***DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS
E MODOS DE VIBRAR DE UM VEÍCULO DE DOIS
EIXOS ATRAVÉS DE UM PROGRAMA
COMPUTACIONAL EM MATLAB-SIMULINK.***

Eng. Hudson Tadeu Ferreira

AUTOR

Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

PROFESSOR ORIENTADOR

***Dissertação de Mestrado
Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística
Escola de Engenharia de São Carlos
Universidade de São Paulo***

São Carlos 2003

*Se pensa que pode,
ou se pensa que não pode,
de qualquer jeito você está certo.*
Henry Ford

*Nós estamos nos afogando em informação,
mas sedentos de conhecimento.*
John Naisbitt

Para meus amados Pais
**(José Diógenes Ferreira e
Nilzélia Gonçalves Ferreira)**

Agradecimentos

Agradeço a Deus por estar aqui e ter me concedido saúde e paciência para realizar este trabalho.

Aos meus pais, Diógenes e Nilzélia, que em nenhum momento de suas vidas deixaram de me apoiar e respeitar meus desejos, sempre me dando forças para continuar meu caminho; devo tudo a vocês.

A minha namorada, Cinthia Pereira Lemos, que mesmo participando a partir da metade deste trabalho sempre me apoiou e me aconselhou ao longo deste.

Ao Professor Dr. Antonio Carlos Canale e sua esposa Dr^a. Luralice de Campos Franceschini Canale, pelo aprendizado a mim me concedido e pelos conselhos, sem vocês talvez não teria conseguido terminar este trabalho.

Aos meus amigos Juliano Emilio Ruggieri e André Luis Francioso Ferreira que sempre me deram conselhos e forças, além da ajuda na elaboração desta dissertação.

A todo pessoal do Departamento de Desenvolvimento do Produto da Daimler Chrysler do Brasil que nos cederam os resultados dos testes para a validação do programa e por todos os conselhos.

Aos amigos de passagem que deixei, mas nunca os esquecereis do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística da Escola de Engenharia de São Carlos.

Sumário

<i>Lista de figuras.....</i>	<i>vi</i>
<i>Lista de gráficos.....</i>	<i>ix</i>
<i>Lista de tabelas.....</i>	<i>x</i>
<i>Resumo</i>	<i>xi</i>
<i>Abstract.....</i>	<i>xii</i>
<i>1 - Objetivo.....</i>	<i>1</i>
<i>2 – Introdução</i>	<i>3</i>
<i>3 - Revisão de Literatura.....</i>	<i>6</i>
3.1 - Suspensão	6
3.1.1 - Principais funções do sistema de suspensão:.....	6
3.1.2 - Componentes do sistema de suspensão.....	7
3.1.2.1 – Molas do tipo feixe de lâminas	7
3.1.2.2 – Molas do tipo espiral	8
3.1.2.3 – Molas do tipo barra de torção.....	9
3.1.2.4 – Amortecedores.....	9
3.1.2.5 - Barra Estabilizadora.....	11
3.1.3 - Tipos de suspensões.....	12
3.1.3.1 - Suspensão dependente	12
3.1.3.1.1 – “Hotchkiss”	12
3.1.3.1.2 – “ Four Link”	13
3.1.3.1.2 – “De Dion”	14
3.1.3.2 - Suspensão independente	15
3.1.3.2.1 – “ Trailing Arm”	15
3.1.3.2.2 – “Short-Long-Arm (SLA)”	16
3.1.3.2.3 – “McPherson”	17
3.1.3.2.4 – “Multi-Link rear suspension”.....	19
3.1.3.2.5 – “Trailing-arm rear suspension”	20
3.1.3.2.5 – “Swing axle”	21
3.1.4 - Configuração dos sistemas de suspensão	21
3.1.4.1 - Eixo dianteiro	21
3.1.4.2 - Eixo traseiro	22
3.1.5 - Comportamento do veículo na estrada.....	22
3.1.5.1 – Comportamento sobesterçante (“understeer”)	23
3.1.5.2 – Comportamento sobresterçante (“oversteer”)	23
3.1.6 - Cinemática e Elastocinemática dos eixos.....	24
3.1.6.1 - Distância entre eixos.....	24

3.1.6.2 - Bitola	25
3.1.6.3 - Centro e Eixo de Rolamento	26
3.1.6.4 - “Camber”	28
3.1.6.5 - “Toe-in”	29
3.1.6.6 - Auto-alinhamento	30
3.1.6.7 - Inclinação do “Kingpin” e “Kingpin offset”	31
3.1.6.8 - “Caster”	32
3.1.7 - “Ride”	33
3.1.7.1 - Propriedades de resposta dinâmica do veículo	34
3.1.7.2 - Modelos matemáticos de veículos para conforto e segurança ótimos	34
3.1.7.3 - Modelo “Quarter-car”	35
3.1.7.4 - Modelos para o estudo de dinâmica vertical, lateral e longitudinal.	42
4 – Metodologia	59
4.1 – Modelo físico e matemático proposto	59
4.2 – Onde pode ser aplicado	64
4.3 – Veiculo exemplo estudado	65
4.5 – Descrição do ensaio em laboratório do veiculo exemplo	66
5 – Resultados obtidos na análise laboratorial	67
5.1 – Do ensaio em laboratório	67
Análise dos gráficos	67
5.2 – Do modelo teórico	75
Análise Vertical	75
Análise Lateral	77
Análise Longitudinal	78
Resumo das frequências de 0 a 40Hz	79
Análise das frequências de 0 a 5Hz	80
5.3 – Comparação dos resultados teóricos/experimentais	81
6 – Conclusão	83
Referencias Bibliográficas	85

Lista de figuras

<i>Figura 1: Feixe de molas do tipo trapezoidal utilizado em veículos pesados.....</i>	<i>7</i>
<i>Figura 2: Feixe de molas com mola parabólicas, utilizado em veículos comerciais leves.</i>	<i>7</i>
<i>Figura 3: Molas helicoidais, utilizado em veículos leves (veículos de passeio)</i>	<i>8</i>
<i>Figura 4: Mola do tipo barra de torção.....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 5: Amortecedor com suporte para mola e amortecedor convencional [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]</i>	<i>10</i>
<i>Figura 6: Barra estabilizadora em conjunto com sistema de suspensão dianteira [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]</i>	<i>11</i>
<i>Figura 7: Suspensão do tipo Hotchkiss [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]</i>	<i>13</i>
<i>Figura 8: Sistema de suspensão Four-Link [GILLESPIE (1992)].....</i>	<i>14</i>
<i>Figura 9: Suspensão do tipo De Dion [GILLESPIE (1992)].....</i>	<i>15</i>
<i>Figura 10: Suspensão do tipo Trailing Arm [GILLESPIE (1992)].</i>	<i>16</i>
<i>Figura 11: Suspensão do tipo Short-Long-Arm [GILLESPIE (1992)].</i>	<i>17</i>
<i>Figura 12: Sistema de suspensão do tipo Mc-Pherson [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)].....</i>	<i>18</i>
<i>Figura 13: Sistema de suspensão do tipo Mc-Pherson (Traseira) [GILLESPIE (1992)].</i>	<i>19</i>
<i>Figura 14: Sistema de suspensão do tipo Multi-Link [GILLESPIE (1992)].</i>	<i>20</i>
<i>Figura 15: Sistema de suspensão do tipo Trailing-Arm [GILLESPIE (1992)]......</i>	<i>20</i>
<i>Figura 16: Sistema de suspensão do tipo Swing Axle [GILLESPIE (1992)].....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 17: Desvio sobesterçante (“understeer”) [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]</i>	<i>23</i>
<i>Figura 18: Desvio sobresterçante (“oversteer”) [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]</i>	<i>24</i>
<i>Figura 19: Demonstrativo da distancia entre eixos de um veiculo (“Wheelbase”)..</i>	<i>25</i>

<i>Figura 20: Demonstrativo da bitola de um veículo</i>	26
<i>Figura 21: Representação do “Roll Center” em um sistema de suspensão [GILLESPIE (1992)].</i>	27
<i>Figura 22: Representação do “Roll Axis” em um sistema de suspensão [GILLESPIE (1992)].</i>	27
<i>Figura 23: Representação do “Roll Axis” em um sistema de suspensão [GILLESPIE (1992)].</i>	28
<i>Figura 24: “Camber” [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)].</i>	29
<i>Figura 25: “Toe-in” ou convergência [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]</i>	30
<i>Figura 26: Inclinação do “kingpin” ou pino mestre [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]</i>	31
<i>Figura 27: “Caster” [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)].</i>	33
<i>Figura 28: Diagrama representativo de percepção do “Ride”</i>	34
<i>Figura 29: Modelo Quarter Car [GILLESPIE (1992)].</i>	35
<i>Figura 30: Transmissibilidade à massa suspensa do veículo devido às perturbações impostas [GILLESPIE (1992)].</i>	38
<i>Figura 31: Resposta em frequência (aceleração) da massa suspensa do veículo para diferentes frequências naturais [GILLESPIE (1992)].</i>	39
<i>Figura 32: Resposta em frequência (amplitude de deslocamento) da massa suspensa do veículo para diferentes fatores de amortecimento [GILLESPIE (1992)].</i>	40
<i>Figura 33: Gráfico carga x deflexão de molas metálicas (comportamento histerético devido ao atrito existente) [GILLESPIE (1992)].</i>	41
<i>Figura 34: Modelo de um veículo (com eixo dianteiro independente e traseiro rígido) que contempla deslocamento vertical (rodas dianteiras, eixo traseiro e chassis) e rolamento (eixo traseiro e chassis) [Barbieri (1992)].</i>	43
<i>Figura 35: Modelo Half Car de vibração forçada que simula os movimentos vertical (eixos e chassis) e rolamento ou arfagem (chassis) de um veículo de 2 eixos [Gao, Leighton & Morgan (1998)].</i>	45

<i>Figura 36: Modelo Half Car simulando os movimentos verticais (eixos e chassi) e rolamento ou arfagem (chassis) de um veículo de 2 eixos adicionado à movimentação vertical de plataformas [Gao, Leighton & Morgan (1998)].</i>	46
<i>Figura 37: Transmissibilidade (medida e simulada) entre o pavimento e o chassi, em função da frequência, utilizado na simulação de uma excitação senoidal forçada [Gao, Leighton & Morgan (1998)].</i>	47
<i>Figura 38: Transmissibilidade (medida e simulada) entre o pavimento e o chassi, em função da frequência, utilizado na simulação de um modelo de vibração livre [Gao, Leighton & Morgan (1998)].</i>	48
<i>Figura 39: Transmissibilidades medidas utilizando-se o sistema convencional de excitação forçada e o de vibração livre [Gao, Leighton & Morgan (1998)].</i>	49
<i>Figura 40: Modelo linearizado de um veículo simulando os movimentos verticais das rodas e do chassi com rolamento e arfagem da massa suspensa [Elbeheiry, Karnopp, Elaraby et al (1996)].</i>	50
<i>Figura 41: Tipos de suspensão relacionado às grandezas de controle utilizadas por cada unidade [Elbeheiry, Karnopp, Elaraby et al (1996)].</i>	51
<i>Figura 42: Relação entre aceleração de massa suspensa e espaço de trabalho em três tipos de suspensão [Elbeheiry, Karnopp, Elaraby et al (1996)].</i>	52
<i>Figura 43: Modelo linear quarter car representando um veículo trafegando no pavimento [Elbeheiry & Karnopp (1996)].</i>	55
<i>Figura 44: Modelo de um veículo com 2 graus de liberdade (movimento vertical das massas suspensa e não suspensa) acrescido da sensibilidade humana a vibrações [Dahlberg (1978)].</i>	57
<i>Figura 45: Modelo utilizado para elaboração do programa computacional em MatLab Simulink</i>	59
<i>Figura 46: Calculo aproximado do centro de gravidade do veículo estudado</i>	61
<i>Figura 47: Tela inicial do programa MatLab-Simulink para análise do comportamento de Ride</i>	63
<i>Figura 48: Tela do modelo de MatLab-Simulink que acompanha o programa</i>	64

Lista de gráficos

<i>Gráfico 1: Sinal aleatório aplicado e medido na roda dianteira esquerda.</i>	<i>67</i>
<i>Gráfico 2: Análise em PSD do gráfico 1.....</i>	<i>68</i>
<i>Gráfico 3: Sinal senoidal de frequência 1,5Hz, medido na roda dianteira esquerda.</i>	<i>68</i>
<i>Gráfico 4: Análise em PSD do gráfico 3.....</i>	<i>69</i>
<i>Gráfico 5: Sinal senoidal de frequência 2,2Hz</i>	<i>69</i>
<i>Gráfico 6: Análise em PSD do gráfico 5.....</i>	<i>70</i>
<i>Gráfico 7: Sinal senoidal de frequência 3,3Hz</i>	<i>70</i>
<i>Gráfico 8: Análise em PSD do gráfico 7.....</i>	<i>71</i>
<i>Gráfico 9: Sinal senoidal variado continuamente de 0 a 20Hz aplicado na roda esquerda do eixo dianteiro.....</i>	<i>72</i>
<i>Gráfico 10: Análise PSD do gráfico 9.....</i>	<i>72</i>
<i>Gráfico 11: PSD obtido com sinal medido no eixo dianteiro.</i>	<i>73</i>
<i>Gráfico 12: PSD obtido com sinal medido no eixo traseiro.....</i>	<i>74</i>
<i>Gráfico 13: PSD na faixa de 0 a 5Hz, sinal medido no chassis (massa suspensa).....</i>	<i>74</i>
<i>Gráfico 14: Gráfico de excitação vertical em fase do veículo.....</i>	<i>76</i>
<i>Gráfico 15: Gráfico de excitação lateral do veículo.....</i>	<i>77</i>
<i>Gráfico 16: Gráfico de excitação longitudinal do veículo.....</i>	<i>78</i>
<i>Gráfico 17: Gráfico de excitação com frequências de 0 a 40 Hz, para análise das frequências naturais da massa não suspensa.....</i>	<i>79</i>
<i>Gráfico 18: Gráfico de excitação com frequências de 0 a 4 Hz, para análise das frequências naturais da massa suspensa.....</i>	<i>80</i>

Lista de tabelas

<i>Tabela 1: Variáveis do veículo exemplo usadas na simulação.....</i>	<i>65</i>
<i>Tabela 2: Tabela comparativa de resultados</i>	<i>81</i>

Resumo

Este trabalho obtém as frequências naturais e seus respectivos modos de vibrar da massa suspensa e não suspensa de um veículo comercial através de um programa computacional desenvolvido em MatLab Simulink.

As rodas do veículo são excitadas no modelo teórico com sinais harmônicos de frequência continuamente variável de 0 a 40 Hz e de 0 a 4Hz, faixas que contém a frequências naturais da massa suspensa e não suspensa.

As frequências naturais foram obtidas analisando-se a amplitude máxima das forças normais nos pneus, ângulo de arfagem e rolamento da massa suspensa e outras variáveis (respostas do veículo à excitação imposta na roda dianteira esquerda).

A roda esquerda dianteira do veículo foi excitada em laboratório com movimento harmônico aleatório cujo “Power Spectral Density” mostra uma faixa relativamente plana na faixa de 0 a 22 Hz. As frequências naturais foram obtidas analisando-se o PSD da resposta do veículo medida nos eixos e na massa suspensa.

As frequências naturais da massa suspensa e não suspensa obtidas teoricamente foram comparadas com as obtidas no ensaio em laboratório.

O conhecimento das frequências naturais da massa suspensa e não suspensa é o primeiro passo para a análise do “ride” do veículo.

Os resultados práticos e teóricos mostraram-se próximos mostrando que o programa computacional desenvolvido em MatLab Simulink é uma opção para o projeto e otimização da suspensão de veículos comerciais.

Abstract

This study has the natural frequencies and its respective ways of vibration the lifted mass and not lifted of a commercial vehicle through a computerized program developed at MatLab Simulink.

The wheels of this vehicle are excited on the theoretic model with harmonic frequency signals continuously variable from 0 to 40 Hz and from 0 to 4 Hz, ranges that have the natural frequencies of the lifted mass and not lifted.

These natural frequencies were obtained by analyses of the maximum amplitude of the normal strength on the tires, pitch angle, riding of the lifted mass and variables (reaction of the vehicle to the excitement stressed on the front left wheel).

The front left wheel was excited in lab in harmonic random motion of which the “Power Spectral Density” shows a range reasonable steady at the range of 0 to 22Hz. The natural frequencies were obtained by the analyses of the PSD the reaction of the vehicle measured on the axels and the lifted mass.

The natural frequencies of the lifted and not lifted mass theoretically obtained were compared with the ones obtained at the lab.

The data on the natural frequencies of the lifted and not lifted mass is the first step to the analyses of the ride of the vehicle.

The practical and theoretical results appear to close showing that the computerized program developed at the MatLab Simulink is an option for the project and suspension upgrades on commercial vehicles.

1 - Objetivo

O principal objetivo deste trabalho é a obtenção das frequências naturais e modos de vibrar da suspensão de um veículo teste de dois eixos. O conhecimento das frequências naturais é o primeiro importante passo no estudo do “ride”. Elas serão obtidas através de uma análise teórica, utilizando-se de um programa computacional desenvolvido em *MatLab-Simulink*, e de resultados obtidos em teste laboratorial do veículo real na DaimlerChrysler do Brasil.

A roda esquerda dianteira será excitada no teste laboratorial com deslocamento harmônico, através de um pistão hidráulico, com frequência variável e sinal aleatório, dentro da faixa de 0 a 30 Hz, a qual deverá conter as frequências naturais da massa suspensa e não suspensa. As acelerações correspondentes serão medidas com acelerômetros instalados no eixo dianteiro, eixo traseiro e no chassi, próximo ao eixo dianteiro e próximo ao eixo traseiro.

Considera-se massa suspensa toda a massa do veículo acima da suspensão e massa não suspensa toda a massa abaixo da suspensão (eixos, rodas, diferencial, etc.).

O termo “ride” é usado para vibrações visuais e táteis entre zero e 25 Hz. O limite superior da faixa (25 Hz) é aproximadamente o limite inferior da faixa de frequência audível do ouvido humano. Vibrações entre 25 e 20.000 Hz são designadas como “noise”.

Os resultados obtidos com a simulação em *MatLab-Simulink* serão comparados com aqueles obtidos nos testes laboratoriais na DaimlerChrysler, com o objetivo de adequar o modelo matemático e o programa computacional, tornando-o uma ferramenta útil nas fases de projeto, previsão e otimização de suspensões de novos veículos da Empresa.

O modelo matemático que será utilizado neste programa computacional é de um veículo de dois eixos, com amortecedores e molas não lineares, contendo também “pitch-center” e “roll-center”. A rigidez e a flexibilidade dos

pneus são não lineares, o sistema de suspensão do modelo apresenta também barra estabilizadora, o que nos permitirá uma melhor análise do “*ride*”.

É importante que no modelo haja o desacoplamento das frequências naturais e dos modos de vibrar para evitar grandes amplitudes de vibrações e auto-excitações

2 – Introdução

A relação entre a massa suspensa, não suspensa, molas, amortecedores, rigidez e amortecimento dos pneus e suas propriedades de aderência com o pavimento, estabelece a resposta dinâmica de todo o conjunto e, conseqüentemente, de todo o veículo sob a ação de forças produzidas pela ação de controle do motorista e pela ação de forças responsáveis pela estabilização do veículo. A cinemática de todo este conjunto é também fator relevante definindo, na sua maior parte, as propriedades de estabilidade, controle e conforto do veículo.

As propriedades de estabilidade do veículo no regime transitório e no regime permanente são estabelecidas por parâmetros consagrados na engenharia automotiva como: margem de estabilidade, ganho de guinada (“yaw rate”), gradiente sub-esterçante (“understeer gradient”), velocidade característica e crítica, ângulo e velocidade angular de rolamento e outros. Todos estes parâmetros de desempenho são diretamente afetados pela suspensão do veículo.

O conforto é outro fator relevante no desempenho dos autoveículos. Entre várias outras considerações sobre conforto, existe a relação dele com o cansaço e tensão do motorista em percursos longos. É também conhecida a relação entre cansaço e tensão do motorista com probabilidade de acidentes. Maior conforto e melhor ergonomia são sempre uma meta importante do Engenheiro Automobilístico.

As vibrações observadas e sentidas são tomadas pelas pessoas como um importante critério de julgamento da qualidade do projeto de um autoveículo rodoviário. Este julgamento é subjetivo por natureza, o que aumenta as dificuldades em se desenvolver métodos de engenharia para se tratar o “ride” de forma objetiva.

As vibrações de baixa freqüência (ride) são manifestações das características dinâmicas da interação principalmente entre o solo, pneus, suspensão, flexibilidade do chassi, massas suspensa e não suspensas, etc, sob

o ponto de vista das pessoas. O estudo desta iteração é um dos importantes temas incluídos na “dinâmica veicular ou dinâmica dos autoveículos”.

O veículo é um sistema dinâmico que excitado exibe vibrações. As propriedades e características do sistema dinâmico determinam a magnitude e a direção das vibrações imposta ao compartimento dos passageiros, e, em última análise, a percepção dos passageiros ao “ride”.

Para o entendimento do “ride” em todos os seus aspectos, deve-se considerar as fontes excitadoras, os mecanismos e características do sistema dinâmico (veículo) e a percepção e tolerância humana às vibrações.

Existem várias fontes excitadoras aplicadas nos autoveículos dentro da faixa do “ride”. Geralmente estas fontes caem em duas categorias: 1. rugosidade da pista que excita o sistema através dos pneus e 2. fontes “on-board” provenientes do conjunto roda/pneu, sistema de transmissão e motor. A figura 28 mostra de forma simplificada esta interação. A seta que une vibrações e forças e torques mostra uma realimentação, que se significativa, pode levar o sistema a vibrações auto-excitadas e instabilidades como o Shimmy.

Rugosidade da pista: a rugosidade é descrita pela elevação do perfil da pista ao longo da trilha das rodas sobre as quais passa o veículo. O perfil da pista pode ser descrito ou pela rugosidade ou por propriedades estatísticas. Uma das mais úteis representações é o “**Power Spectral Density PSD**”. As elevações do perfil em um certo comprimento da pista podem ser decompostas pelo processo conhecido como “Fourier Transform” em uma série de ondas senoidais variando em amplitudes e fases.

Embora o PSD seja único para pedaços padrões da pista, a amplitude apresenta uma queda com o aumento do número de onda (“wavenumber” - K) para qualquer tipo de rodovia. A frequência em Hertz é o número de onda multiplicado pela velocidade v do veículo.

O PSD pode ser entendido com a potência média de um sinal harmônico num dado comprimento de onda ou número de onda aplicada em um sistema mecânico (rodas do veículo) com impedância unitária. A impedância mecânica é a resistência mecânica (similar a resistência elétrica num circuito elétrico), e é

obtida pela relação entre força e velocidade a seguir: $F/v = impedância$. É importante de se dizer neste momento que a impedância mecânica é função da frequência quando uma força harmônica é aplicada na roda do veículo.

O primeiro passo para a análise de ride é a obtenção das frequências naturais do sistema de suspensão e massas suspensas e não suspensas. Existem várias técnicas para a modelagem matemática e computacional da suspensão. E este trabalho pretende apresentar uma alternativa usando o *MatLab-Simulink*, que se apresenta geralmente com custos financeiros mais baixos que outros programas computacionais que as indústrias utilizam para a simulação da dinâmica em autoveículos e se mostra adequado quando o sistema apresenta realimentações e componentes com parâmetros variáveis no tempo ou com outra variável do veículo.

O principal sistema que é verificado neste estudo é o sistema de suspensão, pois é neste sistema que podemos melhorar os níveis de conforto e segurança dos veículos.

As frequências naturais e seus modos de vibrar também interferem significativamente nos parâmetros que medem a estabilidade e a resposta no regime transitório e permanente.

3 - Revisão de Literatura

3.1 - Suspensão

A suspensão tem a função de absorver as vibrações e choques das rodas, proporcionando conforto aos ocupantes do veículo e garantindo a manutenção do contato das rodas com o solo. A suspensão tem uma grande influência na estabilidade e dirigibilidade do veículo.

3.1.1 - Principais funções do sistema de suspensão:

- 1) Isolar o chassi do veículo das irregularidades que podem vir a serem transmitidas do solo;
- 2) Manter os pneus em contato adequado com o solo nas variações de carga.
- 3) Controlar as forças produzidas pelos pneus – forças longitudinais (aceleração e frenagem), forças laterais (curvas) e torque auto-alinhante no sistema de direção;
- 4) Resistir ao rolamento do chassi;

As frequências naturais e seus modos de vibrar interferem significativamente nas principais funções do sistema de suspensão citadas acima.

3.1.2 - Componentes do sistema de suspensão

3.1.2.1 – Molas do tipo feixe de lâminas

As molas do tipo feixe de lâminas (semi - elípticas) são pouco usadas nos carros de passeio. Sua elevada capacidade de carga torna sua utilização mais viável nos veículos de transporte pesado. Atualmente, quando utilizado nos veículos de passeio, este tipo de molas é instalado transversalmente ao veículo. O **feixe de molas longitudinal** (Figura 1) é apenas conveniente para um eixo rígido e adiciona parte do seu peso à massa suspensa do veículo. Já o feixe transversal pode ser aplicado fixo a estrutura do veículo, diminuindo o peso não suspenso. O feixe de molas parabólicas (Figura 2) não apresenta atrito entre as lâminas o que melhora a resposta do veículo em pistas com pequenas irregularidades.

Figura 1: Feixe de molas do tipo trapezoidal utilizado em veículos pesados.

Figura 2: Feixe de molas com molas parabólicas, utilizado em veículos comerciais leves.

O principal parâmetro que caracteriza o feixe de molas é sua constante elástica ou constante de mola. A constante de mola normalmente não é um valor constante podendo variar com o peso do veículo e com o deslocamento da suspensão.

3.1.2.2 – Molas do tipo espiral

Molas em espiral (Figura 3), podem variar no **passo** e no **diâmetro do arame**, dando-lhe uma ação elástica **progressiva**. Apresentam entre outras vantagens: peso reduzido, mínima necessidade de espaço e facilidade de manutenção. Existem molas em espiral com diversas configurações que objetivam diminuir sua altura, atrito entre as espiras e efeito progressivo.

Figura 3: Molas helicoidais, utilizado em veículos leves (veículos de passeio)

As molas do tipo espiral têm também constante elástica ou de mola não constante, podendo variar com o peso do veículo e com o deslocamento da suspensão. Estas molas são normalmente utilizadas em veículos leves.

3.1.2.3 – Molas do tipo barra de torção

Molas do tipo barras de torção (Figura 4), também são compactas e pesam pouco. Por trabalharem submetidas a esforços de torção, devem possuir excelente acabamento superficial e de proteção contra corrosão, visando inibir possibilidades de rupturas.

Figura 4: Mola do tipo barra de torção

3.1.2.4 – Amortecedores

Os amortecedores (Figura 5), realizam os controles das ações e reações das molas, através das utilizações das pressões hidráulicas em fluídos contidos num cilindro.

Funcionamento: como vimos, as molas são responsáveis por suportar o peso do veículo, comprimindo-se ou distendendo-se conforme as irregularidades do solo. Toda mola, quando comprimida, acumula energia proporcional à compressão aplicada. Ao reagir, a carga produz vários movimentos de extensão e compressão que alteram a estabilidade do veículo, fazendo-o oscilar para cima e para baixo. Esses impulsos são perigosos porque

variam o contato do pneu com o solo, podendo provocar derrapagens e desvios na trajetória do veículo. Para controlar este efeito das molas, os amortecedores devem ter dupla ação, permitindo a compressão das molas sem oferecer resistência e atenuar sua distensão. Esses efeitos dependem da facilidade de passagem do fluido através de orifícios, controlados por válvulas existentes no próprio pistão e na base do amortecedor. Essas válvulas fazem a comunicação das câmaras de tração e compressão e são chamadas de **válvulas do pistão e da base**. No movimento de compressão, a haste é introduzida no tubo de pressão. Com isso, ela desloca uma quantidade de fluido para o tubo reservatório, através da válvula da base. No movimento de tração, o fluido deve voltar ao tubo de pressão, passando pela válvula da base. O fluido que esta na parte superior do pistão é forçado para parte de baixo, controlado pelas válvulas do próprio pistão.

Figura 5: Amortecedor com suporte para mola e amortecedor convencional [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

O principal parâmetro que caracteriza o amortecedor é o coeficiente de amortecimento. Este coeficiente pode ter valores diferentes para o veículo carregado e vazio e pode também variar com o deslocamento da suspensão. É

comum a definição do coeficiente de amortecimento na literatura científica proporcional à velocidade de acionamento do mesmo.

3.1.2.5 - Barra Estabilizadora

É utilizada para reduzir a **rolagem da carroçaria** ao se realizar curvas (Figura 6). Normalmente é montada integrada à carroçaria, com suas extremidades em forma de alavancas fixadas a cada lado da suspensão. Quando as duas rodas no eixo se movem para cima, a barra estabilizadora não tem efeito. Porém, se a suspensão é comprimida apenas de um lado, a transferência de carga a faz atuar como uma mola tipo barra de torção e resistir à rolagem da carroçaria.

Figura 6: Barra estabilizadora em conjunto com sistema de suspensão dianteira [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

Pode-se também definir uma constante de mola para a barra de torção. Este coeficiente relaciona o torque anti-rolamento com o giro da massa suspensa. A barra de torção praticamente não atua em vibrações da suspensão em baixas amplitudes.

3.1.3 - Tipos de suspensões

Os sistemas de suspensão são divididos em dois grupos: eixos rígidos (suspensão dependente) e suspensão independente:

3.1.3.1 - Suspensão dependente

Neste sistema as rodas são colocadas uma de cada lado de um eixo rígido, onde o movimento que é imposto numa roda é totalmente transmitido para a outra.

Este sistema é bastante usado nas suspensões traseiras de muitos carros e na maioria dos caminhões.

São usados na suspensão dianteira de caminhões extra-pesados devido a alta carga de carregamento requerida. Este sistema tem a vantagem que o “*camber*” da roda não é afetado pelo rolamento da carroçaria. Porém existe um pequeno “*camber*” nas curvas, exceto quando há grande carga no pneu que esta do lado de fora da curva. A maior desvantagem é o surgimento de vibrações indesejáveis no sistema.

3.1.3.1.1 – “Hotchkiss”

É a mais familiar das formas de eixos rígidos (Figura 7). O eixo é montado em molas semi-elípticas. As molas, montadas longitudinalmente, são conectadas ao chassi nas suas pontas com o eixo localizado no centro.

Feixes de molas talvez sejam as mais simples e de menos custos de todos os tipos de suspensão. Possuem movimentos na direção vertical e tem grande rigidez nas direções lateral e longitudinal. Este tipo de suspensão foi altamente utilizado em carros de passeio nos anos 60, e ainda é usado na maioria dos caminhões leves e pesados. Os carros de passageiros deixaram de usar os sistemas de feixes de molas devido à baixa estabilidade que este sistema proporciona e a baixa relação de amortecimento.

Figura 7: Suspensão do tipo Hotchkiss [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

3.1.3.1.2 – “Four Link”

Em resposta ao baixo desempenho do sistema de feixe de molas, o sistema de suspensão “*four link*” (Figura 8), para suspensões traseiras, começa a ser adotado, aumentando a escolha dos tipos de suspensões utilizados nas recentes décadas nos carros de passageiros e em veículos comerciais leves equipados com eixo traseiro rígido. Os braços inferiores deste tipo de suspensão controlam a estabilidade longitudinal do eixo, enquanto os braços superiores absorvem os torques de frenagem e forças laterais. Ocasionalmente, os dois braços superiores serão alterados por uma única peça, um braço triangular, mas funcionalmente não se altera nada no sistema de suspensão. A capacidade de se utilizar molas helicoidais (ou bolsas de ar), melhora o conforto do veículo.

Embora de custo mais elevado que o sistema de feixe de molas, a geometria do sistema “*four link*” permite melhor controle da localização do “*roll center*”, “*performace anti-squat*” e “*anti-dive*” e as propriedades do “*roll steer*”.

Figura 8: Sistema de suspensão Four-Link [GILLESPIE (1992)].

3.1.3.1.2 – “De Dion”

Entre os tipos de suspensão de eixos rígidos e suspensão independente existe em baixa escala o tipo “De Dion” (Figura 9). Este tipo de suspensão consiste em ter um tubo entre as duas rodas motrizes. Como nos eixos rígidos, este sistema necessita de rodas verticais enquanto a massa não suspensa é reduzida em virtude do diferencial que foi removido do eixo. O controle do eixo provém das variações das ligações dos braços das molas. O desenho tem a vantagem do espaço, pois proporciona a colocação do diferencial sem muitas modificações. Uma das desvantagens é a necessidade do tubo, o que pode causar vibrações ao sistema.

Figura 9: Suspensão do tipo De Dion [GILLESPIE (1992)].

3.1.3.2 - Suspensão independente

Em contraste as suspensões do tipo dependentes (eixos rígidos), as suspensões independentes permitem que cada roda se movimente verticalmente sem interferir na roda oposta. Quase todos os carros de passageiros e caminhões leves usam suspensão independente nas rodas dianteiras, porque a vantagem é que não ocupa tanto espaço para a sua utilização, dando espaço para a colocação do motor, e também porque possuem melhores resistências às vibrações. Este tipo de suspensão também tem a vantagem de prover um alto “*roll stiffness*” devido à posição da mola.

É fácil de se controlar o “*roll center*” pela escolha fácil da geometria dos braços da suspensão e o controle da distância entre os movimentos verticais das rodas em altas deflexões verticais.

3.1.3.2.1 – “*Trailing Arm*”

Um dos mais simples e econômicos desenhos de suspensões dianteiras utilizadas (Figura 10). Este tipo de suspensão utiliza braços paralelos e de

tamanhos iguais conectados à frente do final da barra de torção. Com este tipo de suspensão as rodas permanecem paralelas ao veículo.

Figura 10: Suspensão do tipo Trailing Arm [GILLESPIE (1992)].

3.1.3.2.2 – “Short-Long-Arm (SLA)”

Este tipo de suspensão usa dois braços laterais de controle para segurar as rodas (Figura 11). Os braços superiores e inferiores são freqüentemente diferentes no tamanho de onde provem o nome do sistema (SLA). Algumas vezes este layout aparece com o braço superior ou inferior substituído por uma simples ligação lateral, mas a funcionalidade do sistema é o mesmo.

É utilizado em veículos com motores dianteiros com tração nas rodas traseiras porque o espaço para o motor é orientado na direção longitudinal.

Figura 11: Suspensão do tipo Short-Long-Arm [GILLESPIE (1992)].

3.1.3.2.3 – “McPherson”

Earle S. MacPherson desenvolveu um tipo de suspensão similar ao de bandejas diferentes, para suspensões dianteiras de veículos usando uma estrutura única (Figura 12). A estrutura é um membro telescópico com o amortecedor incorporado com a roda rigidamente presa na parte inferior; a estrutura mantém a roda em sua inclinação correta. A parte superior é fixada no veículo ou ao seu chassi, e na parte inferior são localizados os acoplamentos, que suporta as forças laterais e longitudinais porque precisa compensar a estrutura e a carga nas rodas.

Figura 12: Sistema de suspensão do tipo Mc-Pherson [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

Este tipo de suspensão proporciona maiores espaços liberados para a montagem do motor do veículo, e é utilizado mais frequentemente em veículos de tração dianteira. Por causa das separações dos pontos de fixação no veículo, é bem apropriado para veículos do tipo monobloco. A estrutura tem menos peças e capacidade para distribuir as cargas da suspensão para a estrutura do veículo sobre uma grande área. Entre as desvantagens temos a grande altura do sistema que limita ao projetista posicionar a carroceria do veículo mais próximo ao solo.

Figura 13: Sistema de suspensão do tipo Mc-Pherson (Traseira) [GILLESPIE (1992)].

3.1.3.2.4 – “Multi-Link rear suspension”

Nos últimos anos, o sistema de suspensão com muitas ligações tem sido usado nas suspensões traseiras de veículos (Figura 14). Caracteriza as suspensões com multi-ligações as juntas circulares que são fixadas na parte inferior do sistema. Geralmente neste sistema são requeridas quatro ligações para prover controle lateral e longitudinal das rodas, e para reagir aos torques de frenagem. Em alguns veículos encontra-se cinco ligações neste tipo de suspensão, como é o caso dos Mercedes-Benz em suas suspensões traseiras. A adicional ligação sobrecarrega a roda, mas melhora o desempenho do sistema, permitindo mais acuracidade no controle do “*toe angle*” nas curvas. O uso de ligações permite ao projetista maior flexibilidade para alcançar os movimentos desejados da roda.

Figura 14: Sistema de suspensão do tipo Multi-Link..

3.1.3.2.5 – “Trailing-arm rear suspension”

Suspensões deste tipo são de uso mais freqüente em carros mais caros e de alto desempenho (Figura 15). As barras absorvem forças longitudinais e momentos de frenagem, e controla “squat” e “lift”. A suspensão independente tem a vantagem de reduzir a massa não suspensa do veículo.

Figura 15: Sistema de suspensão do tipo Trailing-Arm.

3.1.3.2.5 – “Swing axle”

A curvatura da roda é estabelecida por um eixo que gira adjacente ao diferencial (Figura 16). O balanço nas rodas é pequeno e a mudança de curvatura com o movimento do veículo para cima e para baixo podem ser grandes. Como resultado, temos uma dificuldade na performance do veículo em curvas.

Figura 16: Sistema de suspensão do tipo Swing Axle [GILLESPIE (1992)].

3.1.4 - Configuração dos sistemas de suspensão

3.1.4.1 - Eixo dianteiro

Nos veículos de tração dianteira, as rodas são responsáveis por transmitir as forças de **tração**, **frenagem** e **direção** do veículo. A **suspensão McPherson** é atualmente muito utilizada, em razão de sua construção compacta, que garante a posição das rodas, as funções da suspensão e do sistema de direção, apresentando espaço e peso reduzidos.

A coluna de suspensão McPherson é tão versátil que também pode ser utilizada em veículos de **tração traseira**. Uma versão alternativa desta

construção usa o amortecedor integrado com o suporte das rodas e uma mola de suspensão separada.

O sistema de suspensão que utiliza duplos braços na suspensão dianteira também pode ser adotado em carros que a tração seja nas rodas traseiras.

3.1.4.2 - Eixo traseiro

O conceito atual de eixo traseiro utilizado inicialmente nos automóveis foi o de eixo rígido de tração traseira, acionado por uma árvore de transmissão (“*cardan*”). Embora atualmente esta concepção esteja se tornando restrita a veículos comerciais ou fora de estrada, ainda existem muitos veículos utilizando esta construção, aplicando muitas inovações neste conceito. Entre eles esta a aplicação de suspensões traseiras independentes, com ***braços articulados oscilantes***, que são mais leves e ocupam menos espaço. A utilização deste tipo de ***suspensão traseira, de braços articulados oscilantes, incorporados ao eixo traseiro***, asseguram mais conforto e estabilidade, porém, tem a desvantagem de ser complexa na sua construção, envolver um grande número de componentes fixos e móveis. Ainda mais quando se utiliza duplo braços de articulação.

Nos veículos de tração dianteira, a adoção de um eixo traseiro com corpo autoestabilizante é largamente utilizado nos projetos mais modernos, incorporando um braço oscilante de articulação em cada lado, unidos por uma barra de torção transversal (corpo do eixo). Suas vantagens são a utilização de mínimos espaços e pouco peso, com excelente relação entre a estabilidade e o conforto.

3.1.5 - Comportamento do veículo na estrada

O comportamento do carro na estrada é determinado pela interação de seu chassi, suspensão, direção e freios e sua capacidade de reação a situações de emergência, que estão perto do seu **limite de aderência**. Um veículo que apresenta um conjunto que atue abaixo do limite de aderência, evita acidentes, contribuindo para a segurança ativa do veículo.

3.1.5.1 – Comportamento sobesterçante (“understeer”)

Um veículo que tem **desvio sobesterçante (“understeer”)**, em termos simplificados, tende a continuar movimentando-se para frente quando está fazendo uma curva. As rodas dianteiras derrapam para fora da curva com o aumento da velocidade. Para corrigir, a direção deve ser girada mais do que o normalmente necessário para se tomar a curva (Figura 17).

Figura 17: Desvio sobesterçante (“understeer”) [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

3.1.5.2 – Comportamento sobresterçante (“oversteer”)

Anteriormente, o desvio da **direção para dentro (sobresterçante – “oversteer”)** era uma **reação de direção** encontrada em carros com tração

nas rodas traseiras. Nesta característica, as rodas traseiras perdem sua aderência e derrapam para fora da curva, tendendo descrever um “*cavalo de pau*”. Se, numa ***inversão de carga*** (*quando se esterça o carro de um lado para o outro fazendo com que a carroçaria role*), um movimento violento ou uma aceleração repentina ocorrer enquanto foi tomada a curva, o carro tende a girar para dentro. Para retomar-se o seu trajeto normal, deve-se girar rapidamente, mas com cautela, o volante de direção para o lado oposto. Isto, naturalmente, é mais complicado para o motorista menos hábil em dirigir esportivamente. Podemos observar um exemplo desta manobra na figura (18).

Figura 18: Desvio sobresterçante (“oversteer”) [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

3.1.6 - Cinemática e Elastocinemática dos eixos

3.1.6.1 - Distância entre eixos

À distância entre o eixo traseiro e dianteiro é uma importante variável no que diz respeito ao conforto (vibrações em geral) e dirigibilidade do veículo.

Desta forma decorre que grande valor deste parâmetro diminui a influência de cargas sobre a distribuição nos eixos, porém dificulta o esterçamento do veículo.

Figura 19: Demonstrativo da distancia entre eixos de um veículo (“Wheelbase”)

Como podemos observar na (Figura 19), a distância entre eixos do veículo é a distância entre o centro do eixo dianteiro ao centro do eixo traseiro.

3.1.6.2 - Bitola

Esta variável tem influência decisiva sobre o comportamento do veículo em curvas e sua tendência ao rolamento (“body roll”).

A variação dinâmica deste parâmetro causa um escorregamento adicional dos pneus gerando forças laterais, bem como aumenta a resistência ao rolamento, denigre a estabilidade direcional e até mesmo influência o esterçamento.

Geralmente estas alterações são menores no momento em que a roda está comprimida que quando está estendida.

Como podemos observar na figura 20, a bitola de um veículo é a distância entre o centro do pneu direito ao centro do pneu esquerdo. Estas dimensões podem ser diferentes para um mesmo veículo, ou seja, a bitola dianteira pode ser diferente da bitola traseira, o que não ocorre ocasionalmente.

Figura 20: Demonstrativo da bitola de um veículo

3.1.6.3 - Centro e Eixo de Rolamento

A alteração na distância entre rodas e as alturas do “*roll pole*” e “*roll center*” têm correlação direta. A partir do gráfico de variação da “*tread width*” pode-se determinar a altura do “*roll center*”. O eixo de rolamento do veículo (“*roll axis*”) nada mais é que a união dos centros de rolamento dos eixos dianteiro e traseiro.

Esse, por sua vez, deve ser o mais paralelo possível do solo, para realizar uma alteração igual das forças que agem nas rodas dianteiras e traseiras, dando um comportamento mais neutro ao veículo em curvas. Também deve ser o mais elevado possível para diminuir o rolamento do veículo sob ação de forças laterais.

Porém a altura do centro de rolamento dianteiro é limitada pela alteração da distância entre rodas do eixo, uma vez que, dentre outras implicações, uma grande variação deste parâmetro afeta a dirigibilidade.

Figura 21: Representação do “Roll Center” em um sistema de suspensão [GILLESPIE (1992)].

A figura 21 mostra o “Roll Center” em um determinado tipo de suspensão. Cada tipo de suspensão tem o seu “Roll Center” definido.

Figura 22: Representação do “Roll Axis” em um sistema de suspensão [GILLESPIE (1992)].

Figura 23: Representação do “Roll Axis” em um sistema de suspensão [GILLESPIE (1992)].

As figuras 22 e 23 mostram como o “Roll Axis” depende do tipo e da geometria do sistema de suspensão.

O “Roll Axis” é determinado através da união do “Roll Center” do sistema de suspensão dianteiro com o “Roll Center” do sistema de suspensão traseira.

3.1.6.4 – “Camber”

“Camber” é o ângulo formado pelo plano de simetria da roda em vista frontal e o plano vertical que passa pelo mesmo ponto e é perpendicular ao solo.

Normalmente quando o veículo é carregado com duas ou três pessoas (“design weight”) o “camber” é levemente positivo, para proporcionar um desgaste mais regular do pneumático e uma resistência ao rolamento menor.

Porém pela vertente atual de projetarem-se veículos mais potentes, houve a necessidade de aumentar seu desempenho em curvas e, assim sendo, um “camber” negativo (mesmo em “design weight”) se faz presente, uma vez que desta forma as forças laterais desenvolvidas pelo pneu são maiores.

Geralmente as rodas traseiras apresentam “*camber*” menor que as dianteiras, dando ao veículo uma característica mais “*understeer*”.

É importante atentar para a diferença existente entre o “*camber*” das rodas direita e esquerda de cada eixo, pois grandes diferenças causariam uma tendência do veículo desviar sua direção para um dos lados.

Figura 24: “*Camber*” [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

Na figura 24, a roda do lado esquerdo está com “*camber*” positivo, pois a roda está inclinada para o lado de fora. Já a roda do lado direito está com “*camber*” negativo, pois a roda está inclinada para dentro do veículo.

Em muitos veículos comerciais não há o controle do ângulo de “*camber*”.

3.1.6.5 – “*Toe-in*”

O “*toe-in*” é a convergência da roda. Sendo desta forma denominado “*toe-in*” quando esta se alinha para dentro do veículo e “*toe-out*” quando para fora. A resistência ao rolamento é maior no caso de “*toe-in*”.

Em veículos de tração dianteira a força motora tende a levar as rodas a um “*toe-in*”. Já as forças de resistência ao rolamento e frenagem tende a levá-las a um “*toe-out*”.

Figura 25: “*Toe-in*” ou convergência [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

Temos demonstrado na figura 25 a convergência nas rodas dianteira de um veículo, neste caso a convergência é positiva, pois as partes dianteiras das rodas se encontram mais próximas que as partes traseiras ($l_1 < l_2$).

3.1.6.6 - Auto-alinhamento

Se não houvesse *torque auto-alinhante* as rodas não tenderiam a retornar à sua posição correta ao se negociar uma curva. Sendo assim o motorista não sentiria no volante a velocidade em que se encontra e, ao final da curva, não conseguiria retornar com a rapidez necessária para a posição adequada.

Pela configuração da suspensão como um todo, as forças geradas no contato pneu-pavimento em todas as direções (x,y,z) contribuem à obtenção do *torque auto-alinhante*.

3.1.6.7 - Inclinação do “Kingpin” e “Kingpin offset”

O “*kingpin offset*” depende da largura do pneu e do posicionamento do eixo de esterçamento. Além disso, este parâmetro pode ser alterado pela ação da força lateral quando o veículo está numa curva, sendo que se este for positivo terá seu valor diminuído e se for negativo se tornará ainda mais.

Sendo assim quanto maior for o “*kingpin offset*” maior será o *torque auto-alinhante*, porém o eixo se torna mais sensível e qualquer força lateral gerará uma perturbação significativa, afetando diretamente a estabilidade do veículo.

A inclinação do “*kingpin*” tem uma correlação direta com o “*camber*” e desta forma a mudança dinâmica de um interfere diretamente sobre o outro (Figura 26).

No entanto o tipo da suspensão a ser utilizada é de extrema importância, pois cada uma apresenta certas restrições de montagem.

Figura 26: Inclinação do “kingpin” ou pino mestre [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

3.1.6.8 – “Caster”

O “*caster*” (Figura 27), afeta diretamente o comportamento do veículo em curvas, pois está relacionado diretamente com a alteração do “*camber*” e do *torque auto-alinhante*, sendo que o posicionamento das molas (suportada pelo braço inferior ou superior da suspensão) e o ângulo de “*kingpin*” (bem como o “*kingpin offset*”) determinam como esta grandeza irá se comportar.

Um ângulo de “*caster*” positivo no eixo dianteiro é favorável em curvas, pois possibilita uma mudança adequada no “*camber*” (roda externa com “*camber*” negativo e vice-versa) e uma tendência auto-alinhante pela ação das forças de resistência ao rolamento e lateral, porém se o “*caster trail*” for de magnitude elevada o *torque auto-alinhante* devido à ação de forças laterais poderá ser demasiadamente elevado, tornando o veículo mais instável em linha reta, uma vez que qualquer irregularidade na pista ou um vento lateral poderá perturbá-lo de forma considerável.

Desta forma, então, opta-se por um ângulo de “*caster*” positivo com um “*caster offset*” negativo, para tornar o “*caster trail*” menor.

Com o “*caster*” aumentando sob compressão o mecanismo “*anti-dive*” se fará presente (basta realizar uma montagem com braços de esterçamento inclinada uma relação ao outro visto lateralmente).

Para eixos traseiros o “*caster trail*” negativo é aconselhável (porém deve ser maior em módulo que o “*caster tire*”), pois quando o veículo negocia uma curva, possibilita-se um ângulo de escorregamento menor para as rodas (externa realiza “*toe-in*” e vice-versa) dando uma característica “*understeer*” ao veículo. Da mesma forma um ângulo de “*kingpin*” maior causaria um comportamento tal que a roda comprimida obtivesse um “*caster*” negativo e a roda distendida um “*caster*” positivo (característica “*understeer*” e “*anti-dive*” neste eixo).

A distribuição de carga ao longo do veículo é um fator determinante também na alteração do “*caster*” e desta forma em sendo maior torna a direção mais dura (por isso que quando se carrega um veículo na porta malas e banco

traseiro, mesmo o eixo dianteiro estando mais leve, a direção se torna mais pesada) e este é um fator importante no que diz respeito a manobrabilidade em baixas velocidades.

A variação dinâmica do “*caster*” apresenta seus inconvenientes, pois o ideal seria que ele não se alterasse, para que não houvesse variações de *torque auto-alinhante*, porém desta forma não seria possível controlar o “*dive*” e o “*squat*” quando freando e acelerando respectivamente.

Figura 27: “*Caster*” [Fundamentos da Tecnologia Automotiva – Volkswagen do Brasil (1998)]

O ângulo de “*caster*” assegura estabilidade direcional quando o veículo está sendo conduzido em linha reta e o retorno da posição do volante ao se descrever uma curva.

3.1.7 – “*Ride*”

O termo “*Ride*” é utilizado para referenciar vibrações em níveis perceptíveis ao tato e à visão (de 0 à 25 Hz). Para frequências acima deste nível usa-se o termo “*Noise*”, pois são perceptíveis ao ouvido. Embora de forma geral as duas sempre hajam em conjunto.

3.1.7.1 - Propriedades de resposta dinâmica do veículo

Como fontes excitadoras do veículo podem agir a pista (irregularidades) e o próprio sistema veicular (motor, rodas, transmissão, chassis etc), como mostra a Figura 28.

Tais irregularidades de forma geral agem de modo a promoverem excitações verticais (“*bounce*” e “*pitch*”) e laterais (“*roll*”).

A forma mais comum de análise do comportamento do veículo é através do ganho ou transmissibilidade (relação entre os parâmetros de saída e entrada desejados), porém para tanto devemos analisar o veículo como um sistema dinâmico onde a suspensão desempenha um papel fundamental nas características de conforto e segurança.

Figura 28: Diagrama representativo de percepção do “Ride”

3.1.7.2 - Modelos matemáticos de veículos para conforto e segurança ótimos

Para se obter um conforto satisfatório deve-se minimizar as acelerações e deslocamentos verticais da massa do chassi do veículo. Já para se conseguir uma segurança (estabilidade) aceitável deve ser reduzida a variação da força normal nos pneus.

3.1.7.3 – Modelo “Quarter-car”

Conforme GILLESPIE (1992), a *vibração* é a *resposta dinâmica do veículo* a uma determinada ou várias excitações, as quais podem advir do *pavimento*, do *conjunto pneu-roda*, do *sistema de transmissão* e até mesmo do *motor*. GILLESPIE (1992) afirma que em *perturbações de baixa frequência* o *chassi* e todas as estruturas diretamente ligadas à ele (chamado de *massa suspensa do veículo*) movem-se integrados à *suspensão*, caracterizando um *movimento de corpo rígido* que *acompanha o espectro da excitação*. Por sua vez, os *eixos*, os *conjuntos pneu-roda* e suas respectivas conexões (*massa não suspensa do veículo*) também se movimentam como *corpo rígido*, impondo *forças excitadoras* no restante do veículo. Em níveis superiores de frequência deve-se atentar para os *modos de vibrar* e as *correspondentes frequências naturais* dos sistemas que compõem o veículo.

Além da *frequência*, a *amplitude da excitação* também é um parâmetro de influência na *resposta dinâmica do veículo*. Segundo FITCH (1994), quando a magnitude da perturbação não é suficiente para defletir as *molassas*, todo o amortecimento deve ser suprido pelo pneu

A forma mais simples de obter informações importantes sobre o *comportamento vertical de um veículo* é analisando cada uma de suas quatro extremidades separadamente. O modelo utilizado para isto é conhecido como *quarter car* e pode ser ilustrado conforme figura 29 abaixo.

Figura29: Modelo Quarter Car [GILLESPIE (1992)].

As equações de movimento deste modelo são representadas como mostrado a seguir [GILLESPIE (1992)]:

(Massa suspensa)

$$M \ddot{Z} + C_s \dot{Z} + K_s Z = C_s \dot{Z}_u + K_s Z_u + F_b$$

Equação 1
[GILLESPIE (1992)]:

$$m \ddot{Z}_u + C_s \dot{Z}_u + (K_s + K_t) Z_u = C_s \dot{Z} + K_s Z + K_t Z_r + F_w$$

Equação 2
[GILLESPIE (1992)]:

(Massa não suspensa)

sendo:

m = *Massa não suspensa* = Massa de cada *conjunto pneu-roda* adicionada à metade da massa do eixo;

M = *Massa suspensa* = Massa sobre cada roda do eixo em questão subtraída da respectiva *massa não suspensa*;

F_b = Força excitadora vertical aplicada na *massa suspensa*;

F_w = Força excitadora vertical aplicada na *massa não suspensa*;

K_s = Rigidez da mola da suspensão;

C_s = Coeficiente de amortecimento do amortecedor;

K_t = Rigidez vertical do pneu;

Z = Deslocamento vertical da *massa suspensa*;

Z_u = Deslocamento vertical da *massa não suspensa*;

Z_r = Deslocamento vertical imposto pelas irregularidades do *pavimento*;

$\dot{Z}$ = Velocidade vertical da *massa suspensa*;

$\dot{Z}_u$ = Velocidade vertical da *massa não suspensa*;

$\ddot{Z}$ = Aceleração vertical da *massa suspensa*;

$\ddot{Z}_u$ = Aceleração vertical da *massa não suspensa*;

$\ddot{Z}_r$ = Aceleração vertical imposta pelas irregularidades do *pavimento*.

A resposta do veículo a estas excitações pode ser analisada no domínio da frequência. Através de manipulações matemáticas, temos as seguintes

relações de transmissibilidade à massa suspensa pela imposição das perturbações presentes (z_r , F_b , F_w).

$$\frac{\ddot{Z}}{\ddot{Z}_r} = \frac{K_1 K_2 + j [K_1 C \omega]}{[\chi \omega^4 - (K_1 + K_2 \chi + K_2) \omega^2 + K_1 K_2] + j [K_1 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3]} \quad \text{Equação 3 [GILLESPIE (1992)]}$$

$$\frac{\ddot{Z}}{F_w/M} = \frac{K_2 \omega^2 + j [C \omega^3]}{[\chi \omega^4 - (K_1 + K_2 \chi + K_2) \omega^2 + K_1 K_2] + j [K_1 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3]} \quad \text{Equação 4 [GILLESPIE (1992)]}$$

$$\frac{\ddot{Z}}{F_b/M} = \frac{[\mu \omega^4 - (K_1 + K_2) \omega^2] + j [C \omega^3]}{[\chi \omega^4 - (K_1 + K_2 \chi + K_2) \omega^2 + K_1 K_2] + j [K_1 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3]} \quad \text{Equação 5 [GILLESPIE (1992)]}$$

onde:

ω = freqüência da perturbação imposta ao sistema;

$\chi = m/M$;

$C = C_s/M$;

$K_1 = K_t/M$;

$K_2 = K_s/M$;

j = operador imaginário = $\sqrt{-1}$.

Um gráfico típico para a transmissibilidade é mostrado na figura 30.

Figura 30: Transmissibilidade à massa suspensa para um veículo típico devido às perturbações impostas [GILLESPIE (1992)].

Através deste modelo, com 2 graus de liberdade de movimento, são obtidos parâmetros importantes para a avaliação do desempenho de um veículo em vibração vertical. Primeiramente, as frequências naturais das massas suspensa e não suspensa, juntamente com o fator de amortecimento inerente ao movimento; em seguida, a frequência natural amortecida da massa suspensa.

Segundo GILLESPIE (1992), estes parâmetros são dados por:

$$\omega_{n1} = 0,159 \cdot \sqrt{\frac{K_s \cdot K_t}{(K_s + K_t) \cdot M}}$$

Equação 6: Frequência natural da massa suspensa

$$\omega_{n2} = 0,159 \cdot \sqrt{\frac{K_s + K_t}{M}}$$

Equação 7: Frequência natural da massa não suspensa

Um gráfico típico para a resposta em frequência é mostrado na figura 31.

Figura 31: Resposta em frequência (aceleração) da massa suspensa do veículo para diferentes frequências naturais [GILLESPIE (1992)].

$$\zeta = \frac{C_s}{2\sqrt{K_s.M}} \quad \text{Equação 8: Fator de amortecimento do movimento da massa suspensa}$$

$$\omega_{d1} = \omega_{n1} \sqrt{1 - \zeta^2} \quad \text{Equação 9: Frequência natural amortecida massa suspensa}$$

Um gráfico típico da resposta em frequência da massa suspensa do veículo, para diferentes tipos de amortecimento, é mostrado na figura 32.

Figura 32: Resposta em frequência (amplitude de deslocamento) da massa suspensa do veículo para diferentes fatores de amortecimento [GILLESPIE (1992)].

Conforme GILLESPIE (1992), desde que as *acelerações* impostas pelo pavimento ao veículo têm sua *amplitude* elevada com o aumento da *frequência*, o melhor isolamento se dá com a *frequência natural da massa suspensa* sendo a menor possível (figura acima), ou seja, primando-se por *molassas* de rigidez mais baixas. O autor afirma ainda que molassas mais rijas aumentam a transmissibilidade de vibração para a *massa suspensa*, tanto na sua própria frequência natural (*ressonância*) quanto na correspondente da *massa não suspensa*. O problema, segundo GILLESPIE (1992), estaria no fato de que *molassas* mais *macias* necessitam de um curso maior de trabalho e tornam pior a *estabilidade* do veículo.

GILLESPIE (1992) afirma que um *amortecimento baixo* aumenta a *transmissibilidade imposta à massa suspensa* em sua *frequência natural*, porém promove um *decremento mais veloz em níveis superiores*. Com o *amortecimento* acima do crítico ($\zeta > 1$), o autor diz que ocorre um deslocamento do *pico de transmissibilidade da massa suspensa* para a *ressonância dos pneus*, devido à *excessiva limitação do curso efetivo da suspensão*.

Segundo GILLESPIE (1992), a presença de *não linearidades* durante a movimentação da suspensão (*principalmente atrito*) altera seu desempenho dinâmico, modificando suas características de *freqüência natural* e *amortecimento*.

A figura 33 demonstra o comportamento *histerético* das *molas* no decorrer de sua deflexão. A alteração de sua *rigidez* e *amortecimento* efetivos, devido à ação do *atrito* existente, causa variação no conforto do veículo para diferentes amplitudes de excitação (em pequenas deflexões a rigidez da mola se torna mais elevada).

Figura 33: Gráfico carga x deflexão de molas metálicas (comportamento histerético devido ao atrito existente) [GILLESPIE (1992)].

Para minimizar este efeito, bem como para reduzir o peso agregado, os veículos de transporte de carga têm substituído as tradicionais *molas trapezoidais* pelas *parabólicas*, as quais tem um comportamento mais próximo do linear nos diversos níveis de *amplitude* e *freqüência*.

A existência de dois ou mais eixos gera um movimento de *arfagem* (“*Pitch*”) no veículo, uma vez que as excitações sofridas pelos mesmos não ocorrem ao mesmo tempo. Dependendo do *comprimento de onda da excitação*, da *distância entre os eixos* e da *velocidade de deslocamento do veículo*, os movimentos *vertical* e de *arfagem* do veículo podem ocorrer em *sincronia* ou de forma *desacoplada*. O movimento de “*pitch*” é a principal *fonte geradora* de *vibração longitudinal* no veículo e, como afirma GILLESPIE (1992), é excitado mais fortemente em *baixas velocidades*. Porém, segundo o autor, em caminhões, pela maior distância entre eixos e elevada rigidez das suspensões dianteira e traseira (maior carga a ser transportada), ocorre uma elevada amplitude deste movimento em altas velocidades.

Com a base imprescindível à compreensão da *dinâmica vertical de um veículo*, alguns *métodos de otimização de suspensão* encontrados em literatura foram sumariamente descritos, para que sejam abrangidos os *parâmetros* de maior relevância e se tenha ciência das técnicas disponíveis para esta aplicação.

3.1.7.4 - Modelos para o estudo de dinâmica vertical, lateral e longitudinal.

Conforme BARBIERI (1992), a *configuração de uma suspensão* é um compromisso entre duas funções básicas: *isolar os ocupantes (ou cargas) das irregularidades do pavimento, através da minimização dos níveis de aceleração (elementos mais "macios") e controlar a atitude do veículo mantendo o contato pneu-pavimento (elementos mais "rijos")*. Neste contexto, foi realizado no trabalho desenvolvido pelo autor um modelo dinâmico do veículo conforme a figura 34.

Figura 34: Modelo de um veículo (com eixo dianteiro independente e traseiro rígido) que contempla deslocamento vertical (rodas dianteiras, eixo traseiro e chassis) e rolamento (eixo traseiro e chassis) [Barbieri (1992)].

Uma *Teoria Estatística Linear de Controle Ótimo* (*Stochastic Optimal Linear Control Theory*) foi utilizada como *método de otimização de suspensões passiva e ativa* neste trabalho, tendo como intuito minimizar o *Índice de Desempenho* (*Performance Index*) dos parâmetros *aceleração da massa suspensa, espaço de trabalho, força nas rodas e forças de controle* (este último no caso de suspensões ativas). No caso da *suspensão passiva* a otimização foi realizada com *Constantes de Peso* (*Weighting Constantes*) favorecendo o *conforto*, sendo que uma escolha adequada destes valores, segundo o autor, pode ajustar os objetivos *conforto e segurança* de forma bastante satisfatória.

Com o propósito de *avaliar e otimizar a suspensão de um caminhão com 3 eixos* com relação ao *conforto e ao contato pneu-solo*, utilizando-se de pequenas deflexões dinâmicas, *ELMADANY (1987)* executou uma sistemática de trabalho contemplando a *representação matemática do perfil do pavimento* (*Power Spectral Density - PSD*), *modelamento matemático do veículo*, *seleção do critério de desempenho mais adequado* (*Raiz Quadrada da Aceleração*

Vertical, Máxima Aceleração Vertical no Assento do Motorista ou Derivada Temporal da Aceleração Vertical), análise da percepção humana a vibrações, análise de covariância das equações do veículo e da percepção humana combinadas e, finalizando, a execução de um algoritmo de otimização para o conforto do motorista. O autor constata que tal procedimento é representativo e pode ser utilizado como metodologia de otimização dos parâmetros de suspensão para os critérios utilizados.

YOUNG & WORMLEY (1973), afirmam que o principal objetivo de uma suspensão é permitir o isolamento adequado das forças externas (aerodinâmica, gravitacional e centrífuga) e das irregularidades do pavimento, promovendo conforto e segurança aos passageiros. Uma suspensão mais macia tende a reduzir os efeitos das irregularidades da pista, porém requerendo um maior espaço de trabalho disponível. Já com relação às forças externas, uma suspensão mais dura proporciona um comportamento mais seguro ao veículo. Para analisar a influência destes fatores no desempenho de uma suspensão veicular, o trabalho desenvolveu uma técnica de otimização, através da minimização da função transferência que relaciona a força executada pela suspensão e o deslocamento do chassi. Com isso, verificou-se que um espaço de trabalho maior para a suspensão proporciona um conforto melhorado ao veículo, o mesmo não se aplicando totalmente no que se diz respeito às forças externas (benéfico até um certo estágio).

GAO, LEIGHTON & MORGAN (1998) realizaram um experimento com a finalidade de encontrar a função transferência de um sistema de suspensão. A aproximação convencional prática é realizada através de uma excitação vertical aplicada sob as rodas do veículo por um shaker hidráulico, correlacionando a resposta do sistema às correspondentes adquiridas num modelo de vibração forçada com 4 graus de liberdade (figura 35).

Figura 35: Modelo Half Car de vibração forçada que simula os movimentos vertical (eixos e chassis) e rolamento ou arfagem (chassis) de um veículo de 2 eixos [Gao, Leighton & Morgan (1998)].

O experimento desenvolvido pelos autores neste trabalho trata-se de medir a *função transferência* de um veículo através de um modelo de *vibração livre*, onde dispositivo utilizado é mais barato que o necessário para validar um modelo de vibração forçada. Uma plataforma sob cada eixo foi utilizada e adiciona um *1 grau de liberdade (GDL)* ao sistema. Também mede-se o deslocamento do ponto de contato dos pneus, tornando o sistema de 4 GDL num com 6 GDL, conforme (figura 36).

Figura 36: Modelo Half Car simulando os movimentos verticais (eixos e chassi) e rolamento ou arfagem (chassi) de um veículo de 2 eixos adicionado à movimentação vertical de plataformas [Gao, Leighton & Morgan (1998)].

O modelo matemático de vibração forçada apresentou uma repetibilidade grande com relação àquela medida experimentalmente, havendo discrepância apenas na primeira e quarta frequências naturais (lateral e longitudinal), as quais não foram simuladas pelo modelo (figura 37). Da mesma maneira, o modelo matemático de vibração livre incorreu em alta aceitabilidade com relação ao experimento prático (figura 38). Finalmente, comparando-se os resultados dos dois experimentos, observou-se que as funções transferência encontradas são muito próximas (figura 39), o que valida a utilização do experimento de vibração livre. Há ainda o fato de que o método tradicional de vibração forçada é mais oneroso que o proposto. Embora tal compatibilidade só seja verdadeira para sistemas lineares, para conseguir bons resultados, além de garantir que as plataformas utilizadas não gerem nenhum acoplamento de movimentos no sistema, basta utilizar-se de artifícios que tornem tal sistema

"linear" do ponto de vista de engenharia, como por exemplo adotando baixos níveis de deflexões.

Figura 37: Transmissibilidade (medida e simulada) entre o pavimento e o chassi, em função da frequência, utilizado na simulação de uma excitação senoidal forçada [Gao, Leighton & Morgan (1998)].

Figura 38: Transmissibilidade (medida e simulada) entre o pavimento e o chassi, em função da frequência, utilizado na simulação de um modelo de vibração livre [Gao, Leighton & Morgan (1998)].

Figura 39: Transmissibilidades medidas utilizando-se o sistema convencional de excitação forçada e o de vibração livre [Gao, Leighton & Morgan (1998)].

ELBEHEIRY, KARNOPP, ELARABY et al (1996) compararam 3 tipos de suspensões (ativa, semi ativa e passiva) através do modelo de veículo linearizado, com 7 graus de liberdade, mostrado na figura 40.

Figura 41: Tipos de suspensão relacionado às grandezas de controle utilizadas por cada unidade [Elbeheiry, Karnopp, Elaraby et al (1996)].

A comparação realizada por ELBEHEIRY, KARNOPP, ELARABY *et al* (1996) constatou que a *suspensão passiva* apresentou-se inferior às outras duas no que diz respeito à conforto e segurança, pois exige uma deflexão maior da suspensão para o mesmo comportamento, como mostrado na figura 42.

Figura 42: Relação entre aceleração de massa suspensa e espaço de trabalho em três tipos de suspensão [Elbeheiry, Karnopp, Elaraby *et al* (1996)].

Ainda segundo estes autores, a suspensão que apresentou o melhor comportamento ao redor da *freqüência de ressonância do chassi* foi a *totalmente ativa*, sendo as *freqüências naturais amortecidas* e os *fatores de amortecimento* de todos os seus movimentos *independentes da velocidade*. Em todos os outros tipos de suspensão apenas as *freqüências naturais amortecidas*

de “*pitch*” (arfagem) e “*roll*” (rolamento), bem como seus *fatores de amortecimento*, são independentes da velocidade. O *fator de amortecimento* do movimento vertical das rodas tem direta influência sobre a aceleração do chassis e, segundo CHALASANI, R.M. (*Ride Performance Potential of Active Suspension Systems – PartII: Comprehensive Analysis Based on a Full-Car Model. ASME AMD*, v.8, p.205-234, Winter Annual Meeting, 1986), citado por ELBEHEIRY, KARNOPP, ELARABY et al (1996), o valor do *fator de amortecimento* deste modo de vibrar deve ser no *mínimo* 0,2. Pelo fato da suspensão *totalmente ativa* apresentar o melhor isolamento ao redor das *freqüências de ressonância*, haverá também por parte desta uma maior potência média consumida pelo atuador. As suspensões *totalmente ativa* e *ativa limitada* apresentam resultados muito próximos quando as *deflexões do pneumático são desprezíveis* e as semi ativas dos dois tipos apresentam basicamente o mesmo comportamento, porém inferiores às ativas.

Conforme ELBEHEIRY & KARNOPP (1996), quando o modelo de um veículo é considerado *linear* e a excitação advinda da pista segue uma *distribuição estatística Gaussiana*, a resposta do sistema seguirá a mesma tendência. O autor utiliza-se de uma técnica matemática (*Linear Quadratic Gaussian Regulator*), como parte da teoria de controle, para avaliar 5 diferentes tipos de suspensões (*totalmente ativa, ativa limitada, passiva otimizada, amortecimento ativo, amortecimento otimizado*). Um modelo linear de um quarto de veículo (*quarter car*), mostrado na *figura 43*, representado no espaço de estado, foi utilizado e a excitação advinda da pista foi representada matematicamente através de sua distribuição espectral (*Power Spectral Density*). A otimização dos sistemas em termos da técnica citada tem por base encontrar um vetor de controle u ótimo que minimize uma função custo adequada. Um algoritmo foi implementado para esta finalidade e encontrou-se o melhor vetor u para cada tipo de suspensão. A *suspensão ativa* promove um isolamento melhor da *massa suspensa*, tanto na sua freqüência natural quanto na correspondente da *massa não suspensa* (eixos e rodas); porém teve um comportamento inferior na *movimentação dos eixos* e *deflexão dos pneus* (força

de controle menor). Um *fator de amortecimento* moderado do *pneumático* (por volta de 0,15), segundo *ELBEHEIRY & KARNOPP (1996)*, torna este desempenho superior, porém altos valores poderiam ser prejudiciais, uma vez que aumentaria a resistência ao rolamento e poderia gerar um acoplamento entre os movimentos dos eixos e do chassi. Ainda conforme estes autores, a idéia de limitar o *curso da suspensão* é válida somente para perturbações que geram grandes deformações, pois em baixos níveis de excitação faz-se necessário um excessivo movimento das rodas para manter o mesmo curso. Estas conclusões, porém, foram obtidas para específicos valores de fatores de peso (*weighting constants*), cuja alteração poderia afetar os resultados.

KIM, RO & KIM (1999) argumentam que um modelo de um quarto de veículo (mostrado na *figura 43*) pode ser usado com certa precisão para representar o *comportamento dinâmico* de um veículo, principalmente nos movimentos de *vibração vertical da massa suspensa* (“*bouncing*”) e *vibração vertical da massa não suspensa* (“*wheel hopping*”). Porém isto é verdadeiro somente no caso de não se considerar a influência cinemática da *estrutura da suspensão* (diferente para cada tipo de suspensão e montagem) e as *não linearidades* intrínsecas (*atritos, amortecimento e rigidez assimétricos*). Há ainda o efeito da distribuição aleatória das massas estruturais (*links*) sobre as massas *suspensa* e *não suspensa*. Na investigação dos efeitos de tais incertezas sobre os parâmetros a serem medidos (*rigidez de mola, coeficiente de amortecimento, massa suspensa e massa não suspensa*), *KIM, RO & KIM (1999)* utilizaram-se neste trabalho de 2 modelos de um quarto de veículo, um construído em software *ADAMS*, através de um *método de identificação de parâmetros* (*identified model*), que inclui os efeitos citados e outro baseado nos *dados mensurados dos componentes* (*nominal model*). Ao invés de um dispositivo real para teste foi utilizado um *modelo ADAMS completo* para confrontar os resultados obtidos. Com o intuito de avaliar o nível de influência destes efeitos, aplicou-se tal procedimento nas suspensões *Mcpherson* e *Double Wishbone*, sendo verificado que a primeira apresenta maior congruência dos parâmetros “medidos” (com relação à segunda) em ambos os modelos

(identificado e nominal). Conforme os autores, isto se deve ao fato da estrutura *Mcpherson* apresentar um movimento relativo entre as massas suspensa e não suspensa quase *coaxial* e desta forma um *método de estimação de parâmetros* seria desnecessário. Num mesmo tipo de estrutura foram realizadas mudanças nas posições de alguns componentes da suspensão e observou-se que existe uma influência significativa nas respostas e valores dos parâmetros identificados. Variações no ângulo de *king pin* mostraram alguma mudança, porém pequenas se comparado ao nível de alteração. O ponto inferior da montagem do amortecedor também foi avaliado (mais distante ou próximo do centro da roda) e observou-se que também houve influência. O comprimento do *braço (ou bandeja)* de controle superior de uma suspensão *Double Wishbone* também se mostrou influente nos valores calculados (um braço maior torna seu comportamento semelhante à *Mcpherson*). A posição e o tipo do controlador (no caso de suspensões ativas) se mostrou também influente nos resultados. O *método de identificação* se mostrou bastante útil para ambos os tipos de controladores (*sky-hook* – linear; *sliding* – não linear) de *suspensão ativa*, pois o ganho necessário é menor que no caso nominal.

Figura 43: Modelo linear quarter car representando um veículo trafegando no pavimento [Elbeheiry & Karnopp (1996)].

Um estudo comparativo entre suspensões *passiva*, *ativa* e *semi-ativa* foi realizado por BARAK & SACHS (1985). Um veículo de passeio foi modelado incluindo-se os movimentos de *corpo rígido de rotação e translação*. Um modelo estatístico do pavimento foi construído através de *ruído branco* (*white noise*) e a excitação do sistema dinâmico veicular segue a mesma distribuição. As variáveis foram discriminadas em *coordenadas generalizadas* e as equações de movimento foram construídas utilizando-se a *teoria de Lagrange* (resolvidas no espaço de estado). A partir disto, então, as suspensões citadas foram otimizadas (por meio de simulação computacional) e comparadas entre si. Conforme BARAK & SACHS (1985) as suspensões *ativa* e *semi-ativa* apresentaram melhor desempenho que a *passiva* nos níveis de aceleração encontrados (*ativa* e *semi-ativa* estiveram próximas neste quesito), porém inferiores no que diz respeito a curso de suspensão (maiores deflexões que a *passiva*). Vale ressaltar que a suspensão *ativa* ainda requer um fornecimento adicional de energia (maior inclusive que no caso da *semi-ativa*).

Com o objetivo de *otimizar uma suspensão passiva*, tendo como premissas *conforto* e *estabilidade* do veículo, DAHLBERG (1978) modelou o veículo com *2 graus de liberdade*, levando-se em conta a filtragem realizada pelo *assento* e a *sensibilidade humana a vibrações*. O perfil da pista foi considerado como uma distribuição estatística *Gaussiana* unidimensional, portanto as respostas do sistema seguem o mesmo princípio. Este modelo pode ser observado na figura 44.

Figura 44: Modelo de um veículo com 2 graus de liberdade (movimento vertical das massas suspensa e não suspensa) acrescido da sensibilidade humana a vibrações [Dahlberg (1978)].

A minimização do desvio na distribuição das acelerações percebidas pelo motorista foi o critério utilizado por DAHLBERG (1978) para se avaliar o conforto e minimizar a probabilidade da variação da carga normal sobre as rodas exceder um certo valor, foi o quesito de avaliação de estabilidade. O espaço de trabalho da suspensão foi limitado, sendo esta restrição formulada através de termos estatísticos. Um conforto melhorado pôde ser conseguido aumentando-se o espaço de trabalho disponível, porém para se obter uma melhora conjunta da aderência das rodas ao solo este aumento deve ser efetuado apenas até um certo valor, o qual depende da escolha de alguns parâmetros (*weighting factors*). De forma geral, garantindo o mesmo resultado, um fator de amortecimento maior do sistema disponibiliza um curso de suspensão menor (também até um certo limite).

Um estudo da funcionalidade dos amortecedores, juntamente de seu comportamento assimétrico (diferença nas forças geradas em tração e

compressão) e *não linear* (devido ao atrito e aos componentes internos) foi realizado por GENTA & CAMPANILE (1989). Estes *efeitos* são distintos nas aproximações realizadas para o estudo do comportamento dinâmico de um veículo e podem ser tratados separadamente. Conforme os autores, a *assimetria* existente nas forças geradas pelo amortecedor em *compressão* e *tração* gera, no caso de excitações harmônicas, o deslocamento do ponto de oscilação do ponto de equilíbrio estático. Desta forma, na avaliação de *conforto*, não haverá grandes discrepâncias entre os resultados ao se considerar um *amortecedor linear simétrico*. Já a presença das *não linearidades* torna praticamente impossível a obtenção de um *valor ótimo* de amortecimento para o *conforto*, a não ser para um *específico valor de frequência e amplitude*, ou numa *média*. Com relação à *estabilidade*, constatou-se que a *assimetria* e a *não linearidade* das forças de amortecimento introduzem harmônicas diferentes da excitação, porém, como têm mesma frequência, a otimização pode ser realizada considerando-se o amortecedor como ideal (*linear e simétrico*).

4 – Metodologia

4.1 – Modelo físico e matemático proposto

Figura 45: Modelo utilizado para elaboração do programa computacional em MatLab Simulink

A figura 45 representa o modelo utilizado para a realização do programa computacional em *MatLab-Simulink* que simula o comportamento do veículo no regime de *ride*. O modelo é composto de massa suspensa e massa não-suspensa.

Na massa suspensa encontramos as coordenadas de direção (x , y , e z) e os ângulos, de rolamento (“roll”) (ϕ) e o de arfagem (“pitch”) (θ), que estão localizados no CG da massa suspensa. Neste modelo não temos representado o ângulo de deriva (“yaw”) (φ), pois neste estudo estamos considerando somente as oscilações verticais do veículo. Temos representado também neste

modelo o eixo de rolamento que nos mostra o comportamento da carroçaria. Este modelo apresenta semelhanças ao proposto por BARBIERI (1992), mas será solucionado utilizando-se o MatLab – Simulink.

Já na massa não-suspensa estão representados os outros elementos descritos a seguir:

$Cs1r$ – coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro direito;
 $Cs1l$ – coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro esquerdo;
 $Cs2r$ – coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro direito;
 $Cs2l$ – coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro esquerdo;
 $Ks1r$ – rigidez da mola dianteira direita;
 $Ks1l$ – rigidez da mola dianteira esquerda;
 $Ks2r$ – rigidez da mola traseira direita;
 $Ks2l$ – rigidez da mola traseira esquerda;
 $m1r$ – massa da roda dianteira direita;
 $m1l$ – massa da roda dianteira esquerda;
 $m2r$ – massa da roda traseira direita;
 $m2l$ – massa da roda traseira esquerda;
 $Cp1$ e $Kp1r$ – coeficiente e rigidez do pneu dianteiro direito;
 $Cp2$ e $Kp2r$ – coeficiente e rigidez do pneu traseiro direito;
 $Cp3$ e $Kp1l$ – coeficiente e rigidez do pneu dianteiro esquerdo
 $Cp4$ e $Kp2l$ – coeficiente e rigidez do pneu traseiro esquerdo.

Estão representadas em cada eixo do modelo as suas respectivas coordenadas. No eixo dianteiro mf , zf e Φf e no eixo traseiro mr , zr e Φr . Em cada roda esta representado o sentido de movimento, que no nosso caso será somente vertical por se tratar de *ride* ($z1$, $z2$, $z3$ e $z4$). E em cada base de cada pneu temos representado o sentido de movimento dos mesmos ($w1$, $w2$, $w3$ e $w4$).

E para completar a descrição de nosso modelo temos a representação das duas barras estabilizadoras (dianteira e traseira).

Cálculo aproximado dos momentos de inércia I_{xx} e I_{yy} do veículo exemplo a ser estudado:

Figura 46: Cálculo aproximado dos momentos de inércia do veículo estudado

$$I_{xx} = \int_{vol} (y^2 + z^2) \times \rho \times dV = (m \div 16) \times (largura^2 + ((a^2 + h_{cg}^2) \div 2))$$

eq. 1

$$I_{yy} = \int_{vol} (x^2 + z^2) \times \rho \times dV = (m \div 16) \times (((c^2 + b^2) \div 2) + ((a^2 + h_{cg}^2) \div 2))$$

eq. 2

$$I_{zz} = \int_{vol} (x^2 + y^2) \times \rho \times dV = (m \div 16) \times (l \arg ura^2 + ((c^2 + b^2) \div 2))$$

eq. 3

$$I_{xx} = (6570 \div 16) \times (2,30^2 + (1,524^2 + 0,676^2) \div 2) = 2743...kg \cdot m^2$$

eq. 4

$$I_{yy} = (6570 \div 16) \times [((2,99^2 + 2,21^2) \div 2) + ((1,524^2 + 0,676^2) \div 2)] = 3409...kg \cdot m^2$$

eq. 5

Na figura 47 temos a tela inicial do programa MatLab-Simulink para a simulação do comportamento de Ride de um veículo de dois eixos.

Nesta tela estão representados as variáveis de entrada do programa e as variáveis de saída ou os resultados da simulação, tais como gráficos de velocidade angular da massa suspensa, força vertical nos pneus e ângulos da massa suspensa que são os mais importantes dentre outros gráficos que estão representados nesta tela.

Figura 47: Tela inicial do programa MatLab-Simulink para análise do comportamento de Ride

O programa em MatLab Simulink (*Two DOF Vehicle Suspension Model* – David Maclay, Cambridge Control, Ltd. – ver S. Quinn 8/20/97) desenvolvido tomou por base dois “Two DOF Vehicle Suspensiona Model de David Maclay” ligados em série com o solo. O primeiro simula a suspensão do veículo e o segundo simula o pneu, com sua flexibilidade e amortecimento.

O modelo “Two DOF Vehicle Suspensiona Model de David Maclay” é encontrado na lista de programas demonstrativos do MatLab Simulink versão 6.5.

Este modelo de “Two DOF Vehicle Suspensiona Model de David Maclay” esta representado na figura 48.

Vehicle Suspension Model

Figura48: Tela do modelo de MatLab-Simulink que acompanha o programa

4.2 – Onde pode ser aplicado

Este modelo pode ser aplicado em qualquer veículo rodoviário desde que seja de dois eixos. Este veículo pode estar equipado com qualquer tipo de sistema de suspensão, pois o programa não leva em consideração diretamente a geometria do sistema de suspensão e sim, indiretamente, através da localização do “pitch center” e do “roll center”.

As molas e os amortecedores também podem ser de qualquer tipo, pois o programa utiliza os coeficientes de rigidez e os coeficientes de amortecimento respectivamente. Estes coeficientes podem ser não lineares.

Os pneus também podem ser de qualquer medida pois se utiliza no programa a constante de rigidez dos mesmos. No caso de utilitários e caminhões que utilizam quatros pneus no eixo traseiro é só multiplicarmos a rigidez do pneu por dois, e obteremos o resultado desejado.

4.3 – Veículo exemplo estudado

O veículo estudado é um caminhão leve com capacidade para 7000 kg equipado com dois eixos, sendo que no eixo traseiro temos rodado duplo. Este veículo possui sistema de suspensão do tipo eixo rígido com feixes de molas e amortecedores na dianteira e na traseira como descrito no capítulo 3.1.3 deste trabalho.

No capítulo 3.1.6 temos a descrição de variáveis que utilizamos diretamente no programa para a simulação da dinâmica do veículo, tais como: distância entre eixos, bitola, “roll center” e “roll axis”, etc. Na tabela 1 temos as variáveis do programa e os respectivos valores para o veículo em estudo:

Tabela 1 – Variáveis do veículo exemplo usadas na simulação.

	Valores	
lxx	Momento de inércia da massa suspensa em relação ao eixo x (x-x)	6317,5 kg*m ²
lxxu1	Momento de inércia do eixo dianteiro	134,66 kg*m ²
lxxu2	Momento de inércia do eixo traseiro	187,85 kg*m ²
lly	Momento de inércia do massa suspensa em relação ao eixo y (y-y)	15444,70 kg*m ²
Lf	Distância do C.G. ao eixo dianteiro	1,99 m
Lr	Distância do C.G. ao eixo traseiro	1,11 m
Mbs	Massa suspensa	6.570,0 kg
Mbu1	Massa do eixo dianteiro	170 kg
Mbu2	Massa do eixo traseiro	260 kg
aux1l	Comprimento do braço da barra estabilizadora dianteira esquerda	0,207 m
aux1r	Comprimento do braço da barra estabilizadora dianteira direita	0,207 m
aux2l	Comprimento do braço da barra estabilizadora traseira esquerda	0,2 m
aux2r	Comprimento do braço da barra estabilizadora traseira direita	0,2 m
auxkf	Rigidez da barra estabilizadora dianteira	68.264 N*m/rad
auxkr	Rigidez da barra estabilizadora traseira	106.832 N*m/rad
cf	Coefficiente de amortecimento dos amortecedores dianteiros	1.000 N*s/m
cr	Coefficiente de amortecimento dos amortecedores traseiros	1.000 N*s/m
ctf	Coefficiente de amortecimento dos pneus dianteiros	1.379 Ns/m
ctr	Coefficiente de amortecimento dos pneus traseiros	2.758 Ns/m
hcgul	Distância do C.G. do eixo dianteiro ao solo	0,3835 m
hcgur	Distância do C.G. do eixo traseiro ao solo	0,3835 m
hpc	Altura do solo ao "pitch center"	0,40m
hrc	Altura do solo ao "roll center"	0,40 m
kf	Constantes das molas do eixo dianteiro	85.317,9 N/m
kr	Constantes das molas do eixo traseiro	113.757 N/m e 241.243 N/m
ktr	Constante de rigidez dos pneus dianteiros	1.000.000 N/m
ktr	Constante de rigidez dos pneus traseiros	2.000.000 N/m
sf	Distância da mola dianteira esquerda e direita ao C.G. do eixo dianteiro	0,4 m
dsf	Distância do amortecedor dianteiro esquerdo e direito ao C.G. do eixo dianteiro	0,0515 m
sr	Distância da mola traseira esquerda e direita ao C.G. do eixo traseiro	0,510 m
dsr	Distância do amortecedor traseiro esquerdo e direito ao C.G. do eixo traseiro	0,041 m
s1	Distância da roda dianteira esquerda ao C.G. do eixo dianteiro	0,89 m
s2	Distância da roda dianteira direita ao C.G. do eixo dianteiro	0,89 m
s3	Distância da roda traseira esquerda ao C.G. do eixo traseiro	0,85 m
s4	Distância da roda traseira direita ao C.G. do eixo traseiro	0,85 m

Pneu Pirelli - K = 1.0 E6 N/m Constante de Amortecimento=1379 Ns/m.

Neste estudo não foram consideradas as variações de “*camber*”, “*caster*”, convergência e ângulo de “*king-pin*”, por terem uma influência secundária nas frequências naturais da massa suspensa e não suspensa do veículo exemplo.

4.5 – Descrição do ensaio em laboratório do veículo exemplo.

A roda esquerda do eixo dianteiro do veículo foi excitada com movimentos harmônicos verticais através de um pistão hidráulico comandado por um computador. Frequências fixas foram aplicadas com 1,5 Hz gráfico 3, 2,2 Hz gráfico 5, 3,3 Hz gráfico 7 e continuamente variável de 0 a 20 Hz gráfico 9. A mesma roda foi excitada com um sinal aleatório mostrado em parte no gráfico 1.

5 – Resultados obtidos na análise laboratorial

5.1 – Do ensaio em laboratório

Análise dos gráficos

No gráfico 1 temos a entrada de um sinal aleatório na roda dianteira esquerda medido neste mesmo local.

Gráfico 1: Sinal aleatório aplicado e medido na roda dianteira esquerda.

No gráfico 2 temos o PSD (Power Spectral Density) do gráfico 1. O gráfico apresenta uma faixa relativamente plana entre 0 e 22 Hz. Esta faixa engloba as frequências naturais da massa suspensa e não suspensa. O PSD mostra que o sistema de excitação e o espectro de excitação do sinal aleatório pode ser usado para excitar as frequências naturais da massa suspensa e não suspensa.

Gráfico 2: Análise em PSD do gráfico 1

No gráfico 3 temos um sinal de entrada na roda dianteira esquerda senoidal de frequência 1,5Hz medido no mesmo local.

Gráfico 3: Sinal senoidal de frequência 1,5Hz, medido na roda dianteira esquerda.

A análise em PSD do gráfico 3 está representado no gráfico 4, onde podemos observar nitidamente a frequência de 1,5Hz, que esta representada no pico do gráfico.

Gráfico 4: Análise em PSD do gráfico 3

No gráfico 5 temos um sinal de entrada senoidal na roda esquerda do eixo dianteiro de frequência 2,2Hz medido no mesmo local.

Gráfico 5: Sinal senoidal de frequência 2,2Hz

No gráfico 6 temos o PSD do gráfico 5, onde podemos observar o pico na frequência de 2,2Hz.

Gráfico 6: Análise em PSD do gráfico 5

No gráfico 7 temos um sinal de entrada na roda esquerda do eixo dianteiro de 3,3 Hz medido neste mesmo local.

Gráfico 7: Sinal senoidal de frequência 3,3Hz

No gráfico 8 temos o PSD do gráfico 7, onde podemos observar o pico na frequência de 3,3Hz.

Gráfico 8: Análise em PSD do gráfico 7

Nos gráficos de 1 a 8 pode-se avaliar o desempenho do sistema hidráulico de excitação na roda esquerda dianteira em frequências próximas das frequências naturais da massa suspensa.

No gráfico 8 notamos que há um pico na frequência de 60 Hz, este pico representa o ruído da rede elétrica.

No gráfico 9 temos um sinal senoidal, porém agora este sinal não é fixo e sim variável, este sinal vai de 0 a 20 Hz. Neste caso podemos analisar as frequências naturais de todo o nosso sistema, tanto da massa suspensa como da massa não-suspensa do veículo, pois é nesta faixa que se encontram as frequências naturais do sistema.

Gráfico 9: Sinal senoidal variado continuamente de 0 a 20 Hz aplicado na roda esquerda do eixo dianteiro.

No gráfico 10 temos o PSD do sinal do gráfico 9. Este gráfico mostra uma faixa plana de 0 a 20 Hz o que demonstra que o sistema hidráulico de excitação tem a possibilidade de excitar as rodas dentro da faixa de 0 a 20 Hz, que praticamente engloba as frequências naturais da massa suspensa e não suspensa.

Gráfico 10: Análise PSD do gráfico 9

Os gráficos de 1 a 10 mostram que o sistema mecânico e hidráulico que foi utilizado para excitar a roda dianteira esquerda é eficiente dentro da faixa de frequência que contém as naturais da massa suspensa e não suspensa. Após esta constatação, várias respostas foram obtidas na massa suspensa e não suspensas com a roda dianteira esquerda excitada conforme gráfico 1.

No gráfico 11 temos o PSD medido no eixo dianteiro no lado esquerdo do veículo. Podemos observar uma frequência natural em torno de 22Hz. Esta frequência corresponde à frequência natural do eixo dianteiro do veículo. Observou-se no teste em laboratório um acoplamento do modo vertical com o torsional do eixo dianteiro.

Gráfico 11: PSD obtido com sinal medido no eixo dianteiro.

No gráfico 12 temos o PSD medido no eixo traseiro e também no lado esquerdo. Neste caso também pudemos observar um pico próximo do valor de 20 Hz. Observou-se no teste laboratorial um acoplamento do modo vertical com o torsional do eixo traseiro.

Gráfico 12: PSD obtido com sinal medido no eixo traseiro

Nos dois gráficos anteriores (gráfico 11 e gráfico 12) devemos ter atenção para faixa de frequência entre 0 e 22Hz, pois é nesta faixa onde encontramos as frequências naturais que nos interessa.

No gráfico 14 temos o PSD do sinal obtido no chassi (massa suspensa) na parte traseira do veículo. Podemos observar dois picos de frequência em 1,47Hz e 3,33 Hz.

Gráfico 13: PSD na faixa de 0 a 5Hz, sinal medido no chassi (massa suspensa)

5.2 – Do modelo teórico

As variáveis representadas nos gráficos 15, 16, 17, 18 e 19 são:

- 1 – eixo dianteiro;
- 2 – eixo traseiro;
- l – roda esquerda;
- r – roda direita;
- $u1$ – eixo dianteiro;
- $u2$ – eixo traseiro;
- $forçavert$ – força vertical na roda;
- $THETAdot$ – velocidade angular de arfagem;
- $Fldot$ – velocidade angular de rolamento;
- zuf – altura do c.g. do eixo dianteiro em relação ao solo;
- zur – altura do c.g. do eixo traseiro em relação ao solo;
- $zufvert$ – deslocamento vertical do c.g. do eixo dianteiro;
- $zurvert$ – deslocamento vertical do c.g. do eixo traseiro;
- $zdot$ – deslocamento vertical do c.g. da massa suspensa;
- $vert$ – excitação vertical em fase;
- $long$ – excitação longitudinal (vertical defasada);
- lat – excitação lateral.

Análise Vertical

Como havíamos dito no capítulo 4, a excitação no modelo da suspensão em MatLab Simulink ocorreu em fase em todas as quatro rodas do veículo variando continuamente de 0 a 40 Hz. Isto deve produzir uma forte excitação dos modos verticais da massa suspensa e não suspensa (gráfico 14). O eixo horizontal do gráfico dividido por 10 se torna frequência em Hz.

Gráfico 14: Gráfico de excitação vertical em fase do veículo

Os dois primeiros gráficos superiores mostram a frequência natural de 18,5 Hz (pico) nas rodas dianteiras do veículo, ou seja, no eixo dianteiro (1l e 1r). Um zoom mostra que os movimentos das rodas dianteiras estão em fase.

O mesmo acontece para eixo traseiro, onde o pico determina a frequência natural do eixo traseiro em 21,5 HZ (2l e 2r). Um zoom mostra que os movimentos das rodas traseiras estão em fase; porém, as frequências dos eixos dianteiro e traseiro são diferentes.

As mesmas frequências naturais podem ser observadas em zf e zr que são os deslocamentos dos centros de gravidade do eixo dianteiro e traseiro respectivamente.

As mesmas frequências podem ser observadas em theta, ângulo de arfagem. Este acoplamento ocorre pois o centro de rolamento não está sobre o centro da massa suspensa.

Analise Lateral

Neste caso as rodas direitas e esquerdas foram excitadas com uma defasagem de 180 graus, com freqüências entre 0 e 40 Hz continuamente variável. O eixo horizontal do gráfico dividido por 10 se torna freqüência em Hz.

Gráfico 15: Gráfico de excitação lateral do veículo

Observou-se no gráfico 15: freqüência natural torsional do eixo dianteiro: 17,5 Hz; freqüência natural torsional do eixo traseiro: 22,5 Hz.

Estas freqüências podem ser observadas também no “Fidot” (velocidade angular em torno do eixo x). Os modos são praticamente de rolamento já que zdot (velocidade do c.g. da massa suspensa em z) não apresentou resposta alguma.

Nesta análise é interessante observar o ângulo ϕ , que é o ângulo de rolamento do veículo, desta maneira podemos observar o quanto o veículo oscila lateralmente e se estas oscilações prejudicam o conforto dos ocupantes ou não.

Análise Longitudinal

Eixo dianteiro e traseiro excitados com defasagem de 180 graus.

Gráfico 16: Gráfico de excitação longitudinal do veículo.

As frequências naturais dos eixos (18,5 Hz e 21,5 Hz), já observadas quando todas as rodas foram excitadas em fase, se repetiram aqui (figura 16). Os mesmos modos foram excitados. z_{uf} e z_{ur} (deslocamentos dos c.g.'s dos eixos) mostram claramente estas naturais.

Observando o gráfico 16 podemos notar frequências naturais da massa suspensa de 0 a 5 Hz. Um estudo deve ser realizado neste intervalo para se obter as frequências naturais da massa suspensa.

No gráfico da figura acima, $\dot{\theta}$, velocidade angular de arfagem da massa suspensa, mostra também as frequências naturais dos eixos. O mesmo acontece com $\dot{z}$ (velocidade vertical do c.g. da massa suspensa).

O mesmo acontece com gráfico Zur que é igual aos gráficos de Força vertical 2l e Força vertical 2r que representa o eixo traseiro.

Resumo das freqüências naturais de 0 a 40 Hz.

No gráfico 17 iremos observar os gráficos das freqüências que aparecem nos eixos, ou seja, na massa não suspensa do veículo, excitando verticalmente o veículo em fase, lateralmente defasada de 180 graus e longitudinalmente defasada de 180 graus. Ele resume o que já foi mostrado anteriormente

Gráfico 17: Gráfico de excitação com freqüências de 0 a 40 Hz, para análise das freqüências naturais da massa não suspensa.

Destes gráficos podemos concluir que em todos os casos de excitação, sempre o eixo dianteiro terá uma freqüência natural menor que ao do eixo traseiro.

Análise das freqüências de 0 a 5 Hz

O gráfico 18 resume as freqüências naturais da massa suspensa nas mesmas condições descritas anteriormente.

Gráfico 18: Gráfico de excitação com freqüências de 0 a 4 Hz, para análise das freqüências naturais da massa suspensa.

O gráfico 18 mostra uma freqüência natural da massa suspensa de arfagem de 1,57 Hz e outra de 3,3 Hz. Os eixos horizontais do gráfico 18, dividido por 100, é freqüência em Hz.

Fidot_lat mostra uma freqüência natural da massa suspensa de rolamento de 1,41 Hz.

Verificamos que as freqüências que obtemos do modelo teórico estão bem próximas das observadas nos testes experimentais. O ângulo θ (theta) que corresponde ao ângulo de *pitch* do veículo esta com os seguintes valores: 1,57 Hz e 3,3 Hz para os regimes em fase e defasado respectivamente, e o ângulo ϕ

(fi) que corresponde ao ângulo de rolamento do veículo esta com o valor de 1,41 Hz.

5.3 – Comparação dos resultados teóricos/experimentais

A tabela 1 mostra a comparação entre os dados experimentais e os dados teóricos obtidos com o modelo em MatLab Simulink.

Tabela 2 – comparação resultados teóricos e de laboratório.

			EXPERIMENTAIS (Hz)	TEORICOS (Hz)
MASSA NÃO SUSPENSA	<i>VERTICAL EM FASE</i>	<i>DIANTEIRA</i>	22	18,5
		<i>TRASEIRA</i>	20	21,5
	<i>DEFASADO (ROLL)</i>	<i>DIANTEIRA</i>	22	17,5
		<i>TRASEIRA</i>	20	22,5
	<i>DEFASADO (PITCH)</i>	<i>DIANTEIRA</i>	22	18,5
		<i>TRASEIRA</i>	20	21,5
MASSA SUSPENSA	<i>VERTICAL EM FASE (PITCH)</i>		1,47	1,57
	<i>VERTICAL DEFASADO (PITCH)</i>		3,33	3,33
	<i>LATERAL DEFASADO (ROLL)</i>		1,47	1,41

Na tabela 1 podemos observar que os valores dos resultados experimentais e teóricos estão bem próximos, o que nos revela que o nosso modelo matemático poderá ser utilizado no estudo do “ride” posteriormente.

6 – Conclusão

O modelo matemático e o programa computacional apresentaram resultados próximos aos obtidos em testes de laboratório.

O programa é de fácil utilização e isto futuramente será de grande valia para a análise dos sistemas de suspensão no que diz respeito ao conforto.

É extremamente interessante para o fabricante possuir um estudo e um programa computacional para avaliar o desempenho do veículo durante a avaliação do conforto e de ruído. Desta maneira, pode-se melhorar o desempenho do veículo durante os testes de “ride” por meio de mudanças das características do sistema de suspensão.

O modelo matemático e o programa computacional foram desenvolvidos com o objetivo de oferecer uma maneira rápida e prática para realizar os cálculos que ajude o engenheiro automotivo e o projetista na obtenção de uma análise crítica do sistema de suspensão, quando estiver verificando o conforto do veículo.

O programa desenvolvido permite a análise de diversos parâmetros no que diz respeito ao nível de conforto do veículo. Ele pode ser utilizado pelo engenheiro e projetista do sistema de suspensão em diferentes etapas do processo de definição, desde a fase de projeto até a fase de testes em pista, permitindo o desenvolvimento de um novo sistema e uma nova geometria para a suspensão ou também para a melhoria do atual sistema instalado no veículo.

Diversos gráficos são obtidos pelo programa computacional desenvolvido para diferentes condições operacionais, que ajudam o engenheiro automotivo e o projetista a definir o sistema de suspensão que será utilizado no veículo. Assim, o programa reduz o tempo necessário para a definição do sistema de suspensão e diminui o número de testes em pista, reduzindo os custos envolvidos no projeto.

Alguns dos benefícios deste estudo do programa computacional são: uma melhor compreensão de todo o sistema de suspensão, uma maior rapidez na definição do sistema de suspensão e sua geometria, uma redução nos

testes em pista, uma redução nos custos envolvidos na determinação do sistema de suspensão, e a análise de conforto e ruído do veículo.

Com os gráficos obtidos pelo programa computacional desenvolvido, que estão mostrados no capítulo 5, é possível observar as frequências presentes na massa suspensa e na massa não suspensa do veículo.

Com isso, o engenheiro automotivo pode focalizar sua atenção nos pontos mais críticos do sistema de suspensão e atuar com mais intensidade a fim de melhorar o conforto. Desta maneira poderá economizar tempo e dinheiro na tentativa de satisfazer condições que na prática são inviáveis de ocorrer.

Portanto, o programa computacional realiza, em segundos, todos os cálculos das forças e ângulos presentes que atuam no veículo, com qualquer configuração do sistema de suspensão e apresenta um grande potencial para a melhoria do desempenho do sistema de suspensão no que diz respeito a conforto e ruído.

Referencias Bibliográficas

BARAK, P.; SACHS, H.K. On the Optimum Ride Control of a Dynamic Model for an Automotive Vehicle System. *Vehicle System Dynamics*, v.14, p. 196-200, 1985.

BARBIERI, N. SUSPENSIONS OPTIMIZATION.

In: MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE & EXHIBIT, São Paulo, São Paulo, Brasil, 1992. Anais...

Brasil, SAE, 1992. SAE number 921491

DAHLBERG, T. Ride Comfort and Road Holding of a 2-DOF Vehicle Travelling on a Randomly Profiled Road. *Journal of Sound and Vibration*, v.58, n.2, p.179-187, 1978.

ELBEHEIRY, E.M.; KARNOPP, D.C. Optimal control of vehicle random vibration with constrained suspension deflection, *Journal of Sound and Vibration*, v.189, n.5, p. 547-564, fev., 1996.

ELBEHEIRY, E.M.; KARNOPP, D.C.; ELARABY, M.E.; ABDELRAAOUF, A.M. Suboptimal control design of active and passive suspensions based on a full car model. *Vehicle System Dynamics*, v.26, n.3, p.197-222, set, 1996.

EL MADANY, M.M. A Procedure for Optimization of Truck Suspensions. *Vehicle System Dynamics*, v.16, p.297-312, 1987.

FITCH, W.F. *Motor Truck Engineering Handbook*. 4.ed. USA, Society of Automotive Engineers, p.225-238, 1994

FUNDAMENTOS DA TECNOLOGIA AUTOMOBILÍSTICA (1998). São Paulo, Volkswagen do Brasil.

GAO, J.; LEIGHTON, N.J.; MORGAN, C. A Low-cost transfer function identification

technique for automotive suspensions, *Vehicle System Dynamics*, v.29, n.4, p.261-273, abr., 1998.

GENTA, G.; CAMPANILE, P. An Aproximate Approach to the Study of Motor Vehicle Suspensions with Non-Linear Shock Absorbers. *Meccanica*, v.24, p.47-57, 1989.

GILLESPIE, T.D. *Fundamental of Vehicle Dynamics*. USA, Society of Automotive Engineers, p.125-305, 1992

KIM, C.; RO, P.I.; KIM, H. Effect of the suspension structure on equivalent suspension parameters, *Journal of Automobile Engineering*, v.213, p.457-470, 1999.

YOUNG, J.W.; WORMLEY, D.N. (1973). Optimization of Linear Vehicle Suspensions Subjected to Simultaneous, Guidway and External Force Disturbances. *Trans. ASME, J. Dyn. Sys. Meas. Cont.*, p.213-219, junho 1973.