) \\ (-1)^{2+1}(0) & (-1)^{2+2}(s) & (-1)^{2+3}(0) & (-1)^{2+4}(-1) \\ (-1)^{3+1}\left(\frac{k_1 + k_2}{m_2}\right) & (-1)^{3+2}\left(-\frac{k_2}{m_2}\right) & (-1)^{3+3}\left\{s + \left(\frac{c_1 + c_2}{m_2}\right)\right\} & (-1)^{3+4}\left(-\frac{c_2}{m_2}\right) \\ (-1)^{4+1}\left(-\frac{k_2}{m_1}\right) & (-1)^{4+2}\left(\frac{k_2}{m_1}\right) & (-1)^{4+3}\left(-\frac{c_2}{m_1}\right) & (-1)^{4+4}\left\{s + \left(\frac{c_2}{m_1}\right)\right\} \end{bmatrix},$$

ficando assim,

$$\overline{(sI - A)} = \begin{bmatrix} (s) & (0) & \left(\frac{k_1 + k_2}{m_2}\right) & \left(\frac{k_2}{m_1}\right) \\ (0) & (s) & \left(\frac{k_2}{m_2}\right) & \left(\frac{k_2}{m_1}\right) \\ (-1) & (0) & \left\{s + \left(\frac{c_1 + c_2}{m_2}\right)\right\} & \left(\frac{c_2}{m_1}\right) \\ (0) & (-1) & \left(\frac{c_2}{m_2}\right) & \left\{s + \left(\frac{c_2}{m_1}\right)\right\} \end{bmatrix} \quad (3.32).$$

portanto a eq. (3.24) fica assim,

$$(sI - A)^{-1} = \frac{1}{s^4 + d_3s^3 + d_2s^2 + d_1s + d_0} \begin{bmatrix} (s) & (0) & \left(\frac{k_1 + k_2}{m_2}\right) & \left(\frac{k_2}{m_1}\right) \\ (0) & (s) & \left(\frac{k_2}{m_2}\right) & \left(\frac{k_2}{m_1}\right) \\ (-1) & (0) & \left\{s + \left(\frac{c_1 + c_2}{m_2}\right)\right\} & \left(\frac{c_2}{m_1}\right) \\ (0) & (-1) & \left(\frac{c_2}{m_2}\right) & \left\{s + \left(\frac{c_2}{m_1}\right)\right\} \end{bmatrix} \quad (3.33).$$

Agora pode-se calcular o *Laplace* inverso, como na eq. (3.7). Entretanto é necessário fazer algumas considerações.

O polinômio da eq. (3.33) pode ser escrito da seguinte forma,

$$s^4 + d_3s^3 + d_2s^2 + d_1s + d_0 = (s - a_1)(s - a_2)(s - a_3)(s - a_4) \quad (3.34)$$

tendo,

a_1, a_2, a_3 e $a_4 \rightarrow$ são as raízes do polinômio da eq. (3.31).

Tendo feito esta modificação, pode-se então calcular a inversa de *Laplace* da matriz da eq. (3.33). A análise é feita nos elementos da matriz.

Analisando o elemento A_{11} da matriz,

$$A_{11} = L^{-1} \left(\frac{s}{(s - a_1)(s - a_2)(s - a_3)(s - a_4)} \right) \quad (3.35)$$

pode-se encontrar a inversa de *Laplace* fazendo algumas considerações. Usando frações parciais pode-se fazer,

$$\frac{s}{(s-a_1)(s-a_2)(s-a_3)(s-a_4)} = \frac{E_1}{(s-a_1)} + \frac{E_2}{(s-a_2)} + \frac{E_3}{(s-a_3)} + \frac{E_4}{(s-a_4)} \quad (3.36)$$

tendo,

$$E_k = \left[(s+p_k) \frac{B(s)}{A(s)} \right]_{s=-p_k} \quad (3.37)$$

por analogia,

$$p_k = a_1, a_2, a_3 \text{ e } a_4$$

$$B(s) = s$$

$$A(s) = (s-a_1)(s-a_2)(s-a_3)(s-a_4).$$

Então para o E_1 ,

$$E_1 = \left[(s-a_1) \frac{s}{(s-a_1)(s-a_2)(s-a_3)(s-a_4)} \right]_{s=a_1}$$

$$E_1 = \frac{a_1}{(a_1-a_2)(a_1-a_3)(a_1-a_4)}.$$

Da mesma forma, aplica-se aos outros coeficientes E_2 , E_3 e E_4 .

A transformada inversa de *Laplace* da eq. (3.36) é da seguinte forma,

$$L^{-1}\left(\frac{s}{(s-a_1)(s-a_2)(s-a_3)(s-a_4)}\right) = E_1 e^{a_1 t} + E_2 e^{a_2 t} + E_3 e^{a_3 t} + E_4 e^{a_4 t} \quad (3.38).$$

Para os outros elementos da matriz o cálculo é o mesmo.

Tendo calculado a inversa de *Laplace* dos elementos da matriz, tem-se de acordo com a formulação, $\phi(t)$. Mas a equação da resposta no tempo de um sistema com vários graus de liberdade é dada como a eq. (3.6), é claro que neste caso, como as forças de excitação externas não existem a eq. (3.6) fica da seguinte forma,

$$x(t) = \phi(t)X(0) \quad (3.39).$$

O vetor $X(0)$ contém as condições iniciais do problema. No caso analisado, usa-se qualquer das duas formulações seguintes,

$$X(0) = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}, \text{ ou } X(0) = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

o resultado não se altera, pois, a segunda linha é o conjugado complexo da primeira, e a quarta é o da terceira.

Opta-se por usar o valor 1 para não alterar o resultado final, mas este valor pode variar para ajustar a curva simulada com uma real, isto é, no caso do ajuste entre uma curva real obtida de

um sistema de medida e uma curva simulada pode-se optar por outros valores para este vetor, para assim encontrar um valor que ajuste uma curva com a outra.

3.2. Estruturação do programa para a geração do sinal de resposta no tempo

Para esta formulação toda foi escrito um programa no software “*Matlab 5.2*®”. Como o polinômio é de ordem 4, é necessário utilizar algum programa ou método para encontrar as raízes deste polinômio.

O programa segue a seguinte lógica:

- Define-se as constantes, massa, rigidez e amortecimento dos dois graus de liberdade;
- Define-se os coeficientes do polinômio de quarta ordem;
- Encontra-se as raízes com o comando “roots” do software. O programa deverá fornecer duas raízes complexas e seus conjugados;
- Escreve-se os elementos da matriz;
- Agora encontram-se os valores dos numeradores das frações parciais com o comando “residue”;
- Define-se uma faixa de tempo para a análise dos dados a serem obtidos;
- Encontra-se os valores de $x(t)$ pela eq. (3.39).

3.3. Simulação do Sinal

A simulação tem o objetivo de atestar a teoria a ser usada na determinação dos parâmetros. Mesmo que seja uma situação ideal, onde não se encontram ruídos, pode ser usada de forma a ser uma importante ferramenta para a aprovação da teoria desenvolvida.

Segundo YOSHIMURA et al., (1990) e THOMSON (1988), a observação do gráfico do sinal de saída de um sistema pode levar a determinação de alguns parâmetros.

Fazendo a transformada rápida de *Fourier* do sinal de saída, e observando as considerações a serem feitas neste caso, tem-se um gráfico com vários picos de amplitude. Quando o sinal é simulado com uma entrada impulsiva sem ruído a quantidade de picos de grande amplitude é a mesma de graus de liberdade do sistema. O gráfico obtido tem nas ordenadas os valores de amplitude, que são muito importantes na análise modal do sistema, e na abscissa valores de frequência, onde podem-se encontrar os valores das frequências naturais do sistema analisado.

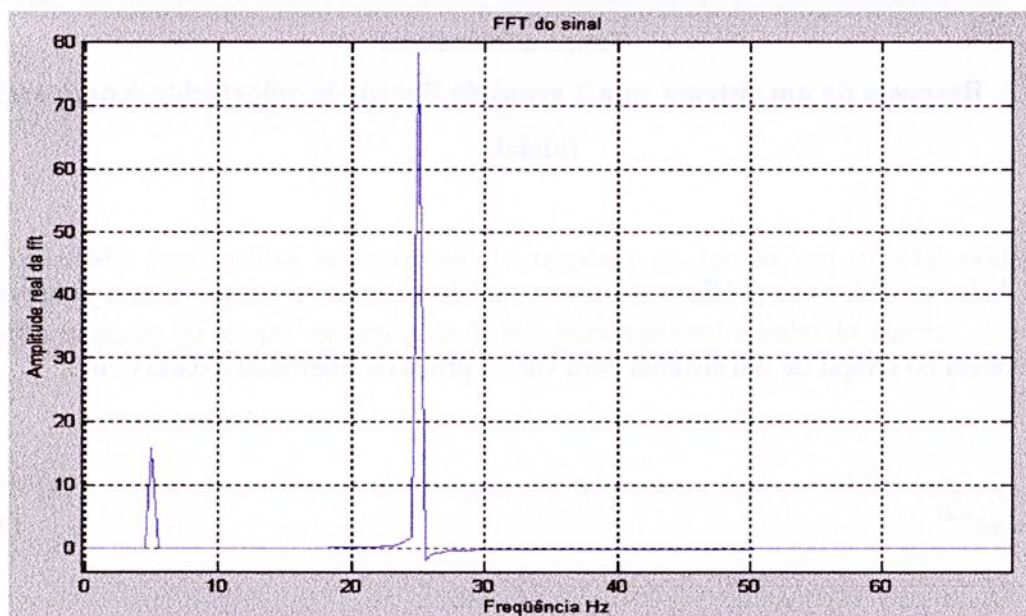


Figura 3.2. Exemplo de uma transformada rápida de Fourier (FFT) de um sinal.

A observação do sinal de saída no tempo também é muito importante. Neste caso quando o sistema está respondendo a uma entrada impulsiva de um sistema livre a curva se comporta como uma exponencial alternada com amortecimento.

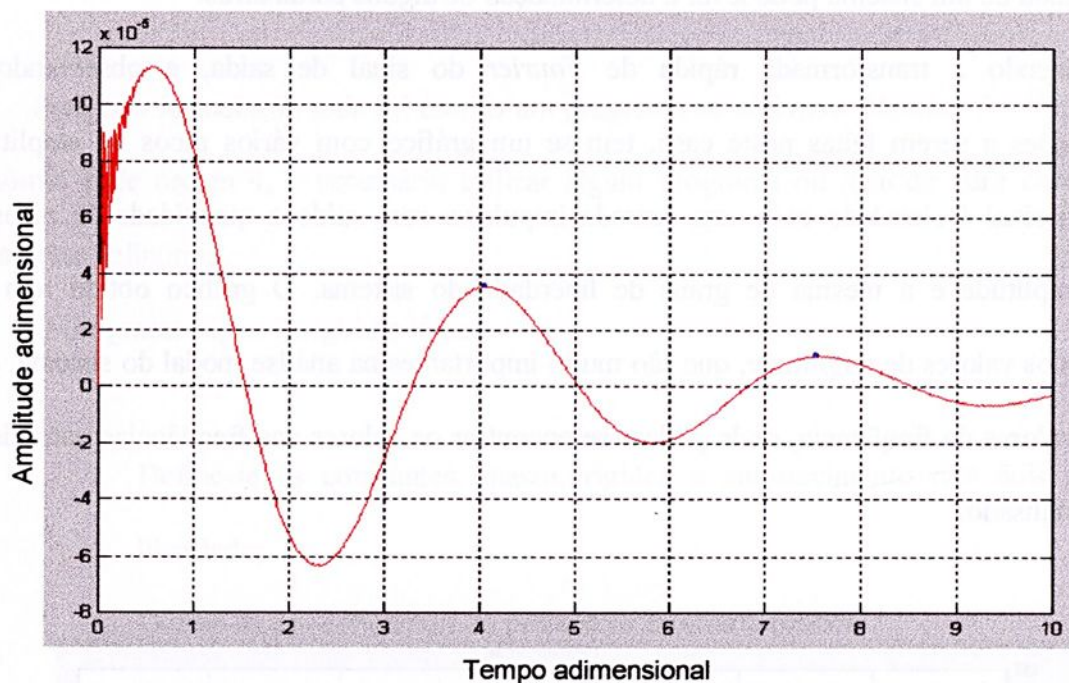


Figura 3.3. Resposta de um sistema com 2 graus de liberdade amortecido à uma excitação inicial.

Os dados contidos nos gráficos são a resposta do sistema no tempo. Como já apresentado antes, a resposta no tempo de um sistema com vários graus de liberdade é dada como,

$$x(t) = xe^{-\lambda t} \quad (3.41).$$

Os valores de λ são os autovalores, enquanto que x , são os autovetores do problema,

$$Ax = \lambda x \quad (3.42).$$

Este problema de autovalor e autovetor, gera $2n$ valores complexos de λ_j , sendo n , o número de graus de liberdade do sistema. A matriz de autovetores tem $(2n \times 2n)$ valores complexos. Ambos, o vetor de autovalores e a matriz de autovetores, são dados em pares de complexo conjugado.

Os autovalores podem ser escritos da seguinte forma,

$$\lambda_j = \alpha_j + i\beta_j \quad (3.43).$$

Segundo YOSHIMURA et al., (1990), a parte real desta raiz, α_j , está relacionado com a amplitude do ponto na resposta do sistema no tempo, eq. (3.41). Já a parte complexa, β_j , representa a frequência de oscilação do ponto na resposta do sistema no tempo. Em outras palavras, a resposta do sistema pode ser escrita como,

$$x(t) = \left(e^{-(\alpha + i\beta)t} \right)_x = \left(e^{-\alpha t} + e^{-i\beta t} \right)_x \quad (3.44).$$

Aplicando esta análise na equação de resposta no tempo, eq. (3.41), pode-se então decompor a resposta no tempo¹ da seguinte forma, para a primeira linha da matriz,

$$x(t) = e^{-\lambda_1 t} (E_1 + E_5 + E_9) + e^{-\lambda_2 t} (E_2 + E_6 + E_{10}) + e^{-\lambda_3 t} (E_3 + E_7 + E_{11}) + e^{-\lambda_4 t} (E_4 + E_8 + E_{12}) \quad (3.45).$$

¹ Neste caso desconsidera-se o vetor das condições iniciais $X(0)$.

Analisando a soma dos coeficientes que multiplicam a exponencial chega-se a conclusão que $(E_2 + E_6 + E_{10})$ é o complexo conjugado da soma $(E_1 + E_5 + E_9)$. Isto também é observado nos outros coeficientes.

Portanto, chamando a as somas dos coeficientes como se segue,

$$a_1 = (E_1 + E_5 + E_9) \quad (3.46)$$

$$a_2 = a_1^* \quad (3.47)$$

$$a_3 = (E_3 + E_7 + E_{11}) \quad (3.48)$$

$$a_4 = a_3^* \quad (3.49)$$

pode-se escrever a eq. (3.45) da seguinte forma,

$$x(t) = a_1 e^{-\lambda_1 t} + a_1^* e^{-\lambda_2 t} + a_3 e^{-\lambda_3 t} + a_3^* e^{-\lambda_4 t} \quad (3.50).$$

Como já apresentado anteriormente, os autovalores são dados em pares conjugados, então desta forma,

$$\begin{cases} \lambda_2 = \lambda_1^* \\ \lambda_4 = \lambda_3^* \end{cases} \quad (3.51).$$

Assim, a eq. (3.50) fica,

$$x(t) = a_1 e^{-\lambda_1 t} + a_1^* e^{-\lambda_1^* t} + a_3 e^{-\lambda_3 t} + a_3^* e^{-\lambda_3^* t} \quad (3.52).$$

Aplicando as eq.(3.43) e (3.44) na eq. (3.52), tem-se,

$$x(t) = a_1 \left(e^{-\alpha_1 t} + e^{-\beta_1 t} \right) + a_1^* \left(e^{-\alpha_1 t} + e^{\beta_1 t} \right) + a_3 \left(e^{-\alpha_3 t} + e^{-\beta_3 t} \right) + a_3^* \left(e^{-\alpha_3 t} + e^{\beta_3 t} \right) \quad (3.53).$$

Esta é a equação de resposta no tempo de um sistema com 2 graus de liberdade e sem considerar as condições iniciais. As condições iniciais podem ser os deslocamentos, as velocidades ou acelerações para um instante. Como neste caso as condições são iniciais, o instante a ser analisado é $t = 0$.

3.4. Estruturação do programa para o ajuste dos parâmetros do sistema com o sinal de resposta no tempo

Para a análise simulada, foi escrito dois programas distintos. O primeiro tem a capacidade de gerar os dados de resposta do sistema a uma entrada impulsiva e os grava em arquivos. No segundo, faz-se a leitura dos dados armazenados e a partir da leitura deste sinal aplica-se as ferramentas para encontrar o valor do coeficiente de amortecimento do pneu.

O método utilizado para encontrar o valor do coeficiente de amortecimento do pneu leva em consideração a resposta simulada para alguns valores dos parâmetros. Tendo os valores das massas, rigidez e o amortecimento viscoso do amortecedor, pode-se simular o sistema para alguns valores de coeficientes de amortecimento do pneu.

Para gerar o sinal de resposta é necessário a seguinte ordem no programa escrito no “Matlab® R12”,

- 1- Entrada dos parâmetros;

- 2- Define-se as matrizes de massa, rigidez e amortecimento;
- 3- Define-se a matriz dinâmica;
- 4- Encontra-se os autovetores e autovalores da matriz dinâmica;
- 5- Com os dados, encontra-se os valores dos coeficientes " E_n " e conseqüentemente os valores de " a_n ";
- 6- Tendo os valores dos autovalores e dos coeficientes " a_n " encontra-se o vetor de resposta $x(t)$.

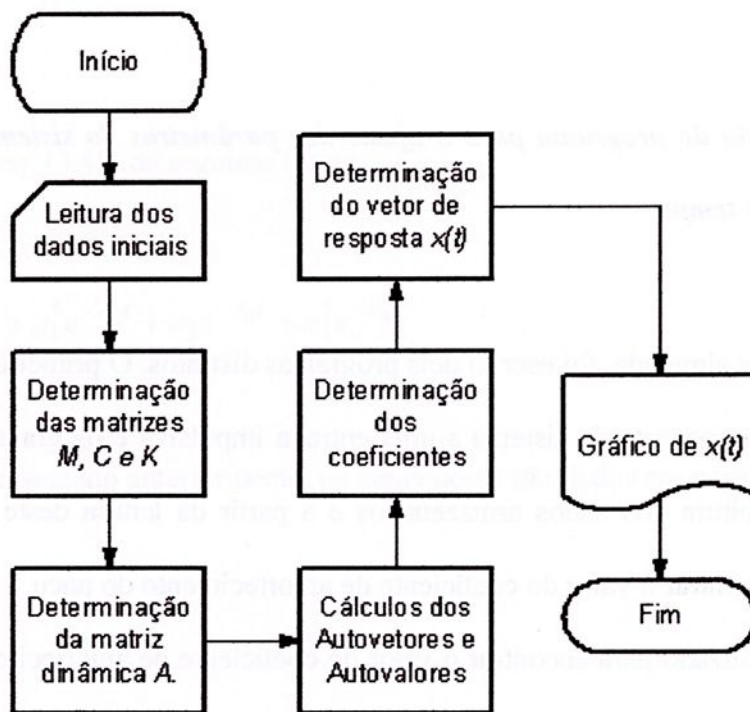


Figura 3.4 - Fluxograma do programa para a obtenção de $x(t)$.

Ao encontrar os valores da primeira simulação é possível encontrar a covariância do vetor de resposta do primeiro sinal.

O segundo programa, tem praticamente a mesma estrutura do primeiro, salvo alguns detalhes. Logo no início do programa faz-se a leitura do vetor simulado no primeiro programa. Tendo o vetor, calcula-se a covariância deste vetor.

Neste ponto inicia-se um “loop” em que o valor do coeficiente de amortecimento viscoso do pneu é variado numa faixa pré-definida. A cada “loop” calcula-se um novo valor de resposta no tempo com o valor coeficiente de amortecimento. Assim encontra-se também o valor da covariância entre os vetores de resposta no tempo.

O critério de parada é quando o valor da covariância do vetor encontrado no primeiro programa iguala-se ao valor calculado no “loop”. Quando o valor não é igual, o “loop” encerra-se quando atinge o limite de iterações. Neste caso faz-se a análise do gráfico para observar a convergência do parâmetro.

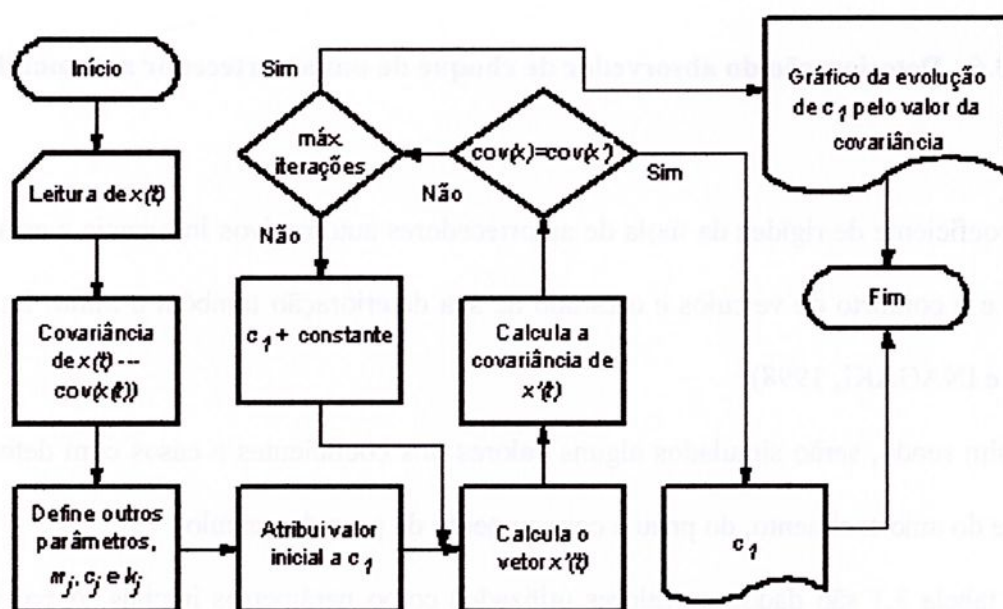


Figura 3.5 - Fluxograma do programa para encontrar c_1 .

3.5. Valores Simulados

O coeficiente de amortecimento do amortecedor automobilístico tende a se deteriorar com a passagem do tempo, dependendo da quilometragem e de outros fatores conforme visto na fig. 3.6,

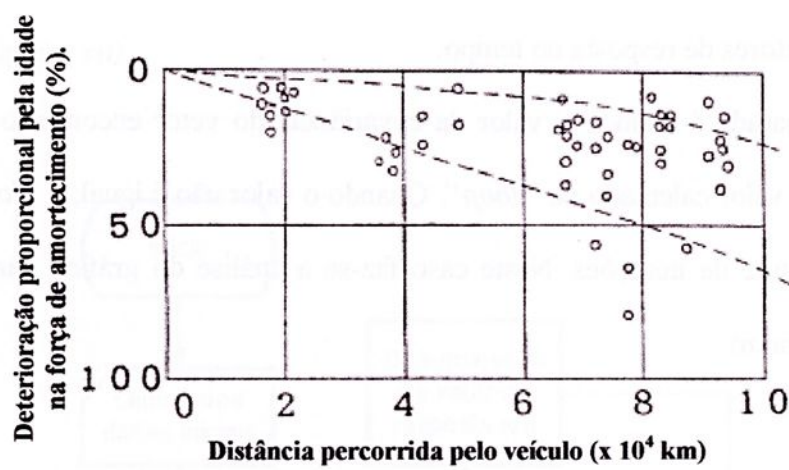


Figura 3.6 - Deterioração do absorvedor de choque de um amortecedor automobilístico

O coeficiente de rigidez da mola de amortecedores automotivos influencia a estabilidade de direção e o conforto de veículos e o estudo de sua deterioração também é muito importante (NOZAKI e INAGAKI, 1998).

Assim sendo, serão simulados alguns valores dos coeficientes e casos com deterioração da rigidez e do amortecimento, do pneu e com aumento de peso do veículo.

Na tabela 3.1 são dados os valores utilizados como parâmetros iniciais. A partir destes valores é que ocorre a variação percentual.

TABELA 3.1 - Valores utilizados nas simulações.

<i>Coefficientes:</i>	<i>Descrição:</i>	<i>Valor</i>
m_1	Massa da suspensão e pneu	40 kg
c_1	Coefficiente de amortecimento do pneu	50 N/m/s
k_1	Coefficiente de rigidez do pneu	160 kN/m
m_2	Massa de ¼ do veículo	240 kg
c_2	Coefficiente de amortecimento do amortecedor	1632,5 N/m/s
k_2	Coefficiente de rigidez da mola	16 kN/m

TABLE 2.1. *Summary statistics of the data set*

Variable	Mean	Standard deviation	Minimum	Maximum
Age	30.5	10.5	18	45
Gender	0.5	0.5	0	1
Marital status	0.5	0.5	0	1
Education	12.5	2.5	9	15
Income	1500	500	500	3000
Health status	0.5	0.5	0	1
Smoking status	0.5	0.5	0	1
Alcohol consumption	0.5	0.5	0	1
Exercise frequency	0.5	0.5	0	1
Stress level	0.5	0.5	0	1
Depression score	0.5	0.5	0	1
Life satisfaction	0.5	0.5	0	1
Overall health	0.5	0.5	0	1

Figure 2.1. *Bar chart showing the distribution of the variable 'Age' in the dataset*

The bar chart displays the frequency of each age group in the dataset. The x-axis represents the age groups, and the y-axis represents the count of individuals in each group. The distribution is roughly bell-shaped, peaking in the 25-30 age group.

Age Group | Frequency

18-20	10
21-23	15
24-26	20
27-29	25
30-32	20
33-35	15
36-38	10
39-41	5
42-44	2
45-47	1

CAPÍTULO 4

4. MODELAGEM DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO PASSIVA PARA A ASSIMETRIA DA CURVA DE AMORTECIMENTO

Um fator desconsiderado por muitos autores é a assimetria da curva de amortecimento do amortecedor num sistema de suspensão que considera “1/4 de veículo”. Em um amortecedor de veículo há uma assimetria entre a compressão e tração do mesmo.

VETTURI et al., (1996) usaram um modelo onde apenas parte do amortecedor tem alto gradiente de compressão quando comprimido. Em altas velocidades, com o amortecedor sendo comprimido, a curva que determina o coeficiente de amortecimento tende a se estabilizar numa reta horizontal porque se deseja evitar transferência de grande quantidade de energia para a carroceria do veículo na presença do distúrbio vindo da pista de rodagem. A fig. 4.1 ilustra tal fenômeno.

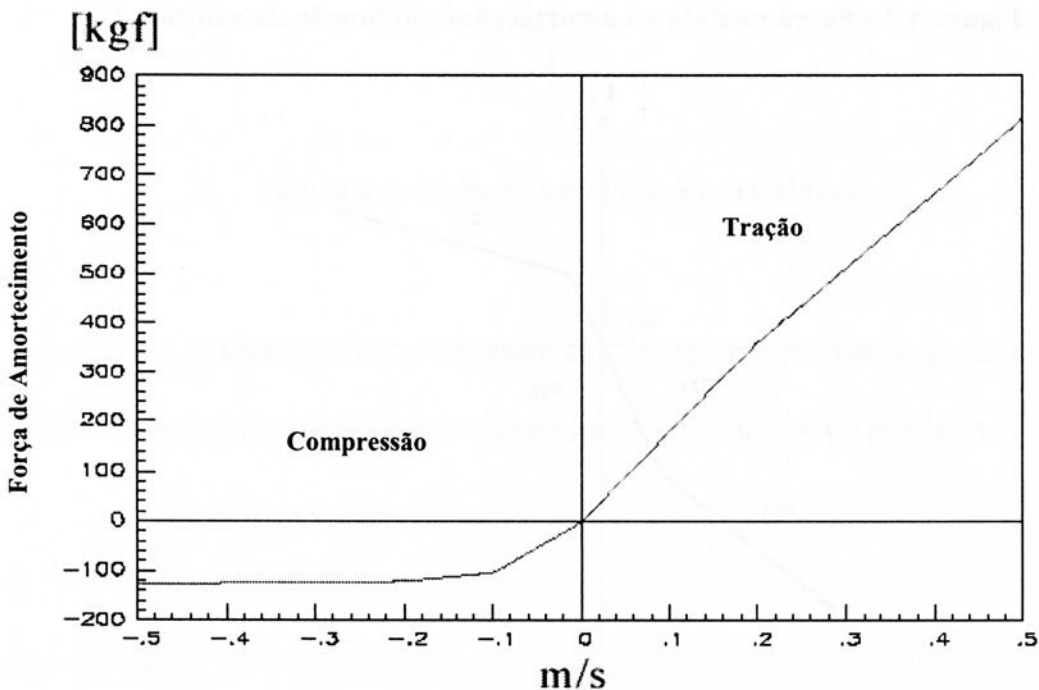


Figura 4.1 - Curva característica da força de amortecimento do amortecedor.

SCHIEHLEN e HU (2003) mediram, experimentalmente as características do amortecedor, e chegaram a uma curva como na fig. 4.2 que foi aproximada na fig. 4.3 e de onde foram tirados os valores dos coeficientes de amortecimento c_{21} , c_{22} , c_{23} , c_{24} e c_{25} para um único amortecedor.

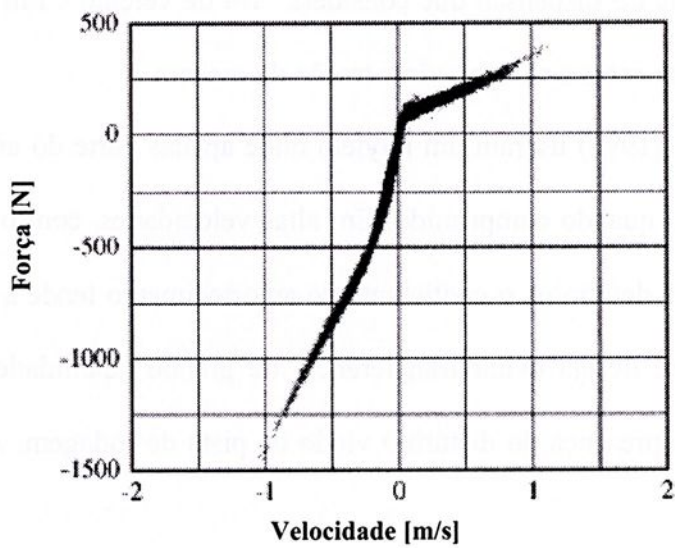


Figura 4.2 - Força medida no amortecedor em função da velocidade

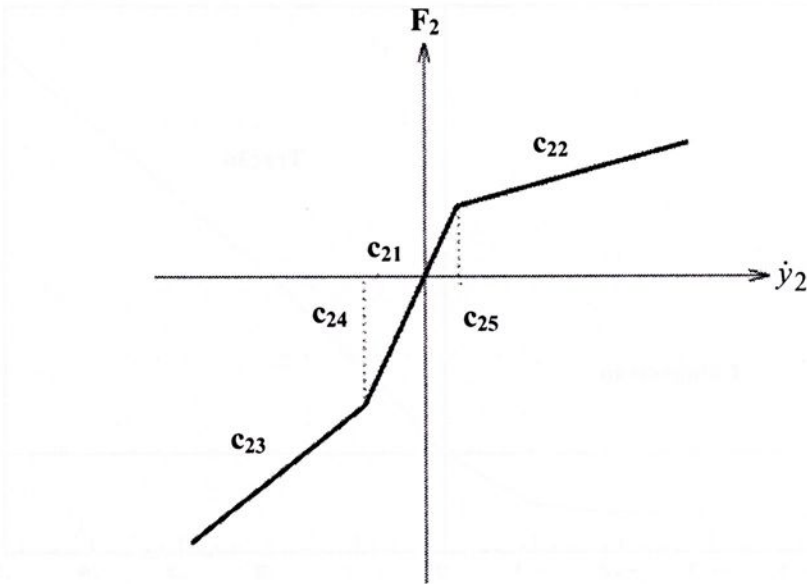


Figura 4.3 - Aproximação da curva experimental do amortecedor

Neste trabalho a influência do amortecedor da suspensão na vibração do veículo devido à excitação de obstáculos é analisada usando o modelo já conhecido de “1/4 de veículo”. É considerado que o amortecedor da suspensão tem coeficientes diferentes para amortecimento na compressão e no retorno desta.

O modelo proposto não tem a complexidade do modelo experimental proposto por SCHIEHLEN e HU (2003) e nem a simplicidade dos modelos que consideram coeficiente de amortecimento constante para compressão e tração do amortecedor. O modelo será feito conforme fig. 4.4.

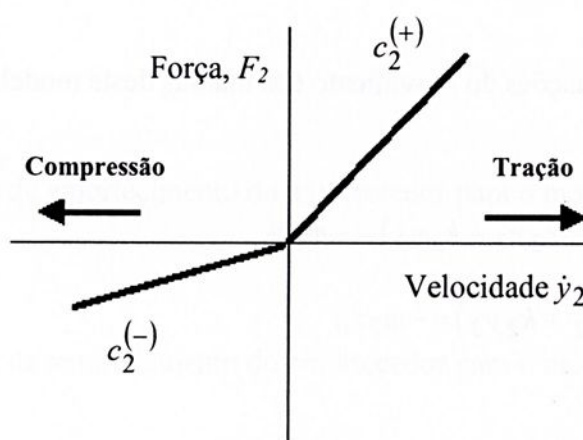


Figura 4.4 - Relação entre força e velocidade.

A fig. 4.5 ilustra o modelo utilizado de 1/4 de veículo com 2 graus de liberdade. Inicialmente é necessário uma troca de variáveis para melhor análise do problema,

$$y_1 = x_1 - x_0, \quad (4.1)$$

$$y_2 = x_2 - x_1 \quad (4.2).$$

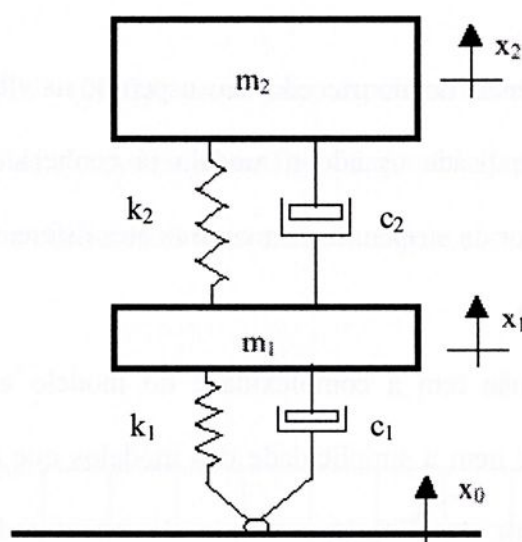


Figura 4.5 - Modelo de 1/4 de veículo com 2 graus de liberdade.

Desta forma, as equações do movimento das massas deste modelo são escritas como,

$$(m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1) - (c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2) = -m_1 \ddot{x}_0 \quad (4.3)$$

$$m_2 \ddot{y}_1 + (m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2) = -m_2 \ddot{x}_0 \quad (4.4).$$

Quando o pneu encontra algum obstáculo no caminho, o mesmo se deforma e transmite parte da deformação a suspensão do veículo. A suspensão por sua vez, se deforma e transmite parte desta deformação a carroceria do veículo.

A transmissão de deformação é feita sempre com perda de energia. Na modelagem do pneu, considera-se um amortecedor e uma mola. A mola como elemento de forma, responsável pela deformação e retorno ao estado original e o amortecedor como elemento que irá absorver parte desta energia de vibração. No caso do pneu, considera-se tanto a mola quanto o amortecedor como constantes, ou seja, nenhuma variação dos coeficientes ao longo do movimento.

No caso da suspensão, o deslocamento que é transmitido pelo pneu é absorvido em partes pelo conjunto mola-amortecedor. No estudo presente a consideração feita é de que o coeficiente de rigidez é constante e o coeficiente de amortecimento varia de acordo com o movimento, assumindo um valor na compressão e outro na tração do sistema de suspensão, como na fig. 4.4.

A relação força e velocidade para o amortecedor da suspensão pode ser aproximada por uma seqüência de curvas conectadas seguindo a relação,

$$F_2^{(c)}(\dot{y}_2) = \begin{cases} c_2^{(-)} \dot{y}_2, & \dot{y}_2 \leq 0, \\ c_2^{(+)} \dot{y}_2, & \dot{y}_2 \geq 0 \end{cases} \quad (4.5).$$

Neste caso,

$c_2^{(-)}$, é o coeficiente de amortecimento do amortecedor para o movimento de compressão da mola e amortecedor.

$c_2^{(+)}$, é o coeficiente de amortecimento do amortecedor para o movimento de tração da mola e amortecedor.

Sendo $F_2^{(c)}(0) = 0$, o valor de $F_2^{(c)}$ para $\dot{y}_2 = 0$, pode ser calculado de qualquer uma das equações do sistema (4.5). Para um intervalo de tempo para o qual $\dot{y}_2$ mantém o mesmo sinal, o sistema pode ser tratado como linear localmente, e a solução exata das equações do movimento podem ser construídas em termos das condições iniciais. A solução exata é válida somente enquanto $\dot{y}_2$ mantém o mesmo sinal. A validade da solução exata pode ser estendida até $\dot{y}_2$ tornar-se zero. A solução no final deste intervalo de tempo é usada como condições iniciais para construir o intervalo de tempo subsequente.

Com o intuito de melhor representar, utiliza-se um único parâmetro c_2 representando ambos, $c_2^{(-)}$ e $c_2^{(+)}$ na apresentação da teoria (como já visto nas eqs. 4.3 e 4.4). A utilização separada ocorrerá somente no algoritmo computacional.

A solução de uma equação diferencial não-linear e não-homogênea pode ser feita numericamente aplicando o método de Runge-Kutta. Para isso, a eq. (4.3) é dividida em 2 equações, uma equação diferencial não-linear homogênea e a equação da força. A solução é a soma da solução da equação diferencial não-linear homogênea, chamada solução geral, com a solução da equação da força, chamada solução particular. Mas neste caso tem-se um sistema com duas equações, portanto, a solução levará em consideração as duas eqs. (4.3) e (4.4).

Contudo, o movimento ascendente da função complementar do amortecedor assimétrico causa uma inacuracidade na computação numérica do método.

No presente estudo, é utilizado o método de Laplace para resolver as equações que governam o sistema. Para aplicar o método de Laplace é necessário definir um tempo local t , que corresponde ao tempo global τ , pela relação $t = \tau - \tau_{in}$. Neste caso, τ_{in} é o tempo global no início do intervalo de tempo.

O deslocamento x_0 nesta análise é tomado como,

$$x_0 = \delta_0 \sin \omega(t + \tau_{in}) \quad (4.6).$$

Para a adimensionalização de y_1 e y_2 utiliza-se o valor unitário para δ_0 . Para a análise da transformada de Laplace é conveniente escrever f como $-\ddot{x}_0$ na eq. (4.6),

$$f = \omega^2 \sin \omega(t + \tau_{in}) \quad (4.7).$$

Desta forma, agora pode-se calcular a transformada de Laplace das eqs. (4.3) e (4.4),

$$L((m_1\ddot{y}_1 + c_1\dot{y}_1 + k_1y_1) - (c_2\dot{y}_2 + k_2y_2)) = L(-m_1\ddot{x}_0) \quad (4.8),$$

$$L(m_2\ddot{y}_1 + (m_2\ddot{y}_2 + c_2\dot{y}_2 + k_2y_2)) = L(-m_2\ddot{x}_0) \quad (4.9).$$

Da eq. (4.8) tem-se,

$$m_1[s^2Y_1 - sy_1(0) - \dot{y}_1(0)] + c_1[sY_1 - y_1(0)] + k_1[Y_1] - c_2[sY_2 - y_2(0)] - k_2[Y_2] = m_1F \quad (4.10).$$

Isolando os termos variáveis,

$$[m_1s^2 + c_1s + k_1]Y_1 + [-c_2s - k_2]Y_2 = +[m_1s + c_1]y_1(0) + [-c_2]y_2(0) + [m_1]\dot{y}_1(0) + [m_1]F \quad (4.11).$$

Da mesma forma, da eq. (4.4), obtém-se,

$$[m_2s^2]Y_1 + [m_2s^2 + c_2s + k_2]Y_2 = [m_2s]y_1(0) + [m_2s + c_2]y_2(0) + [m_2]\dot{y}_1(0) + [m_2]\dot{y}_2(0) + [m_2]F \quad (4.12).$$

Fazendo uma mudança de símbolos, $y_i(0) = y_{i0}$, $\dot{y}_1 = y_3$ e $\dot{y}_2 = y_4$, e escrevendo as eqs. (4.11) e (4.12) na forma de matrizes tem-se,

$$\begin{bmatrix} m_1 s^2 + c_1 s + k_1 & -c_2 s - k_2 \\ m_2 s^2 & m_2 s^2 + c_2 s + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1 s + c_1 \\ m_2 s \end{bmatrix} y_{10} + \begin{bmatrix} -c_2 \\ m_2 s + c_2 \end{bmatrix} y_{20} + \begin{bmatrix} m_1 \\ m_2 \end{bmatrix} y_{30} + \begin{bmatrix} 0 \\ m_2 \end{bmatrix} y_{40} + \begin{bmatrix} m_1 \\ m_2 \end{bmatrix} F \quad (4.13).$$

As variáveis do tipo y_{i0} são os valores iniciais de y_i . A variável F na eq. (4.13) é a transformada de Laplace da variável f ,

$$f = \omega^2 \sin \omega \tau_{in} \cos \omega t + \omega^2 \cos \omega \tau_{in} \sin \omega t \quad (4.14).$$

A partir da eq. (4.13) é possível isolar as variáveis y_i . Para isso multiplica-se a eq. (4.13) pelo inverso da matriz dos coeficientes das variáveis y_i . Para calcular a matriz inversa encontra-se o determinante e a matriz dos cofatores. O determinante é da seguinte forma,

$$\Delta = m_1 m_2 s^4 + \{(m_1 + m_2)c_2 + m_2 c_1\} s^3 + \{(m_1 + m_2)k_2 + m_2 k_1 + c_1 c_2\} s^2 + (c_1 k_2 + c_2 k_1) s + k_1 k_2 \quad (4.15).$$

Portanto a eq. (4.13) fica,

$$\begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} = y_{10} \begin{bmatrix} A_{11} \\ A_{21} \end{bmatrix} + y_{20} \begin{bmatrix} A_{12} \\ A_{22} \end{bmatrix} + y_{30} \begin{bmatrix} A_{13} \\ A_{23} \end{bmatrix} + y_{40} \begin{bmatrix} A_{14} \\ A_{24} \end{bmatrix} + F \begin{bmatrix} A_{13} \\ A_{23} \end{bmatrix} \quad (4.16).$$

Desde que,

$$A_{11} = \{m_1 m_2 s^3 + \{(m_1 + m_2)c_2 + m_2 c_1\} s^2 + \{(m_1 + m_2)k_2 + c_1 c_2\} s + c_1 k_2\} / \Delta,$$

$$A_{12} = m_2 k_2 s / \Delta, \quad A_{13} = \{m_1 m_2 s^2 + (m_1 + m_2) c_2 s + (m_1 + m_2) k_2\} / \Delta,$$

$$A_{14} = \{m_2 c_2 s + m_2 k_2\} / \Delta, \quad A_{21} = m_2 k_1 s / \Delta,$$

$$A_{22} = \{m_1 m_2 s^3 + \{(m_1 + m_2) c_2 + m_2 c_1\} s^2 + \{m_2 k_1 + c_1 c_2\} s + c_2 k_1\} / \Delta,$$

$$A_{23} = \{m_2 c_1 s + m_2 k_1\} / \Delta \text{ e } A_{24} = \{m_1 m_2 s^2 + m_2 c_1 s + m_2 k_1\} / \Delta.$$

Sabendo que $\dot{y}_1 = y_3$ e $\dot{y}_2 = y_4$, a transformada de Laplace das velocidades pode ser escrita como, $Y_3 = sY_1 - y_{10}$ e $Y_4 = sY_2 - y_{20}$, desta forma então,

$$\begin{bmatrix} Y_3 \\ Y_4 \end{bmatrix} = y_{10} \begin{bmatrix} A_{31} \\ A_{41} \end{bmatrix} + y_{20} \begin{bmatrix} A_{32} \\ A_{42} \end{bmatrix} + y_{30} \begin{bmatrix} A_{33} \\ A_{43} \end{bmatrix} + y_{40} \begin{bmatrix} A_{34} \\ A_{44} \end{bmatrix} + F \begin{bmatrix} A_{33} \\ A_{43} \end{bmatrix} \quad (4.17).$$

Desde que,

$$A_{31} = \{-m_2 k_1 s^2 - c_2 k_1 s - k_1 k_2\} / \Delta, \quad A_{32} = m_2 k_2 s^2 / \Delta,$$

$$A_{33} = \{m_1 m_2 s^3 + (m_1 + m_2) c_2 s^2 + (m_1 + m_2) k_2 s\} / \Delta, \quad A_{34} = \{m_2 c_2 s^2 + m_2 k_2 s\} / \Delta,$$

$$A_{41} = m_2 k_1 s^2 / \Delta, \quad A_{42} = \{-(m_1 + m_2) k_2 s^2 - c_1 k_2 s - k_1 k_2\} / \Delta$$

$$A_{43} = \{m_2 c_1 s^2 + m_2 k_1 s\} / \Delta \text{ e } A_{44} = \{m_1 m_2 s^3 + m_2 c_1 s^2 + m_2 k_1 s\} / \Delta.$$

As raízes da eq. (4.15) são as raízes do sistema de equações diferenciais governantes, ou seja, são as raízes da solução geral das equações diferenciais, visto que, no segundo membro da equação matricial, eq. (4.13), tem-se apenas os valores iniciais das variáveis e a força de

excitação externa. Desta forma, pode-se criar uma nova variável contendo as raízes de $\Delta = 0$. A variável é $\Psi_k(t)$.

As eqs. (4.16) e (4.17), podem ser escritas da seguinte forma,

$$Y_i = \sum_{j=1}^4 A_{ij} y_{j0} + A_{i3} F \quad (4.18)$$

A solução pode ser feita tomando o inverso da transformada de Laplace das equações, dos quatros Y_i . Considerando que os coeficientes das variáveis A_{ij} são funções racionais de s , então eles podem ser escritos como funções parciais usando as raízes características da eq. (4.15). A inversa de Laplace de uma fração é dada como na eq. (3.38). A inversa de A_{ij} , desta forma pode ser escrita em termos das funções naturais,

$$a_{ij}(t) = \sum_{k=1}^4 \alpha_{ijk} \psi_k(t) \quad (4.19).$$

A outra parte da eq. (4.18) pode ser determinada utilizando a eq. (4.14) ficando da seguinte forma,

$$A_{i3} F = \omega^2 \sin \omega \tau_{in} P_i + \omega^2 \cos \omega \tau_{in} Q_i \quad (4.20).$$

Neste caso as variáveis P_i e Q_i são dadas desta forma,

$$P_i = \frac{A_{i3}s}{(s^2 + \omega^2)} \quad (4.21),$$

$$Q_i = \frac{A_{i3}\omega}{(s^2 + \omega^2)} \quad (4.22).$$

Fazendo a transformada inversa das eqs. (4.21) e (4.22), tem-se,

$$p_i(t) = \sum_{k=1}^4 \beta_{ik} \psi_k(t) + \beta_{i5} \cos \omega t + \beta_{i6} \sin \omega t \quad (4.23),$$

$$q_i(t) = \sum_{k=1}^4 \gamma_{ik} \psi_k(t) + \gamma_{i5} \cos \omega t + \gamma_{i6} \sin \omega t \quad (4.24).$$

Assim, fazendo a transformada inversa de Laplace da eq. (4.18), tem-se,

$$y_i = \sum_{j=1}^4 y_{j0} a_{ij}(t) + \omega^2 \sin \omega \tau_{in} p_i(t) + \omega^2 \cos \omega \tau_{in} q_i(t) \quad (4.25).$$

Usando as eqs. (4.19), (4.23) e (4.24), pode-se simplificar a eq. (4.25),

$$y_i = \sum_{j=1}^4 \lambda_{ik} \psi_k(t) + \lambda_{i5} \cos \omega t + \lambda_{i6} \sin \omega t \quad (4.26)$$

no caso,

$$\lambda_{ik} = \begin{cases} \sum_{j=1}^4 \alpha_{ijk} y_{j0} + \beta_{ik} \omega^2 \sin \omega \tau_{in} + \gamma_{ik} \omega^2 \cos \omega \tau_{in}, & k = 1, 4, \\ \beta_{ik} \omega^2 \sin \omega \tau_{in} + \gamma_{ik} \omega^2 \cos \omega \tau_{in}, & k = 5, 6, \end{cases}$$

A solução dada na eq. (4.26) é válida em qualquer intervalo de tempo onde $\dot{y}_2$ mantém o mesmo sinal. Se $\dot{y}_2$ é zero no início do intervalo, o valor de c_2 para o movimento subsequente pode ser verificado pelo sinal de $\ddot{y}_2$. Para este propósito, a expressão de $\ddot{y}_2$ pode ser obtida das eqs. (4.3) e (4.4), como segue,

$$\ddot{y}_2 = \frac{\left\{ (c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1) - \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \right) (c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2) \right\}}{m_1} \quad (4.27).$$

Pode-se fazer uma aproximação do sistema de amortecimento assimétrico pelo sistema de amortecimento linear. Para isso é necessário um amortecimento equivalente definido como a média dos amortecimentos,

$$c^{eq} = \frac{(c_2^{(+)} + c_2^{(-)})}{2} \quad (4.28).$$

Contudo, as soluções do sistema de equações, utilizando o coeficiente constante, não revelam características especiais, como o deslocamento das posições médias da massa 2.

A tabela 4.1 apresenta os valores invariantes utilizados nas simulações para o modelo proposto.

TABELA 4.1 - Valores invariantes utilizados nas simulações.

<i>Coefficientes:</i>	<i>Descrição:</i>	<i>Valor</i>
m_1	Massa da suspensão e pneu	40 kg
c_1	Coefficiente de amortecimento do pneu	50 N/m/s
k_1	Coefficiente de rigidez do pneu	160 kN/m
m_2	Massa de ¼ do veículo	240 kg
k_2	Coefficiente de rigidez da mola	16 kN/m

Na tabela 4.2 estão representados os valores do coeficiente de amortecimento do amortecedor assimétrico para compressão, tração e equivalente.

TABELA 4.2 - Valores do coeficiente de amortecimento do amortecedor assimétrico.

c_2	Coeficiente de amortecimento do amortecedor:	
c_2^+	Compressão	515 N/m/s
c_2^-	Tração	2750 N/m/s
c_{2eq}	$(c_2^+ + c_2^-)/2$	1632,5 N/m/s

1. A partir da leitura do texto, responda às questões propostas.

1. O texto trata de um assunto relacionado à:	a) educação.
2. Segundo o texto, a principal função da escola é:	b) transmitir conhecimentos.
3. O autor defende que a escola deve ser:	c) um espaço de formação integral.
4. De acordo com o texto, a avaliação deve ser:	d) contínua e formativa.
5. O texto sugere que o professor deve:	e) atuar como mediador do processo de aprendizagem.

6. O texto também aborda a importância da:

a) participação dos pais no processo educacional.

b) valorização do conhecimento tradicional.

c) utilização de recursos tecnológicos.

d) formação continuada dos professores.

e) avaliação por parte dos alunos.

7. O texto sugere que a escola deve ser um espaço de:

a) transmissão de valores.

b) construção de identidade.

c) desenvolvimento da autonomia.

d) socialização dos alunos.

e) formação de cidadãos críticos.

8. O texto defende que a escola deve ser:	a) um espaço de formação integral.
9. De acordo com o texto, a avaliação deve ser:	b) contínua e formativa.
10. O texto sugere que o professor deve:	c) atuar como mediador do processo de aprendizagem.
11. O texto também aborda a importância da:	d) participação dos pais no processo educacional.
12. O texto sugere que a escola deve ser um espaço de:	e) construção de identidade.

13. O texto sugere que a escola deve ser um espaço de:

a) transmissão de valores.

b) construção de identidade.

c) desenvolvimento da autonomia.

d) socialização dos alunos.

e) formação de cidadãos críticos.

14. O texto sugere que a escola deve ser um espaço de:

a) transmissão de valores.

b) construção de identidade.

c) desenvolvimento da autonomia.

d) socialização dos alunos.

e) formação de cidadãos críticos.

CAPÍTULO 5

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1. Obtenção da resposta do sistema a um impacto.

Para se obter a resposta do sistema, aplica-se as equações anteriormente demonstradas. Obtendo-se assim os valores de x_1 e x_2 , pode-se então calcular a diferença entre x_1 e x_2 . Essa diferença é chamada de y_1 .

A resposta do sistema a um impulso unitário foi a seguinte:

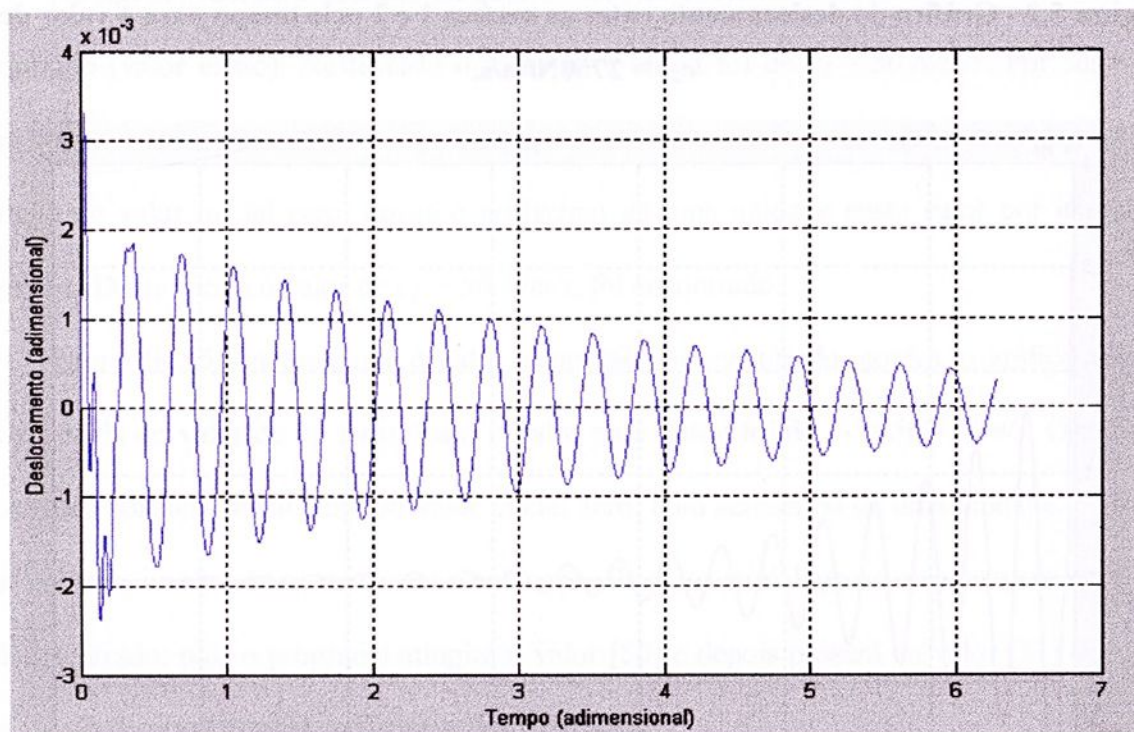


Figura 5.1 - Gráfico do deslocamento entre as massas 1 e 2 pelo tempo para o valor de $c_2 = 515 \text{ N/m/s}$.

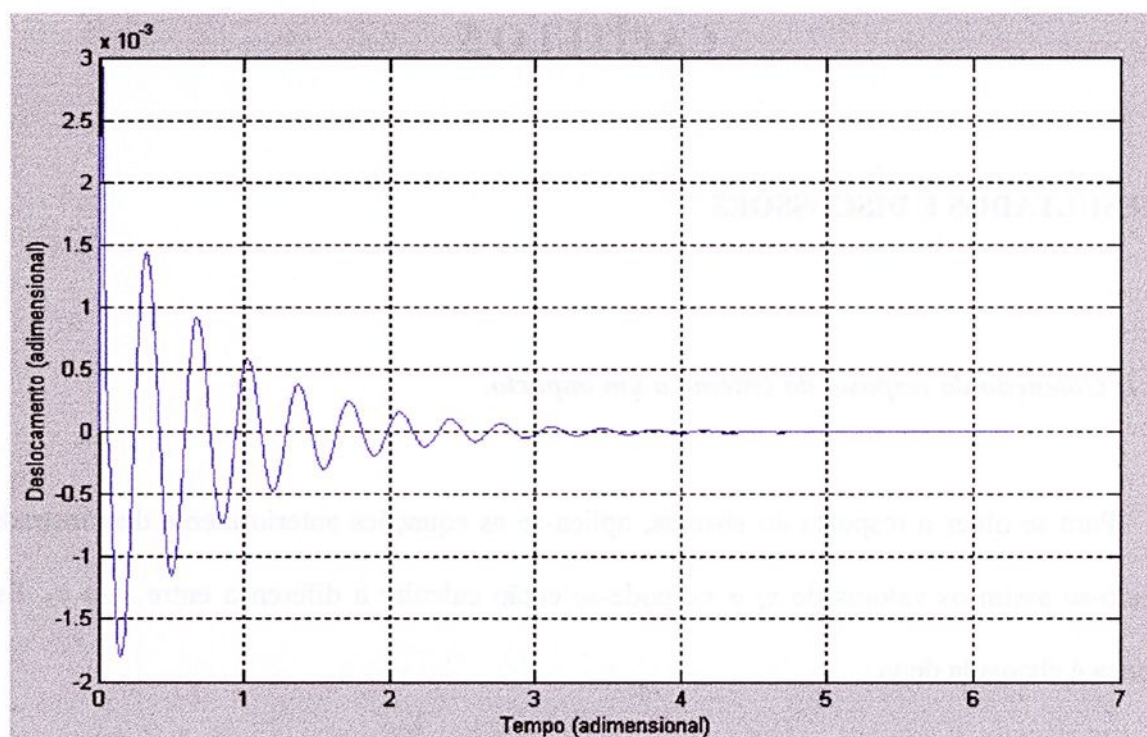


Figura 5.2 - Gráfico do deslocamento entre as massas 1 e 2 pelo tempo para o valor de $c_2^+ = 2750 \text{ N/m/s}$.

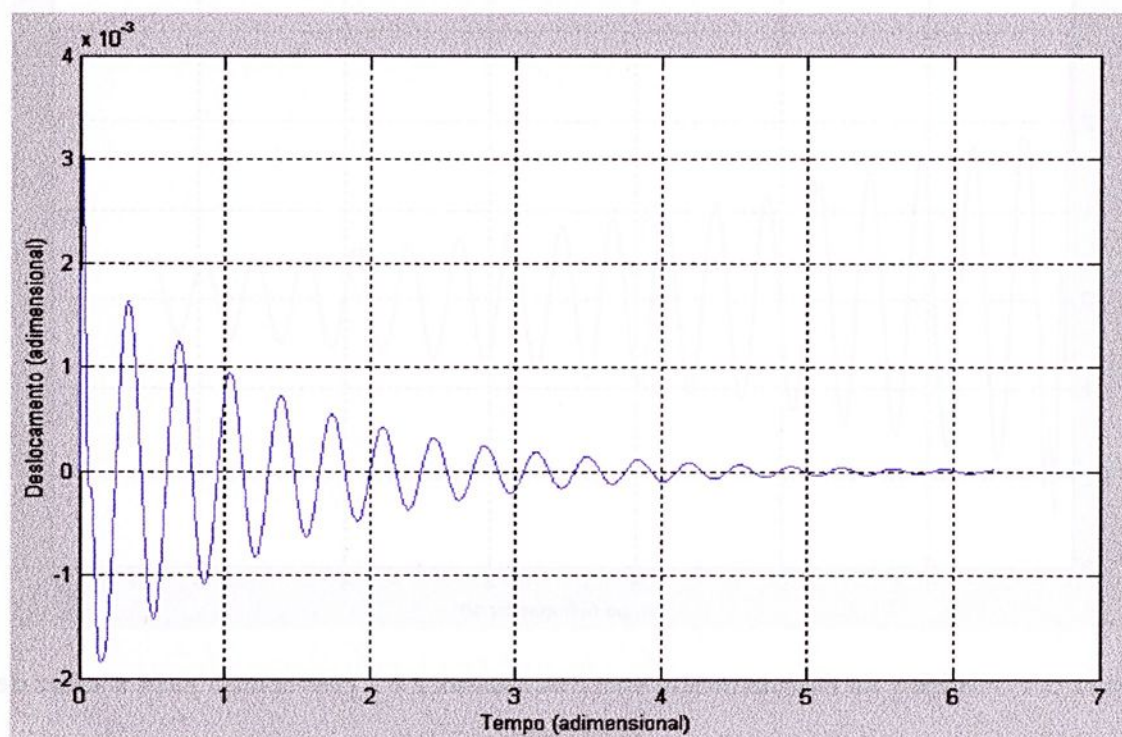


Figura 5.3 - Gráfico do deslocamento entre as massas 1 e 2 pelo tempo para o valor de $c_{2eq} = 1632,5 \text{ N/m/s}$.

As curvas anteriores foram obtidas para um sistema não sujeito à uma força de excitação externa contínua.

O padrão da curva é de um sistema sub-amortecido devido a demora na estabilização da curva em torno de zero.

5.2. Resultados do programa para encontrar o valor do coeficiente de amortecimento do pneu.

Para o programa apresentado no Capítulo 3, tem-se os seguintes gráficos para o valor do coeficiente de amortecimento do pneu pelo cálculo da correlação entre os vetores de resposta.

Na fig. 5.4 tem-se a situação na qual o valor do coeficiente de amortecimento do pneu é encontrado (valor exato). Neste caso o valor para busca foi de $c_I = 50 \text{ N/m/s}$. Por sua vez, o programa busca este valor dado um acréscimo de uma unidade em cada iteração, ou seja, partindo do valor inicial zero, faz-se o acréscimo de uma unidade neste valor por iteração do programa. Desta forma o valor de $c_I = 50 \text{ N/m/s}$, foi encontrado.

Para a fig. 5.5 nota-se que o valor exato não foi encontrado, porém, o gráfico mostra a convergência do valor de c_I . Neste caso o valor para busca foi de $c_I = 50,5 \text{ N/m/s}$. O programa faz a busca partindo novamente do valor inicial zero, com acréscimo de uma unidade. Como era de se esperar, o valor de c_I , dada esta combinação de valor inicial, passo e valor a encontrar, não será encontrado, pois o programa atingirá o valor [50] e depois passará ao valor [51] e somente para atingindo o valor máximo de iterações pré-fixada.

Com a análise da fig. 5.5 é possível determinar um valor inicial mais próximo do objetivo [50,5] e com passo menor para assim encontrar o valor exato do coeficiente de amortecimento do pneu. Porém, tendo somente com a análise gráfica é possível supor o valor do coeficiente de amortecimento do pneu.

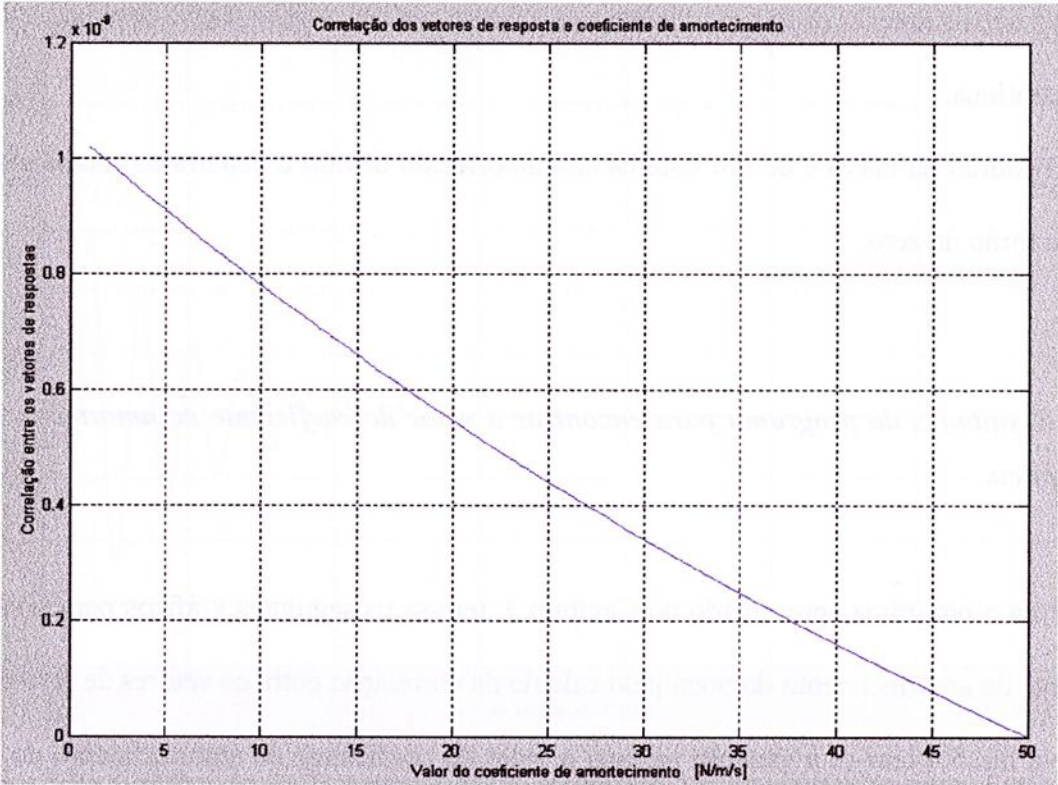


Figura 5.4 - Valor do coeficiente de amortecimento do pneu pelo cálculo da correlação dos vetores de resposta.

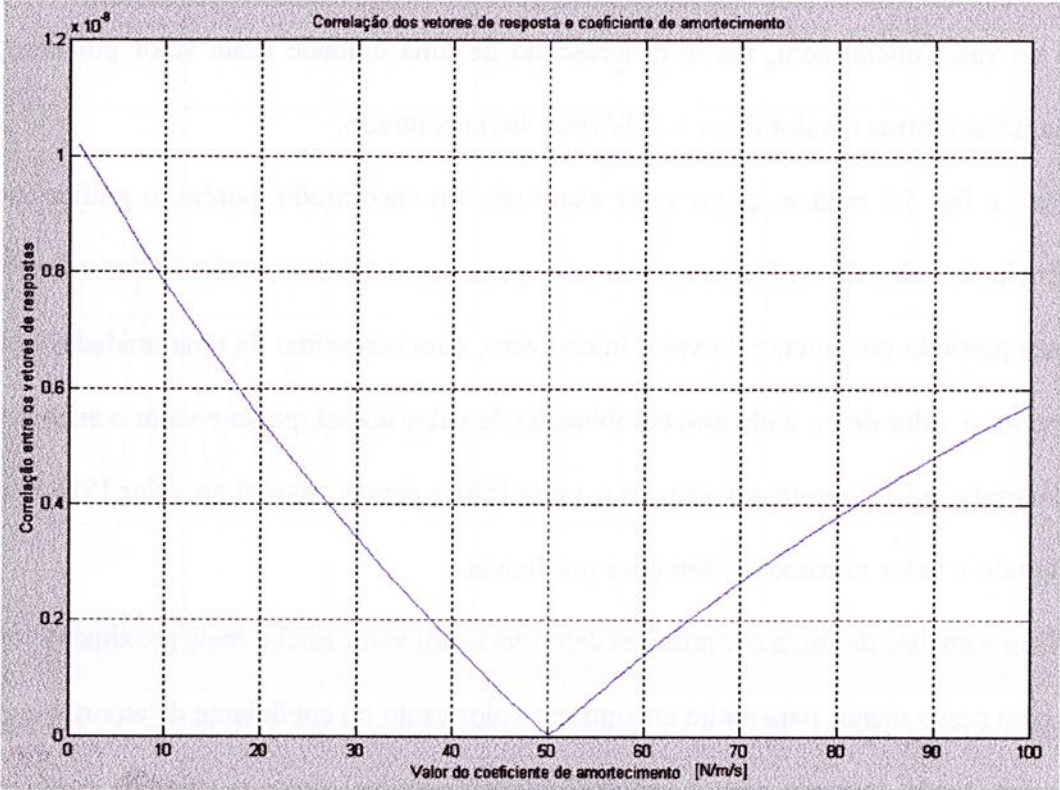


Figura 5.5 - Valor do coeficiente de amortecimento do pneu pelo cálculo da correlação dos vetores de resposta.

Os valores utilizados neste programa são os da tabela 4.1 e 4.2, sendo o coeficiente de amortecimento do amortecedor igual ao coeficiente equivalente.

5.3. Resultados da formulação para a variação dos parâmetros de rigidez e massa e amortecimento.

A simulação aqui descrita leva em consideração a variação dos parâmetros de uma suspensão. O critério usado para fazer a avaliação do tempo de estabilização do sistema foi o de 5%. A faixa de estabilidade é dada por $\pm 5\%$ do valor final do deslocamento que a suspensão atingiu. Desta forma a análise é feita observando o ponto onde a curva atinge esta faixa e não oscila mais para fora da faixa. Tendo este ponto encontra-se o valor do tempo para estabilização do sistema.

A tabela 5.1 traz os resultados da simulação para a alteração dos valores iniciais dados pela tabela 3.1.

TABELA 5.1 - Valores dos tempos obtidos para estabilização do sistema à uma entrada degrau pela variação dos parâmetros utilizando o conceito de 5% para mais e para menos.

Simulação	Alteração (multiplicador)			Tempo de estabilização	
	Massa m_2	Rigidez k_2	Amortecimento c_2	t_{x_2} [s]	$t_{x_2-x_1}$ [s]
1	1	1	1	0,32670	1,26
2	1,10	1	1	0,33930	1,26
3	1	0,90	1	0,32930	1,26
4	1	1	0,90	0,38440	1,26

5	1,15	1	1	0,34150	1,50
6	1	0,85	1	0,33190	1,26
7	1	1	0,85	0,40990	1,50
8	1,20	1	1	0,34430	1,50
9	1	0,80	1	0,33390	1,26
10	1	1	0,80	0,42860	1,50
11	1,25	1	1	0,34550	1,50
12	1	0,75	1	0,33490	1,26
13	1	1	0,75	0,45710	1,50
14	1,30	1	1	0,34600	1,50
15	1	0,7	1	0,33540	1,26
16	1	1	0,7	0,49160	1,50

A simulação anterior, descrita na tabela 5.1, levou em consideração somente a variação de um parâmetro de cada vez. Na tabela 5.2, é possível ver o comportamento do tempo de estabilização para a variação ao mesmo tempo dos parâmetros.

TABELA 5.2 - Valores obtidos para o tempo de estabilização do sistema à uma entrada degrau pela alteração combinada dos parâmetros utilizando o conceito de 5% para mais e para menos.

<i>Massa</i> m_2	<i>Amortecimento</i> c_2	<i>Rigidez</i> k_2	<i>Tempo de estabilização</i>	
			t_{x_2} [s]	$t_{x_2-x_1}$ [s]
1	1	1	0,3267	1,26
1,3	0,7	0,7	0,4737	1,50

1,3	0,7	0,8	0,4190	1,50
1,3	0,7	0,9	0,3426	1,50
1,3	0,7	1	0.0846	1,50
1,3	0,8	0,7	0,4842	1,50
1,3	0,9	0,7	0,4965	1,50
1,3	1	0,7	0,5070	1,50
1,2	0,7	0,7	0,4859	1,50
1,1	0,7	0,7	0,4852	1,50
1	0,7	0,7	0,4615	1,50

Os valores utilizados para a simulação levam em consideração os seguintes fatos:

- Um aumento de massa de 30% é aceitável, pois este acréscimo pode ser interpretado como a massa de uma pessoa, 72kg.
- O decréscimo de 30% de rigidez é consideravelmente alto. Dependendo dos critérios de projeto, como o coeficiente de segurança, essa perda de rigidez será capaz de levar a falha dinâmica (por fadiga) ou falha estática.
- A perda de 30% no amortecimento pode causar alguns problemas na estabilização do automóvel. O tempo para estabilizar aumenta comprometendo a segurança do veículo.

A seguir alguns gráficos da resposta no tempo para um sistema submetido à uma entrada em degrau de amplitude igual a 0,1.

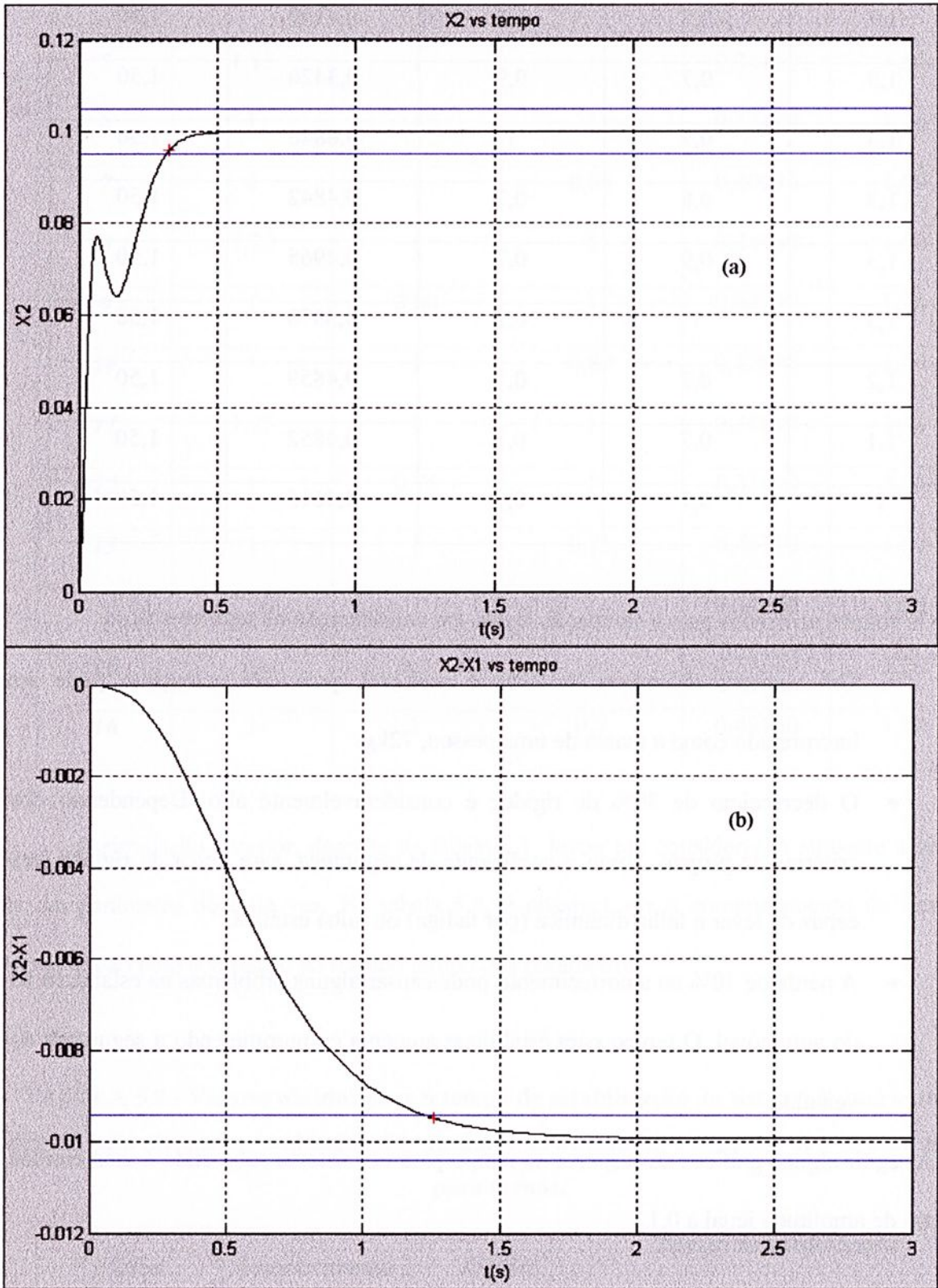


Figura 5.6 - Gráfico do tempo de resposta à uma entrada degrau do sistema original (sem acréscimos ou decréscimos). (a) Resposta de x_2 . (b) Resposta de $x_2 - x_1$.

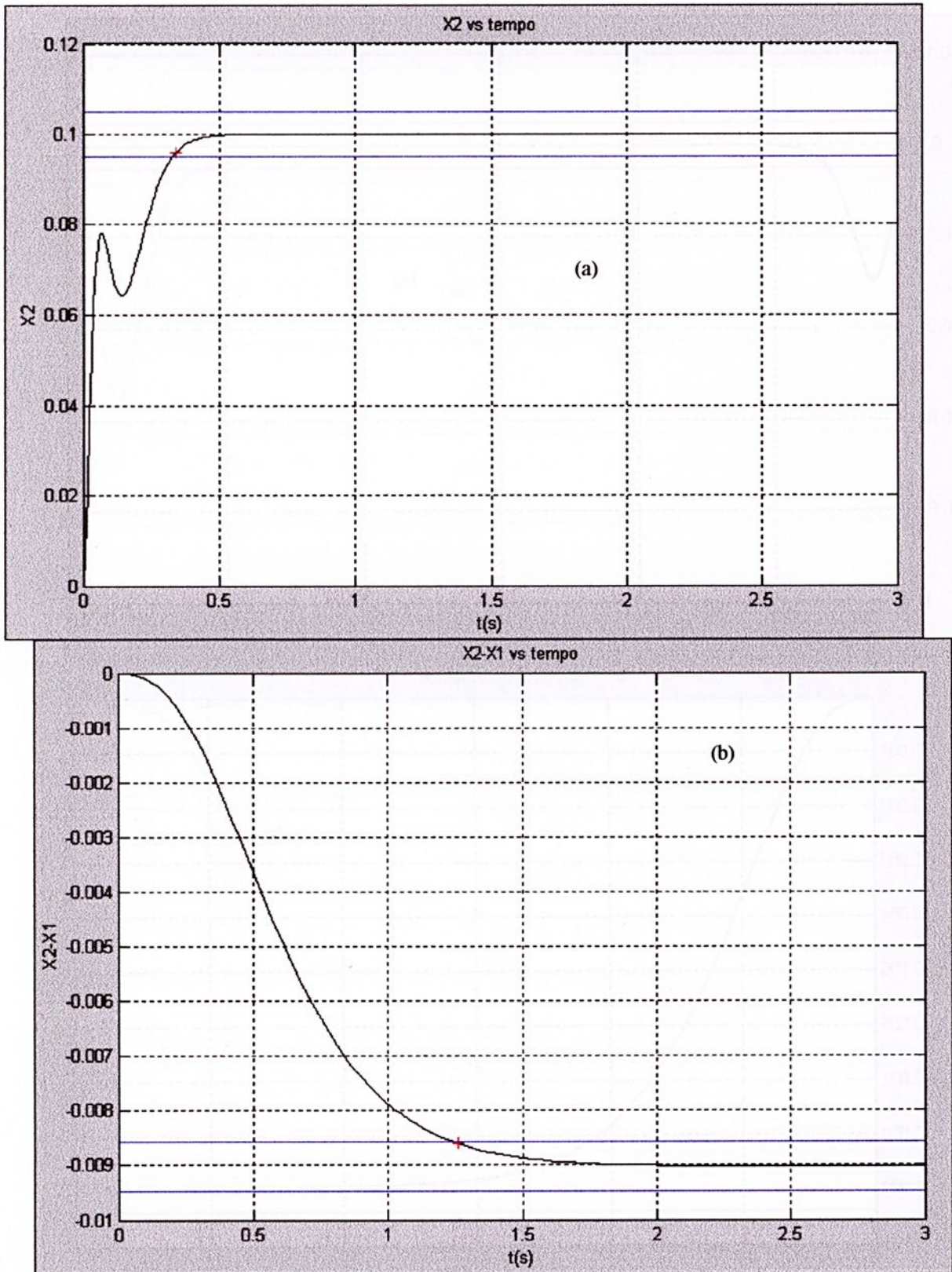


Figura 5.7 – Gráfico do tempo de resposta à uma entrada degrau com ganho de 10% de massa. (a) Resposta de x_2 . (b) Resposta de $x_2 - x_1$.

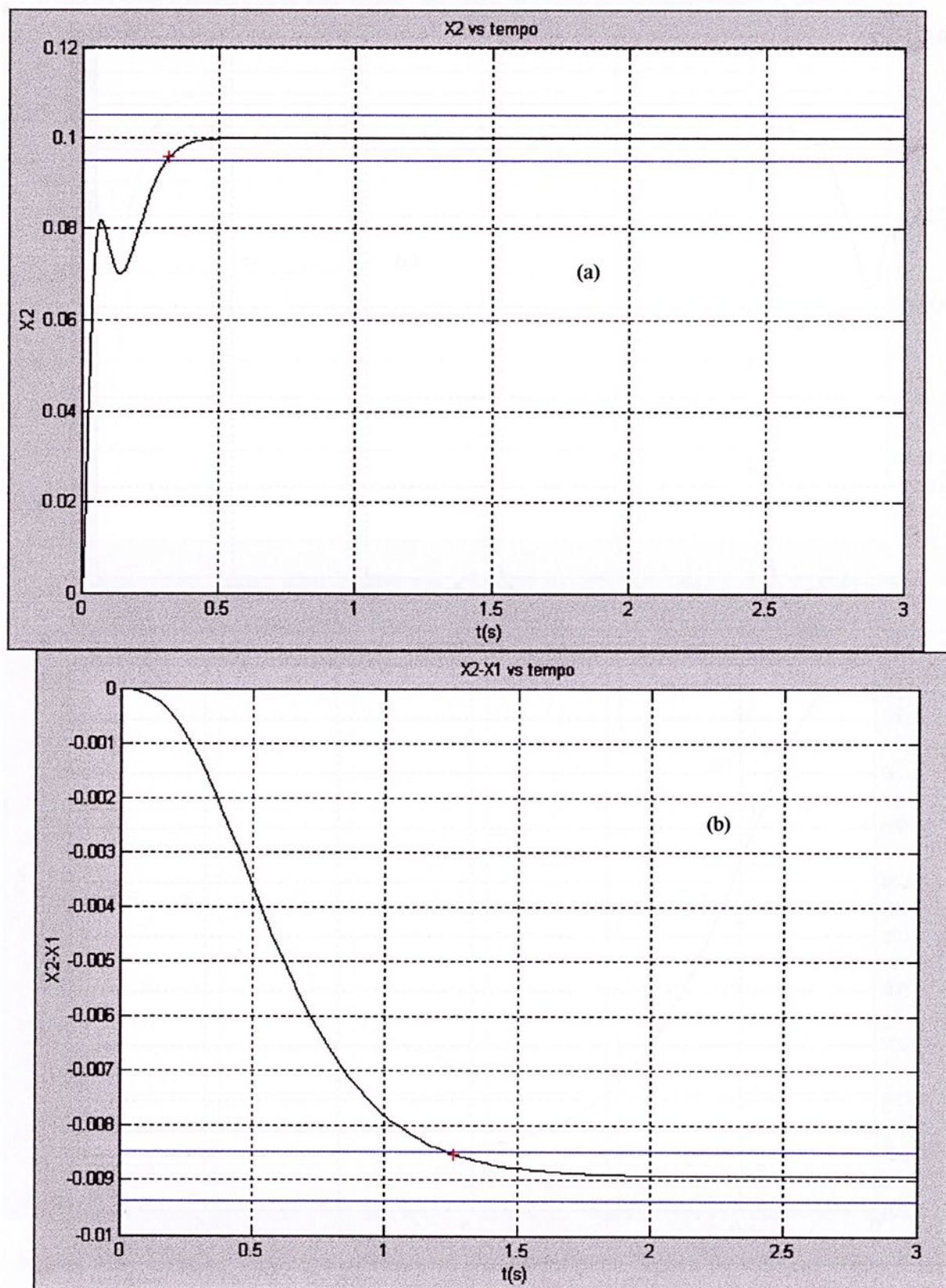


Figura 5.8 – Gráfico do tempo de resposta à uma entrada degrau com perda de 10% de rigidez. (a) Resposta de x_2 . (b) Resposta de $x_2 - x_1$.

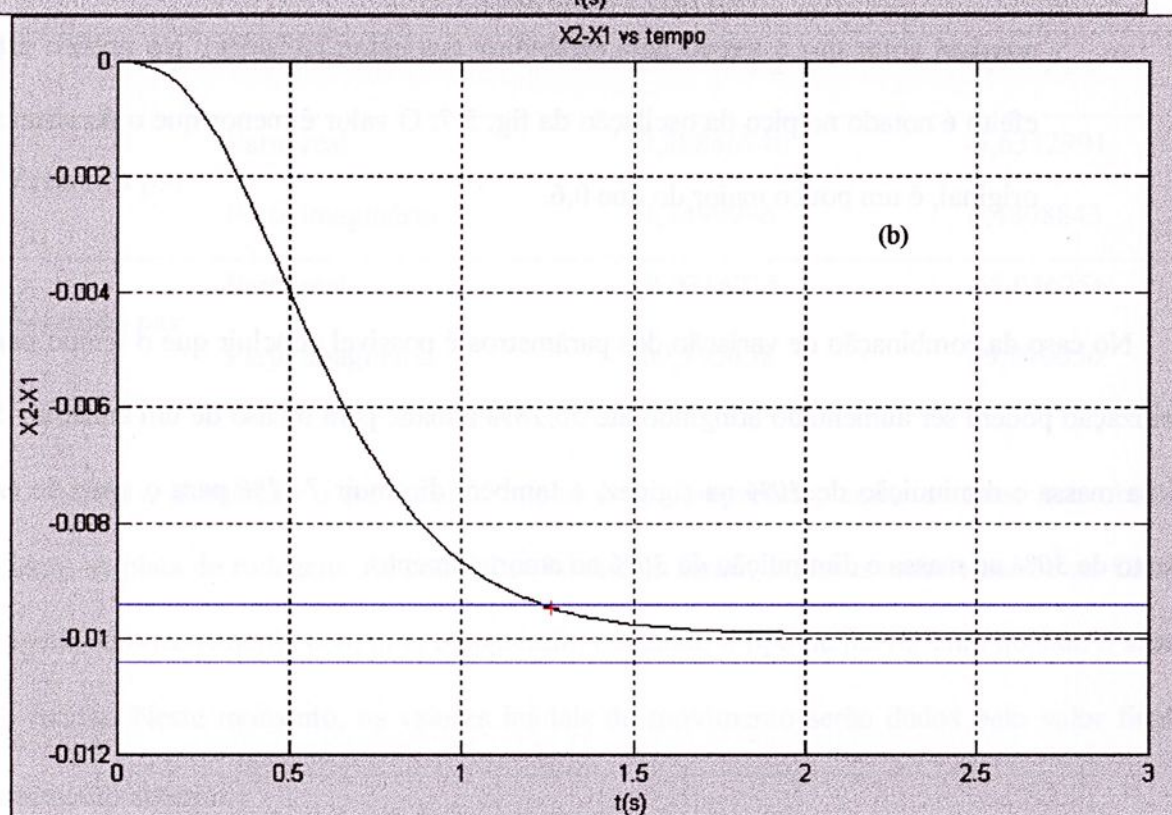
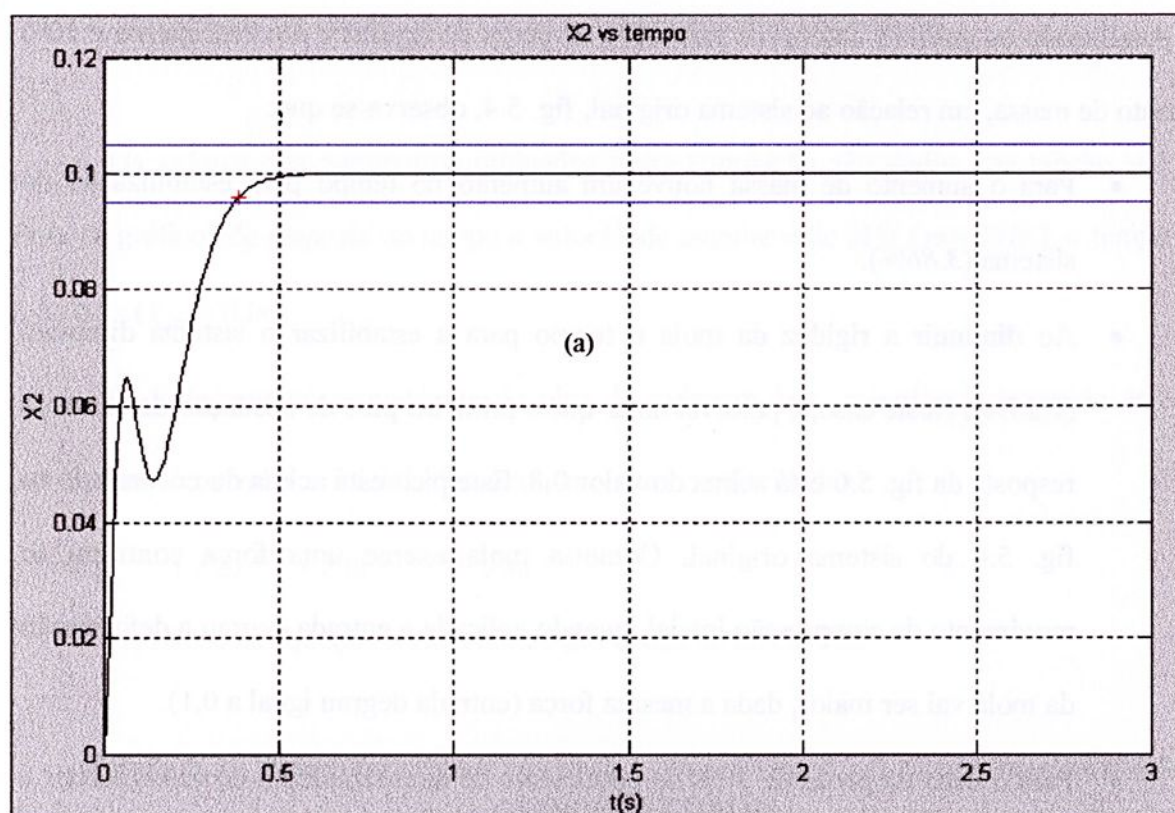


Figura 5.9 – Gráfico do tempo de resposta à uma entrada degrau com perda de 10% de amortecimento. (a) Resposta de x_2 . (b) Resposta de $x_2 - x_1$.

Analisando os gráficos anteriores para 10% de perda de rigidez e amortecimento e 10% de aumento de massa, em relação ao sistema original, fig. 5.4, observa-se que:

- Para o aumento de massa houve um aumento no tempo para estabilização do sistema (3,86%).
- Ao diminuir a rigidez da mola o tempo para a estabilizar o sistema diminuiu (2,25%). Neste caso, é possível notar que o primeiro pico de oscilação da curva de resposta da fig. 5.6 está acima do valor 0,8. Este pico está acima do encontrado na fig. 5.4 do sistema original. Como a mola exerce uma força contrária ao movimento de compressão inicial, quando aplicada a entrada degrau a deformação da mola vai ser maior, dada a mesma força (entrada degrau igual a 0,1).
- Para o caso da perda de 10% no coeficiente de amortecimento do amortecedor é possível notar que o tempo para estabilizar aumentou (17,66%). No gráfico este efeito é notado no pico da oscilação da fig. 5.7. O valor é menor que o do sistema original, é um pouco maior do que 0,6.

No caso da combinação de variação dos parâmetros é possível concluir que o tempo para estabilização poderá ser aumentado atingindo até 55,18% a mais, para o caso de um aumento de 30% na massa e diminuição de 30% na rigidez, e também diminuir 74,1% para o caso de um aumento de 30% na massa e diminuição de 30% no amortecimento.

5.4. Resultados da simulação da teoria do amortecedor assimétrico

Os valores dos parâmetros utilizados nesta simulação são dados nas tabelas 4.1 e 4.2. Para os gráficos de resposta no tempo a velocidade angular é de 2Hz ($\omega = 2\text{Hz}$), o tempo inicial é de 0,1s ($\tau_{in} = 0,1\text{s}$).

O deslocamento proveniente do piso de rodagem é $x_0 = \text{sen}(\omega\tau)$, impondo ao sistema $\tau = 0$, tem-se os valores iniciais dos deslocamentos e velocidades:

$y_{10} = 0, y_{20} = 0, y_{30} = -\omega$ e $y_{40} = 0$.

As raízes da equação característica são dados na tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Raízes características para a equação do $\Delta = 0$ para o movimento de compressão e tração.

Tipo do movimento		Compressão $\dot{y}_2 < 0$	Tração $\dot{y}_2 > 0$
Primeiro par	Parte real	-0,88846740	-5,6312991
	Parte imaginária	7,7499996	6,4808843
Segundo par	Parte real	-8,0316715	-38,986756
	Parte imaginária	69,315458	49,996050

Para a simulação o movimento inicial é de compressão, como se fosse um obstáculo saliente na pista de rodagem. As condições iniciais já foram descritas anteriormente no Capítulo 4. Inicia-se o movimento com uma compressão mudando o tipo de movimento quando o sinal de $\dot{y}_2$ mudar. Neste momento, os valores iniciais do movimento serão dados pelo valor final do movimento anterior.

A seguir são apresentados os gráficos obtidos para os deslocamentos e velocidades das massas do carro e da suspensão.

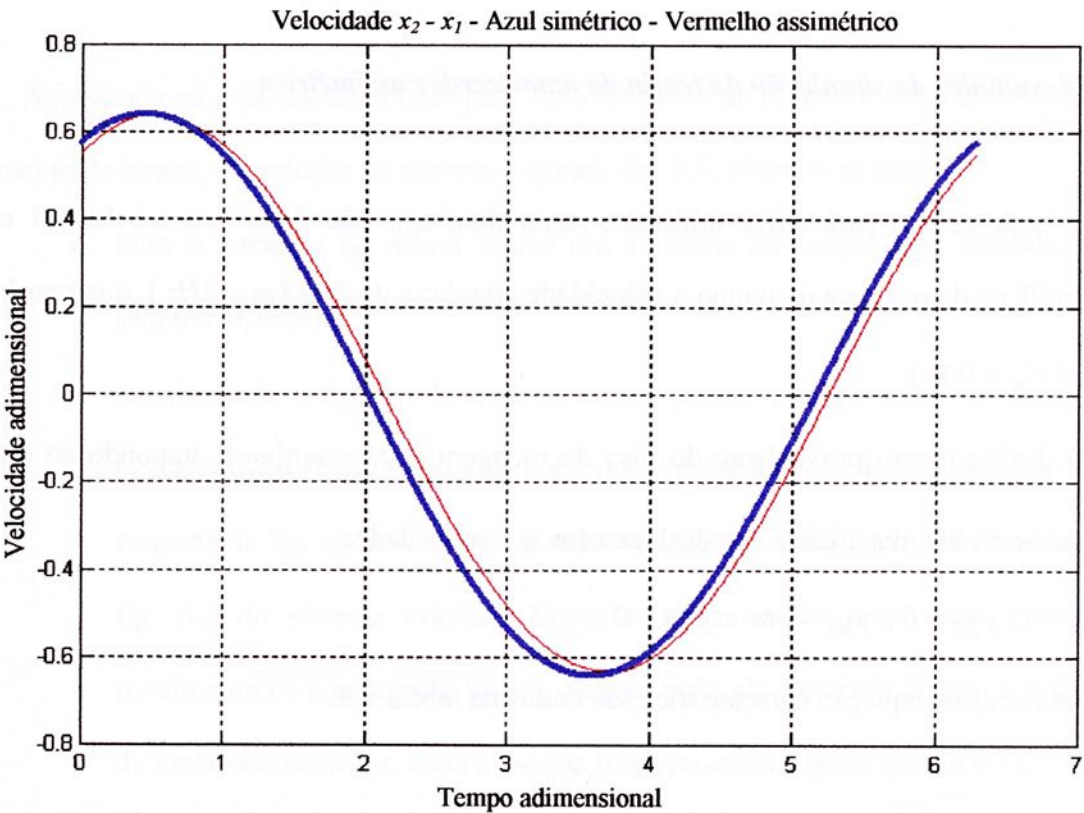


Figura 5.10 - Velocidade adimensional de y_3 ($\dot{y}_2$) com tempo adimensional.

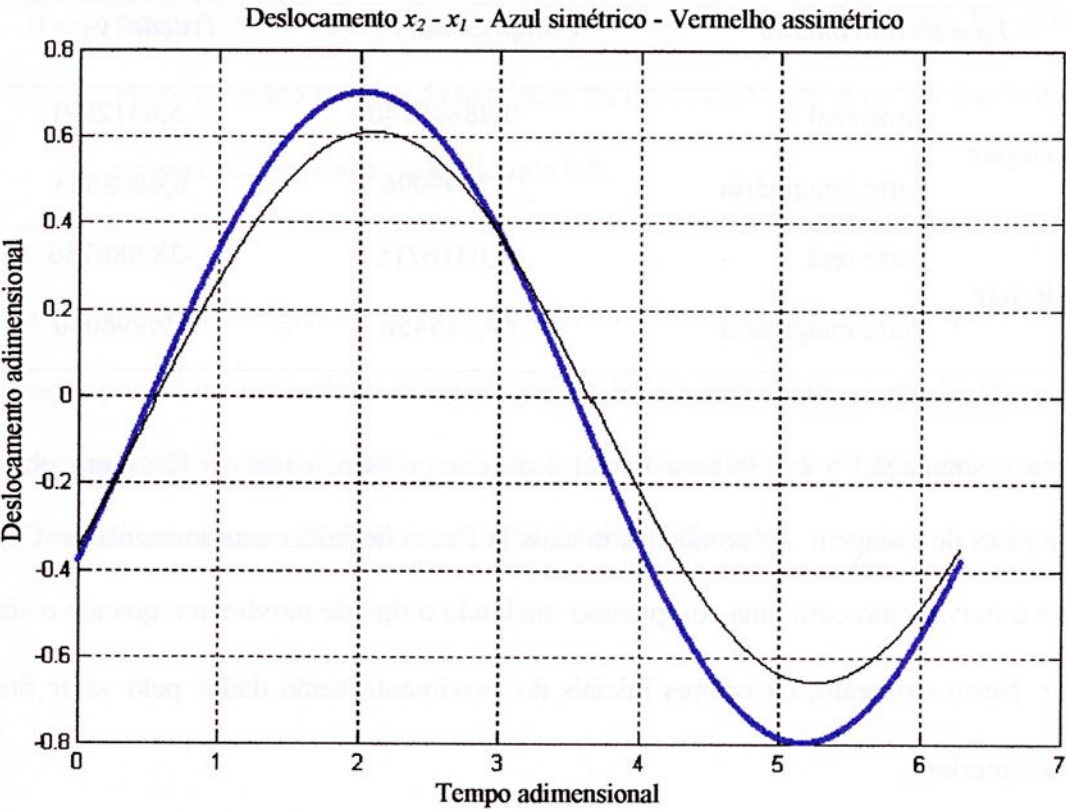


Figura 5.11 - Deslocamento adimensional de y_1 com o tempo adimensional.

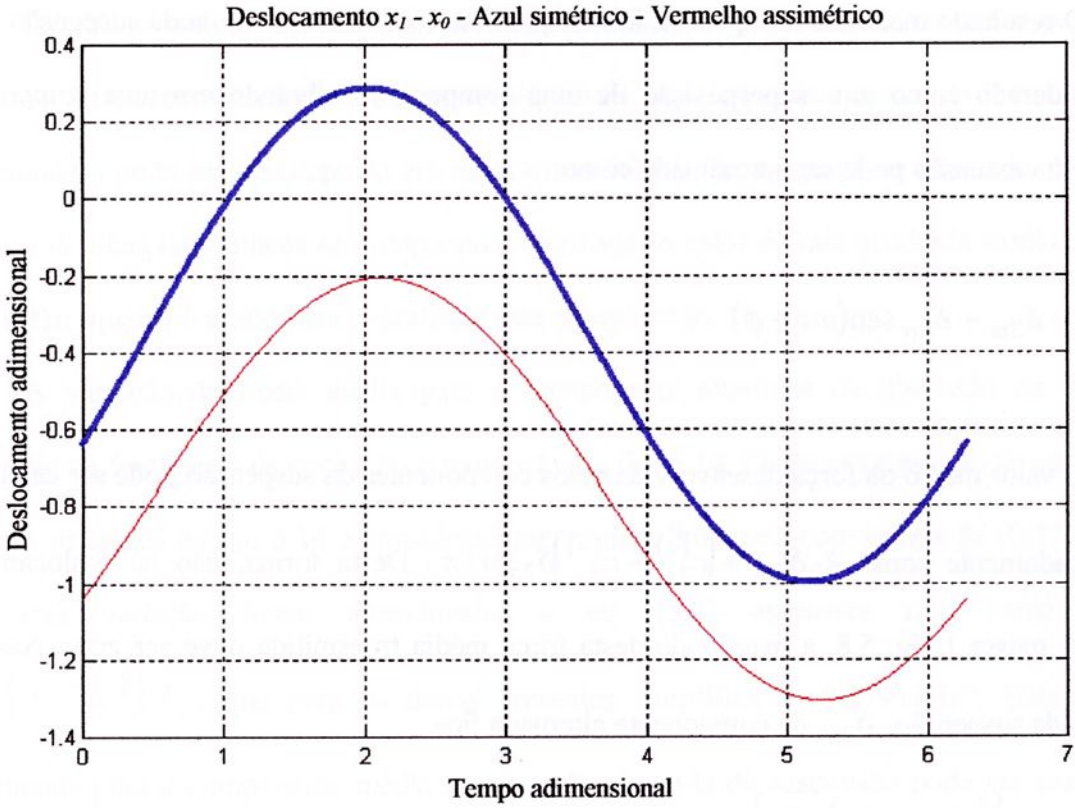


Figura 5.12 - Deslocamento adimensional de y_2 pelo tempo adimensional.

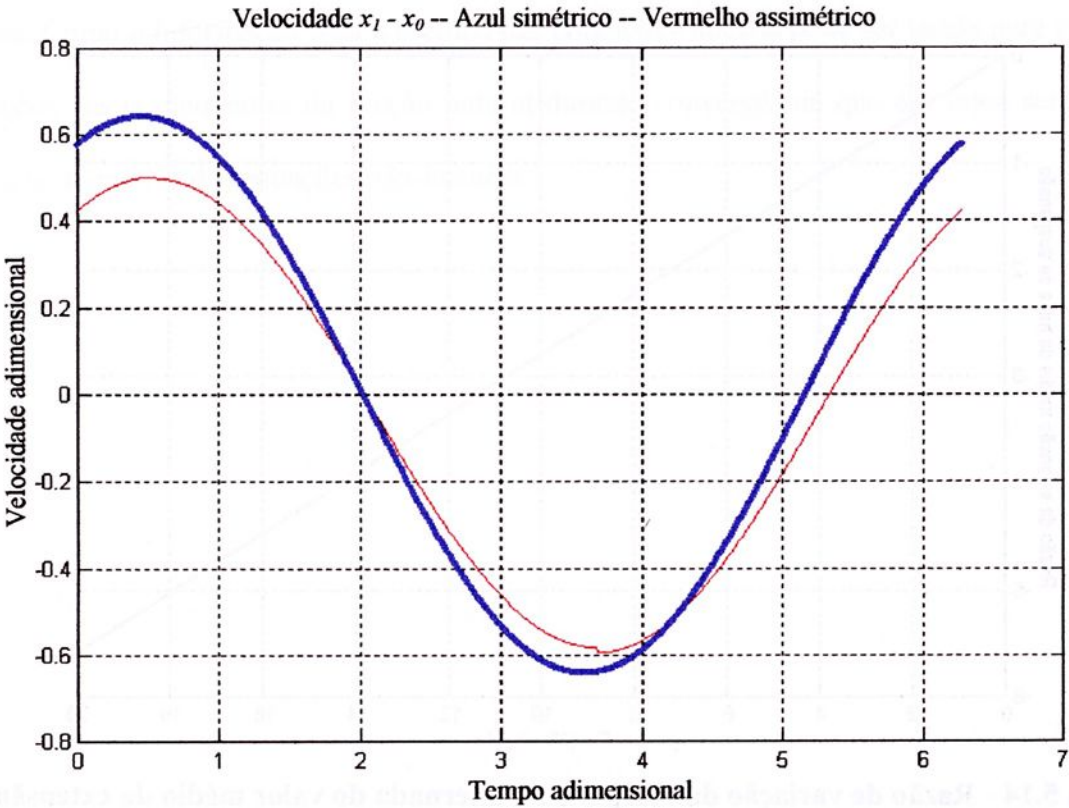


Figura 5.13 - Velocidade adimensional de y_2 com o tempo adimensional [$y_4 = \dot{y}_2$].

O resultado mostrado na fig. 5.12 indica que o deslocamento de mola da suspensão pode ser considerado como uma superposição de uma componente vibrando em uma compressão média. Esta extensão pode ser aproximada como:

$$y_2 \approx \delta_{2m} + \delta_{2a} \text{sen}(\omega\tau + \phi) \tag{5.1}$$

O valor médio da força desenvolvida pelos componentes da suspensão pode ser calculado simplifcadamente como $k_2\delta_{2m} + (c_2^{(+)} - c_2^{(-)})\delta_{2a}\omega/\pi$. Desta forma, não há deslocamento médio da massa 1 fig. 5.8, a magnitude desta força média transmitida deve ser zero. Assim a extensão da suspensão, δ_{2m} da componente alternada fica,

$$\delta_{2m} = -\left\{ \left(c_2^{(+)} - c_2^{(-)} \right) \frac{\omega}{k_2\pi} \right\} \delta_{2a} \tag{5.2}$$

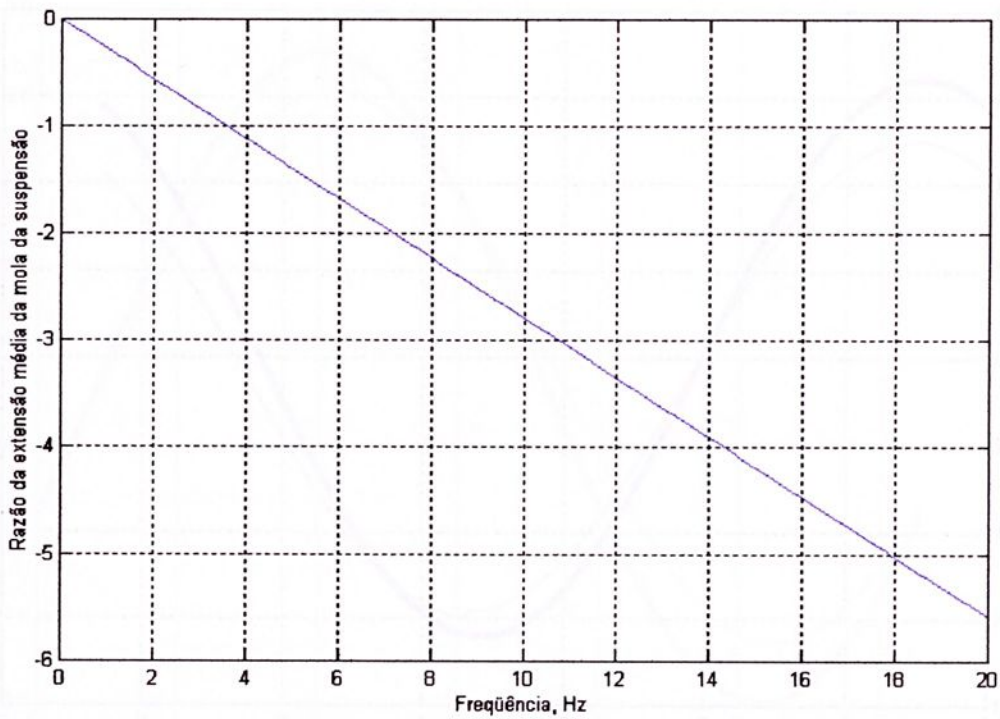


Figura 5.14 - Razão de variação da componente alternada do valor médio da extensão da mola.

Os deslocamentos das massas, mostrados em figs. 5.11 e 5.12, são variações periódicas com uma componente predominante na frequência de excitação junto com suas harmônicas. O deslocamento pode ser decomposto em um valor médio e um componente alternado. Devido à presença de altas harmônicas na componente alternada, o valor da raiz quadrada média (r.m.s. - roots mean square) é usado para quantificar este componente.

A variação da razão média para a componente alternada da distensão da mola da suspensão na frequência de excitação é mostrado em fig. 5.14. Como era esperado da eq. (5.2), a variação mostrada na fig. 5.14 é aproximadamente uma linha reta com rampa de -0.27953Hz^{-1} . Para esta variação linear aproximada, a eq. (5.2) apresenta uma rampa como $-2(c_2^{(+)} - c_2^{(-)})/k_2$, que para os dados presentes simplifica a -0.27938Hz^{-1} . Esta solução aproximada para a componente média da extensão da mola da suspensão pode ser usada para assinalar as condições iniciais aproximadas para a simulação numérica das equações não-lineares. Como a informação para a escolha das condições iniciais pode ser usada para controlar flutuações nas componentes da função natural durante convergência que em troca será útil na simulação numérica das equações não-lineares.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O número de informações coletadas, detalhadas e apresentadas neste trabalho, traz críticas e sugestões para que haja uma continuidade desta linha de pesquisa, ainda carente de desenvolvimento. As conclusões e recomendações do presente trabalho resumem-se nas seguintes:

6.1. Conclusões

♦ Da revisão bibliográfica

- Através da revisão bibliográfica pode-se observar que a necessidade de conforto do ser humano tem desafiado os pesquisadores no estudo e desenvolvimento de modelos de suspensão ativa. Técnicas como *Lógica Fuzzy* e algoritmo genético estão sendo implantadas para auxiliar na modelagem do sistema de suspensão automotiva visando o conforto.
- A tendência é a criação de modelos cada vez mais complexos para descrever o sistema representativo da dinâmica do veículo.
- No passeio, no trabalho ou em competições a indústria automobilística deverá, cada vez mais, se preocupar com a segurança, conforto e saúde das pessoas utilitárias de seus produtos.

♦ Do modelagem para $\frac{1}{4}$ de veículo.

- O desgaste das partes dos sistemas de amortecimento podem introduzir defeitos nas molas e amortecedores. Estes defeitos causam a deterioração dos mesmos com a diminuição dos valores dos seus coeficientes. A combinação de efeitos como o aumento da massa da carroceria, causado pela introdução de mais um passageiro no veículo, diminuição dos coeficientes de rigidez e de amortecimento do amortecedor, causados pelo desgaste, poderá alterar os valores do tempo de estabilização do sistema. Este tempo poderá ser aumentado ou diminuído.
- Aumentando-se a massa da carroceria (aumento do número de passageiros) há um aumento no tempo de estabilização do sistema pois as forças aumentam. Este aumento no tempo se deve, também, ao fato de que ao aumentar a massa a frequência de resposta do sistema (frequência natural) diminui.
- O aumento no tempo de estabilização para um amortecedor com defeito é devido ao fato de a força gerada contra o movimento de compressão do amortecedor estar relacionada com a velocidade de aplicação desta força. Como a velocidade de aplicação desta força é a mesma que para o sistema sem defeitos, conclui-se que a força gerada pelo amortecedor com defeito é menor e possui oscilação com pico menor.

♦ Do modelagem para assimetria da curva do amortecedor

- O amortecedor da suspensão possui diferentes coeficientes de amortecimentos. A exigência de modelos que descrevam o comportamento dinâmico do veículo com mais precisão faz com que os modelos passem a considerar esta assimetria.
- A simulação da passagem da roda do veículo por um obstáculo na pista apresentou resultados satisfatórios que descreveram os movimentos de compressão e de tração assimetricamente.
- A solução das equações do sistema não-linear mostrou que a assimetria do amortecedor da suspensão introduziu um deslocamento inferior na posição média de m_2 adicionado na resposta de vibração.
- A resposta de m_1 não exibiu tal deslocamento da posição média.
- As equações do sistema podem ser linearizadas satisfatoriamente substituindo-se o amortecedor assimétrico por um único equivalente linear com base na semelhança da energia dissipada. Com as linearizações não foi possível encontrar o motivo do deslocamento da posição média de m_2 .
- O deslocamento médio da posição de m_2 foi devido a compressão média na mola causada pelo desequilíbrio da força no amortecedor do sistema de suspensão durante a vibração.

- Para expressar a compressão média da mola do sistema de suspensão, assumiu-se que o valor médio da força do amortecedor foi zero. O valor encontrado foi satisfatório.

6.2. Sugestões para trabalhos futuros

Os conhecimentos adquiridos durante o trabalho levaram a sugestões para futuras linhas de pesquisas que não puderam ser implementadas a este, as quais são descritas:

- Construção de um banco de ensaio para verificação experimental dos coeficientes envolvidos em um sistema de suspensão.
- Modelagem do sistema com aumento do número de graus de liberdade.
- Construção de um banco de ensaio para simulação da passagem do veículo por obstáculos.
- Modelagem do conjunto dianteiro do sistema de suspensão, levando em consideração os efeitos de torção que são gerados no sistema.
- Modelagem do conjunto de suspensão do veículo, observando os aspectos de rigidez e transmissão da energia de vibração para os ocupantes do veículo.

CAPÍTULO 7

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AHMED, A. AND RAKHEJA, S., "*An Equivalent Linearization Technique For Frequency Response Analysis Of Asymmetric Dampers*", **Journal of Sound and Vibration**, v.153, n.3, p. 537-542, 1992.
- ANDO, Y. AND SUZUKI, M., "*Control of Active Suspension Systems Using the Singular Perturbation Method*", **Control Eng. Practice**, Vol. 4, No. 3, pp. 287 – 293, 1996.
- BARBOSA, R. S., "*Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados*", **Tese de Doutorado**. Orientador Prof. PhD. Álvaro Costa Neto, Escola de Engenharia de São Carlos (EESC), Universidade de São Paulo, 273p, 1999.
- BENDER, E. K., "*Optimum Linear Preview Control With Application To Vehicle Suspension*", **Journal of Basic Engineering Series**, Vol. 90, pp. 213 - 221, 1968.
- DOHRMANN, C., R. "*Dynamics Of A Tire-Wheel Suspension Assembly*", **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 210, pp. 627 - 642, 1998.
- DU, H., LAM, J. AND SZE, K. Y., "*Non-Fragile Output Feedback H_{∞} Vehicle Suspension Control Using Genetic Algorithm*", **Engineering Applications of Artificial Intelligence**, Vol. 16, pp. 667-680, 2003.
- ELBEHEIRY, E. M. AND KARNOPP, D.C., "*Optimal Control of Vehicle Random Vibration with Constrained Suspension Deflection*", **Journal of Sound and Vibrations**, Vol. 189(5), pp. 547 – 564, 1996.
- ELBEHEIRY, E. M., "*Effects of Small Travel Speed Variations on Active Vibration Control in Modern Vehicles*", **Journal of Sound and Vibrations**, Vol. 232(5), pp. 857 – 875, 2000.
- FERRARESE, A.; PADOVESE, L. R. AND COSTA, A. L. A., "*Tire Dynamical Models*", **Computational Methods in Engineering**, pp. 195.1 – 195.12, 1999.
- FOO, E. AND GOODALL, R. M., "*Active Suspension Control of Flexible-Bodied Railway Vehicles Using Electro-Hydraulic and Electro-Magnetic Actuators*", **Control Engineering Practice**, Vol. 8, pp. 507 – 518, 2000.
- HAC, A., "*Optimal Linear Preview Control of Active Vehicle Suspension*", **Vehicle System Dynamics**, Vol. 21, pp. 167 – 195, 1992.
- HOSTENS, I. AND RAMON, H., "*Descriptive Analysis of Combine Cabin Vibrations and their effect on the human body*", **Journal of Sound and Vibration**, v. 266, p. 453-464, 2003.

- KAWABLE, T.; ISOBE, O.; WATANABE, Y.; HANBA, S. AND MIYASATO, Y., "*New Semi-Active Suspension Controller Design Using Quasi-Linearization and Frequency Shaping*", **Control Engineering Practice**, Vol. 6, pp. 1183 – 1191, 1998.
- LOUAM, N.; WILSON, D. A. and SHARP, R. S., "*Optimal Control of a Vehicle Suspension Incorporating the Time Delay Between Front and Rear Wheel Inputs*", **Vehicle System Dynamics**, Vol. 17, pp. 317 – 336, 1988.
- LUNDSTRÖM, R. AND HOLMLUND, P., "*Absorption of Energy During Whole-Body Vibration Exposure*", **Journal of Sound and Vibrations**, Vol. 215(4), pp. 789 – 799, 1998.
- MEIROVITCH, L., "*Principles And Techniques Of Vibrations*", **Prentice Hall**, New Jersey, 2000.
- MINAKAWA, M., NAKAHARA, J., NINOMIYA, J. AND ORIMOTO, Y., "*Method For Measuring Force Transmitted From Road Surface To Tires And Its Applications*" **JSAE Review**, Vol. 20, pp. 479 – 485, 1999.
- NAGAI M.; MORAN, A.; TAMURA, Y. AND KOIZUMI, S., "*Identification and Control of Nonlinear Active Pneumatic Suspension for Railway Vehicles, Using Neural Networks*", **Control Engineering Practice**, Vol. 5, No. 8, pp.1137 – 1144, 1997.
- NOZAKI, H. AND INAGAKI, Y., "*Technology For Measuring And Diagnosing The Damping Force Of Shock Absorbers And The Constant Of Coil Springs When Mounted On A Vehicle*", **Society of Automotive Engineers of Japan**, Vol. 20, pp. 413 - 419, 1999.
- OGATA, K.; "*Engenharia de Controle Moderno*", 3ª Ed., **Editora LTC**, 1998.
- PASSARINI, L. C., "*Análise e Projeto de uma Suspensão Ativa Para um Autoveículo Usando Espaço de Estados*", **II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, 2002.
- RAGHAVAN, M., "*Number And Dimensional Synthesis Of Independent Suspension Mechanisms*", **Mechanism And Machine Theory**, Vol. 8, pp. 1141-1153, 1996.
- RAO, M. V. C. AND PRAHLAD, V., "*A Tunable Fuzzy Logic Controller For Vehicle-Active Suspension Systems*", **Fuzzy Sets And Systems**, Vol. 85, pp. 11 - 21, 1997.
- REYBROUCK, K.; "*A Nonlinear Model Of An Automobile Shock Absorber*", **Society of Automotive Engineers**, Paper N° 940869, 1994.
- RILL, G., "*Vehicle Dynamics*", **University of Applied Sciences**, 103p, 2003.
- ROH, H. S. AND PARK, Y., "*Stochastic Optimal Preview Control of an Active Vehicle Suspension*", **Journal of Sound and Vibration**, v. 220, n.2, p.313-330, 1999.
- SHI Y., HUA H., SOL H., "*The finite element analysis and experimental study of beams with active constrained layer damping treatments*", **Journal of Sound and Vibration**, October 2003

- SHIEHLEN, W. AND HU, B., "*Spectral Simulation And Shock Absorber Identification*", **International Journal of Non-Linear Mechanics**, n. 38, p. 161-171, 2003.
- THOMSON, W. T., "*Theory of Vibration: With Applications*", 3 ed., **Prentice Hall**, Englewood Cliffs, 1988.
- TRINDADE, M. A., A. BEDJEDDOU AND R. OHAYON, "*Modeling Of Frequency-Dependent Viscoelastic Materials For Active-Passive Vibration Damping*"; **American Society of Mechanical Engineers, Journal of Vibration and Acoustics**, vol. 122, pp. 169 – 174, 2000
- VETTURI, D.; GADOLA, M.; CAMBIAGHI, D. AND MANZO, L., "*Semi-Active Strategies for Racing Car Suspension Control*", **Second Motorsports Engineering Conference and Exposition**, SAE PAPER N^o 962553, Dearborn, USA, December, 1996.
- YOSHIMURA, T. AND EDOKORO, K., "*An Active Suspension Model for Rail/Vehicle Systems With Preview and Stochastic Optimal Control*", **Journal of Sound and Vibrations**, Vol. 166, pp. 507 – 519, 1993.
- YOSHIMURA, T. AND SUGIMOTO, M., "*An active Suspension for a Vehicle Traveling on Flexible Beams with an Irregular Surface*", **Journal Sound and Vibration**, Vol. 138, pp. 433-445, 1990.
- YOSHIMURA, T., KUME, A., KURIMOTO, M. AND HINO, J., "*Construction of an Active Suspension System of a Quarter Car Model Using the Concept of Sliding Mode Control*", **Journal of Sound and Vibrations**, Vol. 239(2), pp. 187 – 199, 2001.
- YVE, C.; BUTSUEN, T. AND HEDRICK, J.K., "*Alternative Control Laws For Automotive Active Suspensions*", **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, vol. 111, pp. 286-291, 1989, 2.
- <http://www.ford.com>, Março de 2003.
- <http://www.goodyear.com.br/>, janeiro de 2003.
- <http://www.pneuseguro.com.br/>, março de 2003.
- <http://www.suspensao.com.br/>, janeiro de 2003.
- <http://www.trw.com.br/>, fevereiro de 2003.
- <http://www.vw.com.br/>, janeiro de 2003.
- <http://www.xl.pt/aut/autopedia>, janeiro de 2003.



APÊNDICE A

Elementos de uma suspensão do tipo “Mc Pherson” e Pneu

Na suspensão de um veículo pode ser encontrados diversos elementos variando de modelo para modelo. No caso da bancada de suspensão que está sendo montada encontra-se os seguintes elementos:

- Amortecedor;
- Mola;
- Conjunto telescópico;
- Roda;
- Pneu;
- Bandeja;
- Pivô;
- Junta homocinética;
- Conjunto de freio;
- Batente;
- Bucha da bandeja inferior;
- Coxim superior do amortecedor;
- Coifa do amortecedor;

1. Amortecedor

A suspensão de um automóvel proporciona uma ligação confortável e eficiente entre as rodas e a carroçaria.

O amortecedor é o componente mecânico da suspensão que permite parar as oscilações provocadas pelas molas da suspensão.

Caso os amortecedores não existissem, sempre que uma das rodas passasse sobre uma irregularidade, a mola oscilaria indefinidamente. Esse aspecto acabaria por ser desconfortável para os ocupantes do veículo e, sobretudo, prejudicial a estabilidade dinâmica.

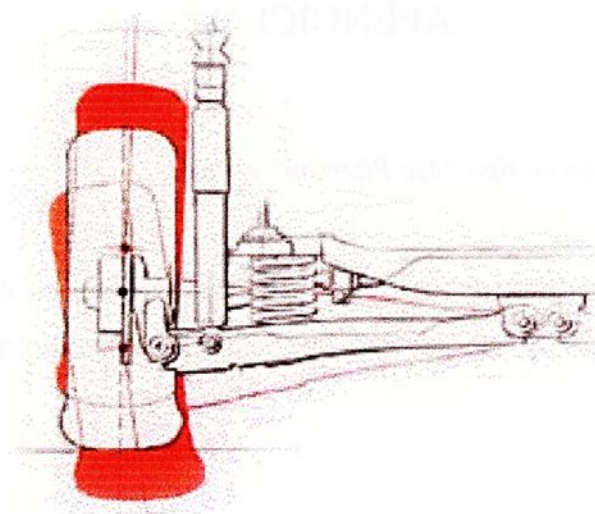


Figura A1. Esquema da forma de trabalho do amortecedor .



Figura A2. Desenho esquemático do amortecedor.

2. Mola

Um dos componentes principais de uma suspensão de um veículo. O papel da mola é absorver de uma forma suave e confortável as irregularidades do piso. Assim garante a sustentação do veículo e ajudam a absorver os impactos. A mola pode ser helicoidal, de lâmina ou uma simples barra de torção.

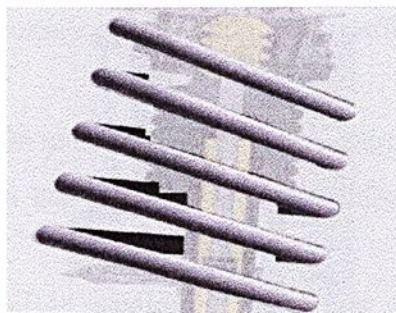


Figura A3. Desenho esquemático da mola.

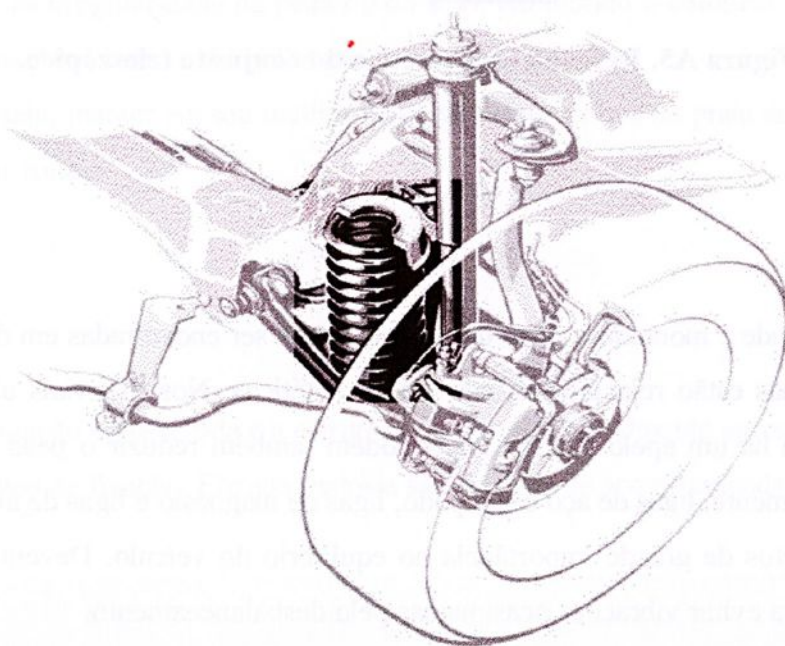


Figura A4. Modelo da utilização da mola numa suspensão.

3. Conjunto telescópico;

Este conjunto liga a parte superior da suspensão onde se encontram a mola e amortecedor a parte inferior, onde se encontra a bandeja. Neste conjunto está localizado o cubo da roda. É no cubo da roda que o sistema de tração e de freio são acoplados. Resumindo, o conjunto telescópico é a estrutura central da suspensão.

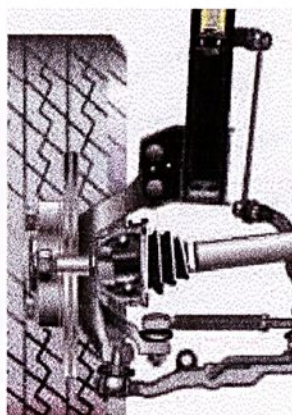


Figura A5. Desenho esquemático do conjunto telescópico.

4. Roda

Elemento onde é montado o pneu do veículo. Pode ser encontradas em diversas formas e materiais. As formas estão relacionadas aos efeitos estéticos. Nos materiais utilizados em sua fabricação também há um apelo estético, mas podem também reduzir o peso da estrutura. Os materiais são geralmente, ligas de aço estampado, ligas de magnésio e ligas de alumínio.

São elementos de grande importância no equilíbrio do veículo. Devem ser balanceadas com frequência para evitar vibrações ocasionadas pelo desbalanceamento.



Figura A6. Foto de uma roda.

5. Pneu

É o elemento no qual o veículo se apoia, transmite tração e isola parte das irregularidades do solo.

Funções do pneu:

- frear o veículo, além de resistir às consideráveis transferências de carga na aceleração e na frenagem do veículo;
- transmitir a potência útil do motor, as forças em frenagem e em curva;
- rodar regularmente - com maior segurança e por mais tempo - e com um máximo de desempenhos;
- guiar o veículo com precisão, quaisquer que sejam o estado do solo e as condições climáticas;
- amortecer as irregularidade da pista ou do solo, garantindo o conforto do motorista e dos passageiros, bem como a durabilidade do veículo;
- durar, ou seja, manter em seu melhor nível os desempenhos do pneu ao longo de milhões de giros de roda.

6. Bandeja

Fazem a ligação entre a roda e a estrutura do veículo. Geralmente apresentam formato em “V” com três pontos de fixação. Em sua maioria são de ligas de aço estampada.

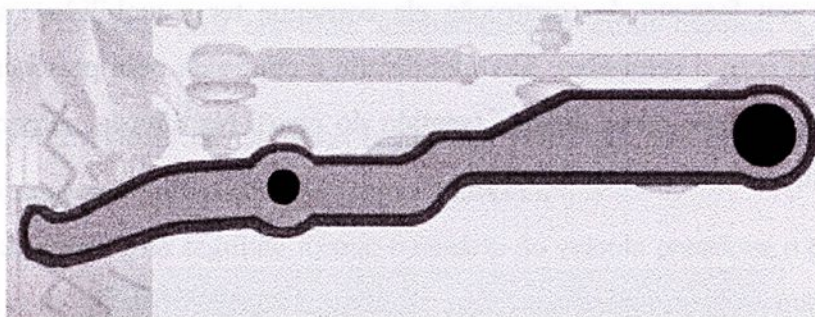


Figura A7. Desenho esquemático da bandeja.

7. Pivô

Permite a articulação da roda e sustenta o peso do conjunto de suspensão. Faz a ligação da bandeja ao cubo da roda

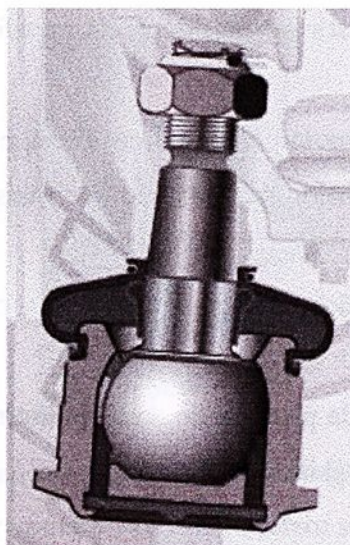


Figura A8. Desenho esquemático do pivô.

8. Junta homocinética

Transmite o torque e permite que o semi-eixo trabalhe em ângulo. Liga o semi-eixo ao cubo da roda onde estará transmitindo o torque provindo do cambio para a roda e disco de freio.

Devido ao seu formato de construção ela consegue ter a mobilidade necessária para trabalhar em ângulo com o semi-eixo. Sua mobilidade é conferida pela presença de esferas de aço que se movem somente numa direção (sentido do eixo). Na direção perpendicular não há movimento, há somente transmissão do torque.

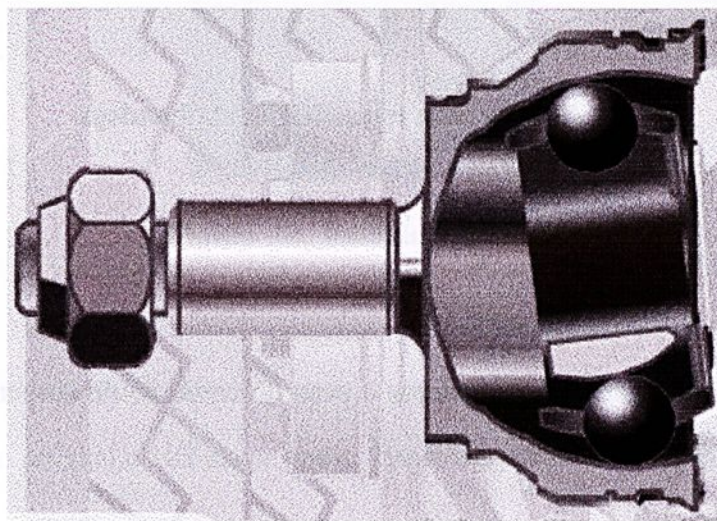


Figura A9. Desenho esquemático da junta homocinética.

9. Conjunto de freio

É o sistema utilizado para diminuir a velocidade e ou parar o veículo. O princípio de funcionamento é baseado na perda de potência por atrito.

Existem vários sistemas de freios no mercado, mas o funcionamento de todos são baseados no mesmo princípio. Os sistemas mais utilizados nos veículos são os de freio a tambor e os de freio a disco.

O sistema de freio a tambor é composto de um tambor que gira com o sistema da roda, sapatas de freio que ficam na parte interna do tambor e o cilindro de roda que estará transmitindo o deslocamento às sapatas.

O sistema funciona da seguinte forma: o usuário do veículo pressiona o pedal do freio, o cilindro mestre de freio transmite a pressão aos cilindros das rodas, os cilindros das rodas convertem pressão em deslocamento que é transmitido às sapatas de freio que serão pressionadas contra o tambor. Geralmente são aplicadas nas rodas traseira, nos veículos de passeio e é o sistema utilizado nos veículos maiores, como caminhões.

O sistema de freio a disco é mais eficiente que o anterior. Nele há a possibilidade de uma refrigeração mais eficiente, pois em altas temperaturas o atrito diminui e o sistema perde eficiência.

O sistema é composto de um disco (como fig. A10) que gira junto com a roda, um ou mais cilindros de freio e pastilhas de freio (como fig. A11).

O sistema funciona da seguinte forma: o usuário do veículo pressiona o pedal de freio que aciona o cilindro mestre que transmitirá a pressão para os cilindros de freio que pressionaram as pastilhas sobre o disco de freio. Neste caso a pressão ocorre nos dois lados do disco de freio.

É utilizado nos veículos de passeio podendo ser tanto na dianteira como na traseira em carros mais modernos ou somente na dianteira em carros populares (com baixo valor agregado). No caso da utilização nas rodas do conjunto traseiro, há necessidade de um sistema auxiliar para o sistema de freio de mão (freio de estacionamento).

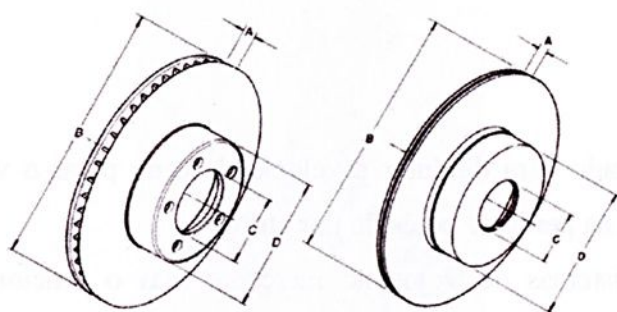
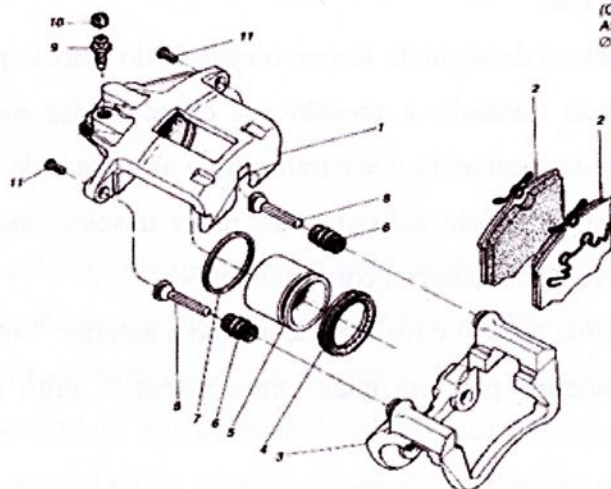


Figura A10. Esquema do disco de freio.

- 1 - Carcaça E (VFCC 0095.0)†
(Body LH - VFCC 0095.0)†
- 1 - Carcaça D (VFCC 0096.0)†
(Body RH - VFCC 0096.0)†
- 2 - Pastilha do freio (Pad)
- 3 - Suporte (Bracket)
- 4 - Coifa (Boot)
- 5 - Êmbolo (Piston)
- 6 - Coifa (Boot)
- 7 - Anel de vedação (Seal)
- 8 - Pino guia (Guide pin)
- 9 - Parafuso sangrador (Bleed screw)
- 10 - Coifa do sangrador (Bleed screw boot)
- 11 - Parafuso (Screw)



FREIO A DISCO COLETTE TIPO
DESILIZANTE
(COLETTE TYPE CALIPER
ASSY)
Q: 48,00

Figura A11. Esquema do cilindro de freio.

10. Batente

É o elemento de fim de curso da suspensão, ou seja, é responsável pela limitação no curso do amortecedor e mola. É feito de material polimérico e absorve parte da energia quando o curso da suspensão atinge o máximo, protegendo assim o amortecedor.

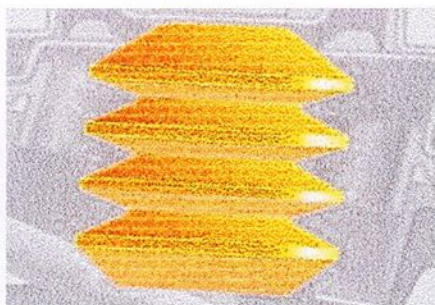


Figura A12. Desenho esquemático do batente.

11. Bucha da bandeja inferior

Articula o braço inferior da suspensão (bandeja) evitando folgas e ruídos. É constituído de dois cilindros de aço, um menor (interno) responsável pelo contato com o parafuso do braço inferior e outro maior que entra em contato com o braço inferior. O espaço entre eles é preenchido com borracha.

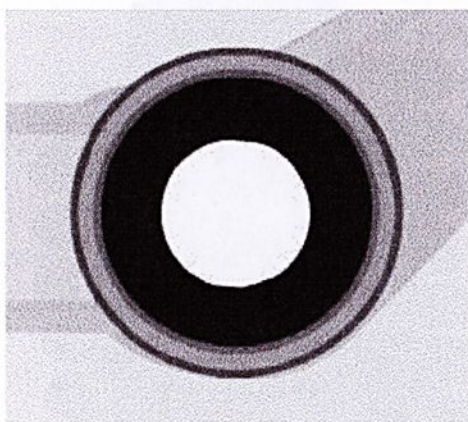


Figura A13. Desenho esquemático da bucha da bandeja.

12. Coxim superior do amortecedor

Alivia o impacto na região de apoio do amortecedor em relação a carroceria do veículo. É constituído de borracha e atua diretamente na absorção dos impactos que a suspensão não conseguiu atenuar.

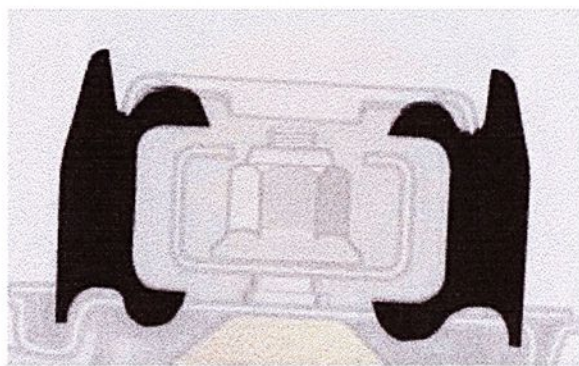


Figura A14. Desenho esquemático do coxim superior do amortecedor.

13. Coifa do amortecedor

Protege o amortecedor de agentes externos como água, areia, terra. É constituído de borracha e tem grande flexibilidade para acompanhar o curso do amortecedor.



Figura A15. Desenho esquemático da coifa do amortecedor.

14. Pneu

É composto de vários materiais, tais como, borracha, aço, cordões de algodão, dentre outros.

As matérias-primas básicas são a borracha natural, borracha sintética e o pó preto.

Sua estrutura é composta de:

- Carcaça – parte estrutural do pneu. A partir dela é que começa a fabricação do pneu;
- Talões – é a parte do pneu que se predo à roda;
- Banda de rodagem – ela que entra em contato com o solo e onde encontra-se o desenho do pneu (sulcos);
- Costatos – são as zonas de flexão dos pneus (laterais);
- Ombro – é a área localizada na parte superior do costado que se liga à banda de rodagem;
- Amortecedores – são cintas de tecido nos pneus diagonais ou de aço nos pneus radiais. Estão entre as lonas da carcaça e a banda de rodagem;
- Liner – é uma fina camada de borracha na parte interna do pneu, que mantém o ar dentro dele, evitando assim vazamentos;
- Raias – são as fileiras circunferenciais da banda de rodagem, que entram em contato direto com o solo;
- Sulcos – são os canais circunferenciais entre as raias da banda de rodagem e são essenciais para a tração, o controle direcional e as propriedades de esfriamento;
- Compostos – são todas as borrachas naturais e sintéticas usadas na construção de pneus;

No costado, existem vários códigos e inscrições que são os dados daquele produto, como pode ser visto no exemplo abaixo.

175/70 R13 82T

Isto é a medida, tipo de construção, índice de carga e velocidade do pneu.

175 – indica a largura nominal da seção do pneu, em milímetros.

70 – indica a série do pneu. Série é o perfil do pneu, isto é, a relação percentual entre a altura e a largura da seção do pneu. Ou seja: neste caso, a série (altura) corresponde a 70% da



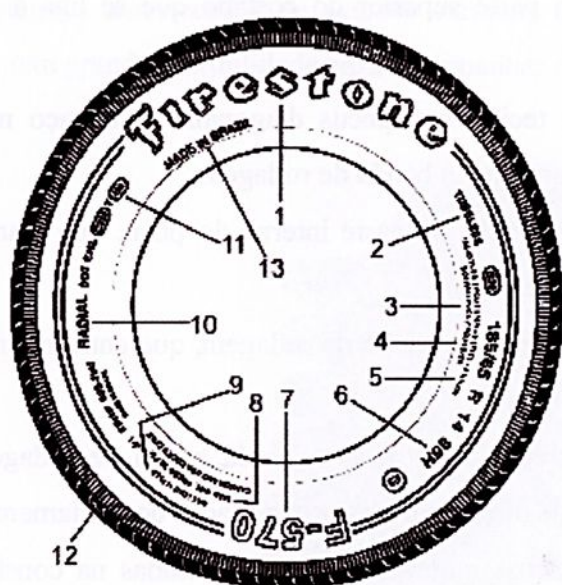
largura (175mm). Quanto menor for esse número (60, 50, 45), mas baixo será o perfil do pneu e ele terá uma aparência mais larga.

R – indica que o pneu é de construção radial. Quando não existe a letra, significa que o pneu é de construção diagonal (convencional).

13 – indica o diâmetro em polegadas do aro em que o pneu é montado.

82 – este número é chamado de índice de carga, isto é, indica a capacidade de carga máxima que o pneu pode suportar (Apêndice II). Neste exemplo a máxima carga é de 475 kg.

T – a letra que vem logo após o índice de carga, significa o símbolo de velocidade, quer dizer, indica a velocidade máxima a que o pneu pode ser submetido para transportar a carga correspondente ao seu índice de carga (Apêndice II). Neste exemplo a máxima velocidade é de 190km/s.



- 1- Nome do fabricante
- 2- Tipo do pneu (Tubeless = s/c Tube Type = c/c)
- 3 / 4- Estrutura do pneu
- 5- Medida do pneu
- 6- Índ. Carga / Símb. Velocidade
- 7- Nome comercial do pneu
- 8 / 9- Normas de segurança (Estados Unidos e Canadá)
- 10- Tipo de construção
- 11- Data de fabricação
- 12- TWI (Índice de desgaste da banda de rodagem)
- 13- País de fabricação

Figura A16. Lateral do pneu e suas inscrições.

Existem dois tipos de construção de pneus, radial e diagonal (convencional).

Nos pneus de construção diagonal ou convencional, os cordoneis das lonas se estendem de talão a talão, formando ângulo com a linha central da banda de rodagem. As lonas subsequentes se cruzam em ângulos opostos.

No tipo de construção radial, os cordoneis da lona se estendem de talão a talão no sentido radial, formando um ângulo reto em relação à linha central da banda de rodagem. Existe ainda a cinta de cordoneis de aço que circunda o pneu, logo abaixo da banda de rodagem.

O pneu do tipo radial tem as seguintes vantagens em relação aos diagonais. É um tipo de construção que proporciona ao pneu, uma maior flexibilidade na área do costado, enquanto a cinta de cordões de aço dá maior rigidez à banda de rodagem. Existe aí uma redução dos movimentos de retração e expansão da banda de rodagem e isso diminui o atrito com o solo e a resistência ao rolamento, dando como resultado, um menor consumo de combustível e uma maior quilometragem.

Há também duas formas de uso dos pneus, uma utilizando câmara e outra sem câmara.

O pneu sem câmara é mais seguro, porque sua construção é totalmente hermética, pois tem o liner. O liner torna desnecessária a câmara e com isso, eliminam-se os efeitos de um estouro súbito. No pneu sem câmara pode penetrar um objeto, porém por não haver câmara que possa ser furada, o pneu tenderá a reter o objeto. Isso evita a perda brusca de ar e o motorista pode continuar a rodar, sem necessidade de parar naquele exato momento do furo. Com pneu sem câmara, o rodar fica mais macio, em virtude do menor peso e espessura do pneu ao ser eliminada, precisamente, a espessura da câmara. Assim, as paredes do pneu ficam mais flexíveis, absorvendo melhor os impactos provocados pelas irregularidades da estrada. A montagem de um pneu sem câmara é muito mais rápida e fácil que a de um pneu do tipo com câmara. Esta tarefa deve ser realizada com cuidado, assegurando-se que os talões assentem bem sobre a flange do aro e verificando-se finalmente, se o conjunto está bem vedado, pois ,caso contrário, haverá perda de ar.

... a partir da análise dos dados, os resultados foram discutidos e as conclusões foram apresentadas. O trabalho foi desenvolvido em duas etapas: a primeira consistiu na coleta dos dados e a segunda na análise dos mesmos. Os dados foram coletados através de questionários aplicados a uma amostra de 100 sujeitos. A análise dos dados foi realizada através do método estatístico de análise de variância (ANOVA). Os resultados mostraram que há diferenças significativas entre os grupos de estudo e controle em relação às variáveis analisadas. As conclusões foram que o tratamento experimental foi eficaz em relação ao tratamento controle.

... a partir da análise dos dados, os resultados foram discutidos e as conclusões foram apresentadas. O trabalho foi desenvolvido em duas etapas: a primeira consistiu na coleta dos dados e a segunda na análise dos mesmos. Os dados foram coletados através de questionários aplicados a uma amostra de 100 sujeitos. A análise dos dados foi realizada através do método estatístico de análise de variância (ANOVA). Os resultados mostraram que há diferenças significativas entre os grupos de estudo e controle em relação às variáveis analisadas. As conclusões foram que o tratamento experimental foi eficaz em relação ao tratamento controle.



Figura 1. Diagrama de fluxo de dados.

... a partir da análise dos dados, os resultados foram discutidos e as conclusões foram apresentadas. O trabalho foi desenvolvido em duas etapas: a primeira consistiu na coleta dos dados e a segunda na análise dos mesmos. Os dados foram coletados através de questionários aplicados a uma amostra de 100 sujeitos. A análise dos dados foi realizada através do método estatístico de análise de variância (ANOVA). Os resultados mostraram que há diferenças significativas entre os grupos de estudo e controle em relação às variáveis analisadas. As conclusões foram que o tratamento experimental foi eficaz em relação ao tratamento controle.

... a partir da análise dos dados, os resultados foram discutidos e as conclusões foram apresentadas. O trabalho foi desenvolvido em duas etapas: a primeira consistiu na coleta dos dados e a segunda na análise dos mesmos. Os dados foram coletados através de questionários aplicados a uma amostra de 100 sujeitos. A análise dos dados foi realizada através do método estatístico de análise de variância (ANOVA). Os resultados mostraram que há diferenças significativas entre os grupos de estudo e controle em relação às variáveis analisadas. As conclusões foram que o tratamento experimental foi eficaz em relação ao tratamento controle.

APÊNDICE B

Tabela B 1. Índice de carga e respectiva carga suportada pelo pneu.

IC	Kg	IC	Kg	IC	Kg	IC	Kg	IC	Kg
0,00	45,00	40	140	80	450	120	1400	160	4500
1,00	46.2	41	145	81	462	121	1450	161	4625
2,00	47.5	42	150	82	475	122	1500	162	4750
3,00	48.7	43	155	83	487	123	1550	163	4875
4,00	50,00	44	160	84	500	124	1600	164	5000
5,00	51.5	45	165	85	515	125	1650	165	5150
6,00	53,00	46	170	86	530	126	1700	166	5300
7,00	54.5	47	175	87	545	127	1750	167	5450
8,00	56,00	48	180	88	560	128	1800	168	5600
9,00	58,00	49	185	89	580	129	1850	169	5800
10,00	60,00	50	190	90	600	130	1900	170	6000
11,00	61.5	51	195	91	615	131	1950	171	6150
12,00	63,00	52	200	92	630	132	2000	172	6300
13,00	65,00	53	206	93	650	133	2060	173	6500
14,00	67,00	54	212	94	670	134	2120	174	6700
15,00	69,00	55	218	95	690	135	2180	175	6900
16,00	71,00	56	224	96	710	136	2240	176	7100
17,00	73,00	57	230	97	730	137	2300	177	7300
18,00	75,00	58	236	98	750	138	2360	178	7500
19,00	77.5	59	243	99	775	139	2430	179	7750
20,00	80,00	60	250	100	800	140	2500	180	8000
21,00	82.5	61	257	101	825	141	2575	181	8250
22,00	85,00	62	265	102	850	142	2650	182	8500
23,00	87.5	63	272	103	875	143	2725	183	8750
24,00	90,00	64	280	104	900	144	2800	184	9000
25,00	92.5	65	290	105	925	145	2900	185	9250
26,00	95,00	66	300	106	950	146	3000	186	9500
27,00	97.5	67	307	107	975	147	3075	187	9750
28,00	100,00	68	315	108	1000	148	3150	188	10000
29,00	103,00	69	325	109	1030	149	3250	189	10300
30,00	106,00	70	335	110	1060	150	3350	190	10600
31,00	109,00	71	345	111	1090	151	3450	191	10900
32,00	112,00	72	355	112	1120	152	3550	192	11200
33,00	115,00	73	365	113	1150	153	3650	193	11500
34,00	118,00	74	375	114	1180	154	3750	194	11800
35,00	121,00	75	387	115	1215	155	3875	195	12150
36,00	125,00	76	400	116	1250	156	4000	196	12500
37,00	128,00	77	412	117	1285	157	4125	197	12850
38,00	132,00	78	425	118	1320	158	4250	198	13200
39,00	136,00	79	437	119	1360	159	4375	199	13600

Continuação.

IC	Kg	IC	Kg	IC	Kg	IC	Kg
200	14000	220	25000	240	45000	260	80000
201	14500	221	25750	241	46250	261	82500
202	15000	222	26500	242	47500	262	85000
203	15500	223	27250	243	48750	263	87500
204	16000	224	28000	244	50000	264	90000
205	16500	225	29000	245	51500	265	92500
206	17000	226	30000	246	53000	266	95000
207	17500	227	30750	247	54500	267	97500
208	18000	228	31500	248	56000	268	100000
209	18500	229	32500	249	58000	269	103000
210	19000	230	33500	250	60000	270	106000
211	19500	231	34500	251	61500	271	109000
212	20000	232	35500	252	63000	272	112000
213	20600	233	36500	253	65000	273	115000
214	21200	234	37500	254	67000	274	118000
215	21800	235	38750	255	69000	275	121000
216	22400	236	40000	256	71000	276	125000
217	23000	237	41250	257	73000	277	128500
218	23600	238	42500	258	75000	278	132000
219	24300	239	43750	259	77500	279	136000

Tabela 2. Símbolo e respectiva velocidade suportada pelo pneu.

Simb. Vel.	Vel. (km/h)	Simb. Vel.	Vel. (km/h)
A1	5	K	110
A2	10	L	120
A3	15	M	130
A4	20	N	140
A5	25	P	150
A6	30	Q	160
A7	35	R	170
A8	40	S	180
B	50	T	190
C	60	U	200
D	65	H	210
E	70	V	240
F	80	W(ZR)	270
G	90	Y(ZR)	300
J	100		



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"

Câmpus de Ilha Solteira
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Brasil Centro, 56
15385-000 Ilha Solteira - SP
www.dem.feis.unesp.br

