

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

VICTOR YAN MONDADORI

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO COM
DIFERENTES ALTURAS DE MOLAS

Joinville
2017

VICTOR YAN MONDADORI

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO COM
DIFERENTES ALTURAS DE MOLAS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Automotiva, da Universidade Federal de Santa Catarina Campus de Joinville, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Automotivo.

Orientador: Dr. Thiago Antonio Fiorentin

Joinville
2017

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO COM
DIFERENTES ALTURAS DE MOLAS

Esta Monografia foi julgada e aprovada como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 27 de novembro de 2017.

Banca Examinadora:

Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Orientador

Dr. Alexandre Mikowski
Membro

Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro

AGRADECIMENTOS

Primeiro agradeço a minha família que me proporcionou ter o veículo alvo de estudo, sem ele talvez teria outro tema para meu trabalho de conclusão de curso, que não fosse tão do meu interesse como este.

Segundo ao meu orientador que aceitou o desafio e me encorajou no desenvolvimento deste trabalho.

Terceiro e mais importante, meu amigo Luiz César Zago Filho, que esteve comigo no decorrer do experimento realizado para concluir esta dissertação. Seus conhecimentos foram de fundamental importância.

Também agradecer aos estagiários do laboratório de sistemas Veiculares que estiveram sempre à disposição para me orientar durante meu experimento.

Ao colega de curso, Nikolas Olegário, por ter emprestado ferramentas necessárias ao longo do período de testes.

E a minha namorada, Rafaela Paola Moretto que me apoiou durante a finalização do trabalho.

“Temos o destino que merecemos. O nosso destino está de acordo com os nossos méritos.”

(Albert Eistein)

RESUMO

Tendo em vista o disputado mercado automotivo, que em 2015 representou 4,1% do Produto Interno Bruto (PIB) brasileiro, o desenvolvimento de novos veículos com mais desempenho a um menor custo tornou-se um desafio. A suspensão veicular é parte primordial no projeto e desenvolvimento de um bom projeto de veículos. A suspensão veicular alia conforto e desempenho. Este trabalho propõe investigar a influência da altura das molas no sistema de suspensão em um veículo comercial brasileiro. Para isso diferentes tipos de literaturas da área serão analisados. Para assim ter um comparativo de parâmetros no sistema de suspensão, a fim de analisar sua influência na dinâmica vertical.

Palavras-chave: Automotivo. Suspensão veicular. Dinâmica vertical.

ABSTRACT

Owing to the competition in Brazilian automotive market, that in 2015 represented 4,1% of the GNP. The develop of new vehicles with more performance ally a good price is a challenge to the automotive Industry. A vehicle suspension is a primary part, when you developed a good car project. This completion of course work propose to investigate the influence of height of a spring in automotive suspension. For this propose different literatures will be analyzed. So, have a comparative of parameters in suspension system with the objective of analyze the ride.

Keywords: Automotive, vehicle suspension, ride.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema de Coordenadas SAE	8
Figura 2 – Localização Longitudinal do CG	9
Figura 3 – Modelo de um quarto de veículo	10
Figura 4 – Molas helicoidais	12
Figura 5 – Feixe de Molas	12
Figura 6 – Amortecedor hidráulico	13
Figura 7 – Suspensão <i>Hotchkiss</i>	15
Figura 8 – Suspensão eixo rígido com molas helicoidais	16
Figura 9 – Suspensão De Dion (Eixo estriado e Tubo Deslizante)	16
Figura 10 – Modelo de suspensão <i>Trailing arm</i>	17
Figura 11 – Modelo de suspensão Duplo A	18
Figura 12 – Modelo de Suspensão McPherson	19
Figura 13 – Modelo de Suspensão Multibraços VW Golf	20
Figura 14 – Suspensão Traseira <i>Trailing arm</i>	20
Figura 15 – Modelo de suspensão <i>semi-trailing arm</i>	21
Figura 16 – Suspensão Traseira de braços oscilantes	22
Figura 17 – Diagrama da Divisão da Dinâmica Vertical	23
Figura 18 – Variação de torque na saída de um motor ciclo Otto	25
Figura 19 – Molas em série	26
Figura 20 – Esquemática <i>Ride Rate</i>	27
Figura 21 – Decremento Logarítmico	29
Figura 22 – Gráfico Deflexão Natural pela Frequência Natural	31
Figura 23 – Simplificação do veículo como um corpo rígido	32
Figura 24 – Comportamento do veículo para diferentes comprimentos de obstáculos	32
Figura 25 – Localização do centro de <i>Bounce</i> e <i>Pitch</i>	33
Figura 26 – Veículo do Experimento	35
Figura 27 – Roda e Pneu no veículo em análise	36
Figura 28 – Dimensões do veículo	36
Figura 29 – Configuração para medição do fator de amortecimento	43
Figura 30 – Localização do acelerômetro	44

Figura 30 – Eixo dianteiro suspenso para medição	44
Figura 31 – Localização do acelerômetro	45
Figura 32 – Eixo traseiro suspenso para medição	46
Figura 33 – Comportamento da suspensão Dianteira com molas originais	47
Figura 34 – Comportamento da suspensão traseira com molas modificadas	47
Figura 35 – Centro de Bounce e Pitch com molas modificadas	51
Figura 36 – Centro de Bounce e Pitch com molas originais	51
Figura 37 – Norma ISO para Vibração Vertical	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Massa do veículo	37
Tabela 2 – Distância do Paralamas até o centro da roda com as molas cortadas	39
Tabela 3 – Distância base do pneu até o centro da roda	39
Tabela 4 – Distância do Paralamas até o centro da roda com as molas originais	40
Tabela 5 – Constante elástica das molas originais	40
Tabela 6 – Constante elástica da do pneu	41
Tabela 7 – Valor do Ride Rate para as configurações do veículo	41
Tabela 8 – Frequências naturais para as duas configurações	42
Tabela 9 – Fator de amortecimento	48
Tabela 10 – Coeficiente de amortecimento	48
Tabela 11 – frequência Natural amortecida	49
Tabela 12 – CG Longitudinal	49

LISTA DE SÍMBOLOS

G	Peso total do veículo	[N]
R_{oI}	Reação eixo dianteiro	[N]
R_{oII}	Reação eixo traseiro	[N]
A_I	Distância entre o eixo dianteiro e o CG	[m]
A_{II}	Distância entre o eixo traseiro e o CG	[m]
l	Distância entre eixos	[m]
Z_r	Elevação da roda	[m]
A	Amplitude da onda	[m/s]
v	Número de ondas	[un]
x	Distância ao longo da estrada	[m]
F_i	Desbalanceamento da roda	[N]
M	Massa deslocada	[kg]
R	Raio dinâmico da roda	[m]
w	Velocidade rotacional	[rad/s]
RR	Ride Rate	[Nm]
K_1	Constante elástica do pneu	[Nm]
K_2	Constante elástica da suspensão	[Nm]
w_n	Frequência natural	[Hz]
F	Frequência natural	[Hz]
w_d	Frequência natural amortecida	[Hz]
Z	Fator de amortecimento	
C	Constante de amortecimento	[Ns/m]
T	Tempo	[s]
SD	Deflexão estática	[m]
K	Rigidez total	[Nm]
V_x	Velocidade na direção longitudinal	[m/s]
Λ	Espectro de onda	[s]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	4
1.1 OBJETIVOS	5
1.1.1 OBJETIVOS GERAIS.....	5
1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	7
2.1 DINÂMICA VEICULAR	7
2.1.1 CENTRO DE GRAVIDADE	9
2.2 MASSA	10
2.2.1 MASSA SUSPensa	11
2.2.2 MASSA NÃO SUSPensa.....	11
2.3 MOLAS	11
2.4 AMORTECEDOR	13
2.5 MODELOS DE SUSPENSÃO	14
2.5.1 EIXO RÍGIDO	14
2.5.2 SUSPENSÃO INDEPENDENTE	17
2.6 VIBRAÇÃO E DINÂMICA VERTICAL	22
2.6.1 FONTES DE EXCITAÇÃO	23
<u>2.6.1.1 SUPERFÍCIE DA VIA</u>	<u>23</u>
<u>2.6.1.2 MONTAGEM PNEU/RODA</u>	<u>24</u>
<u>2.6.1.3 EXCITAÇÃO NA TRANSMISSÃO.....</u>	<u>24</u>
<u>2.6.1.4 MOTOR.....</u>	<u>25</u>
<u>2.6.2 PROPRIEDADES DA RESPOSTA DO VEÍCULO AS EXCITAÇÕES.....</u>	<u>25</u>
<u>2.6.2.1. RIDE RATE</u>	<u>26</u>
<u>2.6.2.2 FREQUENCIA NATURAL</u>	<u>28</u>
<u>2.6.2.3 DECREMENTO LOGARÍTMICO</u>	<u>29</u>
<u>2.6.2.4 DEFLEXÃO ESTÁTICA.....</u>	<u>31</u>
<u>2.6.2.5 MODOS DE BOUNCE E PITCH</u>	<u>32</u>
3 METODOLOGIA	35
3.1 DESCRIÇÃO DO VEÍCULO	36
3.2 MASSA DO VEÍCULO	37
3.3 CONSTANTE ELÁSTICA	37
3.3.1 CONSTANTE ELÁSTICA MOLAS	38

3.4 RIDE RATE	39
3.5 FATOR DE AMORTECIMENTO	39
3.5.1 CONFIGURAÇÃO 1 – EIXO TRASEIRO	40
3.4.2 CONFIGURAÇÃO 2 – EIXO DIANTEIRO	42
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	45
4.1 MASSADO VEÍCULO	45
4.2 CONSTANTES ELÁSTICAS	45
4.3 RIDE RATE	47
4.4 FATOR DE AMORTECIMENTO	48
4.6 CENTRO DE BOUNCE E PITCH	50
5. CONCLUSÃO	53
5.1 SUGESTÕES E TRABALHOS FUTUROS	55

1 INTRODUÇÃO

Quando os primeiros veículos entraram no mercado, as estradas em que os mesmos transitavam dispunham de pouca infraestrutura, e por este motivo foi necessário adaptar um sistema de suspensão, com o objetivo principal de isolar as vibrações provenientes da via (BARRETO 2005).

Com o passar do tempo, o sistema de suspensão deixou de ter apenas a função de melhorar o conforto para os passageiros e motorista, para também fazer a manutenção da integridade das cargas e aumentar a segurança, melhorando assim o contato pneu-pista (FREITAS 2006).

A área de estudo que aborda o comportamento do sistema de suspensão é a dinâmica vertical (Ride). Ela trata do comportamento do veículo e dos seus ocupantes quando submetidos a excitações provenientes da via em que o automóvel trafega, ou de fontes internas, como motor, roda e transmissão (FREITAS, 2006).

Para quantificar e qualificar o nível de conforto de um veículo, alguns estudos foram publicados. Um deles está disposto na (S A E - Ride and Vibration Data Manual), de 1965, que analisa a tolerância do corpo humano quando exposto a vibrações. Os indicadores de conforto baseiam-se nos valores de aceleração que atuam sobre os ocupantes. Além disso, a faixa de frequência em que ocorre também é importante (PEREIRA, 2011).

Para Karnopp e Heess (1991, apud BARBIERI, 1993, p. 1), a função fundamental da suspensão automotiva é controlar as mudanças de atitude do veículo com respeito às irregularidades das vias. Segundo Gillespie (1992) uma das funções da suspensão é garantir o contato do pneu com a via.

No entanto, aliar um sistema de suspensão com conforto e performance é um desafio da engenharia automotiva. Normalmente, existe uma distinção clara entre automóveis esportivos que visam performance, e automóveis de passeio que presam mais por conforto. Veículos de passeio utilizam suspensão cuja frequência natural está entre 1 a 1,5 Hz (Hertz). Já esportivos entre 2 e 2,5 Hz (GILLESPIE, 1992).

Outro fator que é levado em conta em um adequado projeto de sistema de suspensão automotiva, é o ambiente em que o veículo em questão vai transitar. Em países com boa malha rodoviária o projeto de suspensão do veículo tem solicitações menos severas, já em países com pouca infraestrutura nas rodovias, as solicitações são mais extremas, e o conforto muitas vezes não é o ideal.

Na tentativa de conciliar estas funções básicas das suspensões vários tipos de molas, amortecedores e outros elementos mecânicos têm sido desenvolvidos. Uma suspensão tradicional não é capaz de atender simultaneamente todas as necessidades, embora sempre seja otimizada para alguma delas. (BARBIERI, 1993).

Considerando isto, este trabalho vai traçar um comparativo de parâmetros no sistema de suspensão e identificar a diferença de comportamento da suspensão conforme a disposição do veículo em questão.

O estudo revisará diferentes bibliografias relacionadas a área da dinâmica veicular, como livros, dissertações, teses e artigos, com o intuito de atingir o objetivo traçado por este trabalho.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVOS GERAIS

Comparar parâmetros da dinâmica vertical, em função do sistema de suspensão de um veículo, modelo Volkswagen Saveiro Cross 2014, para entender como proceder e gerar o projeto de um adequado sistema de suspensão veicular para diferentes tipos de solicitações.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Dentre os objetivos desse trabalho podem ser citados os seguintes objetivos específicos:

- Analisar o regime do espectro de frequência em que a suspensão de um veículo brasileiro trabalha;
- Investigar a influência da diferença de altura do conjunto de molas no comportamento dinâmico do veículo;

- Traçar um comparativo de parâmetros no sistema de suspensão, a fim de analisar sua influência na dinâmica vertical;
- Entender o desconforto causado por modificações em suspensões automotivas;
- Estipular possíveis melhorias que ajudariam diminuir o desconforto de suspensões automotivas com conjunto de molas modificadas.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A palavra suspensão é usada para descrever o conjunto dos componentes que conectam as rodas com o chassi do veículo. Um sistema de suspensão tem a função de absorver irregularidades da superfície, garantir certo grau de suavidade e conforto na dirigibilidade aos passageiros ou aos produtos que estão sendo transportados, além de evitar a exposição dos componentes mecânicos ao desgaste excessivo. (ALMEIDA JÚNIOR, 2007).

Segundo Gillespie (1992) as funções principais de um sistema de suspensão são isolar o chassi das imperfeições do solo; manter o contato pneu-solo; reagir as forças geradas nos pneus, como forças longitudinais (aceleração e frenagem), forças laterais (esterçamentos), além de torques gerados nos sistemas mecânicos; resistir a rolagem do chassi.

Para Soares (2005, apud PEREIRA, 2011, p. 21) o termo suspensão surgiu quando as carruagens eram literalmente suspensas por molas fixadas ao teto da estrutura desses veículos. Afirma ainda que a utilização destas molas nas carruagens puxadas por cavalos demonstra que a busca por conforto em veículos é antiga e antecede o próprio automóvel.

E foi no início do século XX que surgiram os primeiros estudos de engenharia, utilizando modelos matemáticos focados nos parâmetros de suspensão e na avaliação de conforto dos veículos.

2.1 DINÂMICA VEICULAR

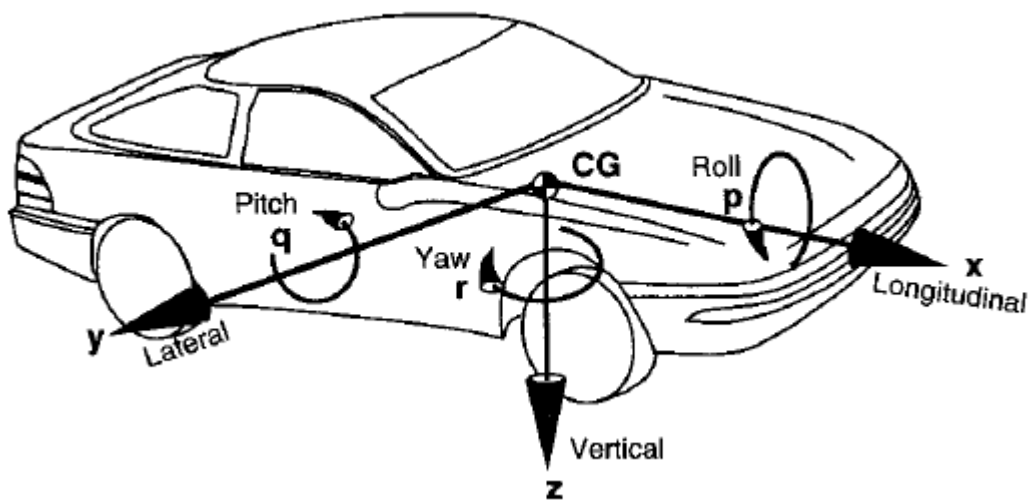
A dinâmica veicular é a área da engenharia que em seu conceito mais amplo, significa o estudo do movimento dos corpos e dos esforços que o originam. Ela pode ser dividida em três tópicos de análise, sendo eles:

- Dinâmica Lateral;
- Dinâmica Longitudinal;
- Dinâmica Vertical.

Para este trabalho, a área de interesse é a dinâmica vertical, que estuda o movimento vertical em função das irregularidades da via. Analisando conforto do veículo e manutenção do contato pneu-via.

Para simplificar a análise, o veículo pode ser representado como uma massa concentrada no seu centro de gravidade (CG), ilustrado na Figura 1. Esta massa pontual no CG tem apropriados momento de inércia rotacional, sendo dinamicamente equivalente ao próprio veículo em análise. Para todos movimentos em que o veículo pode estar sujeito, considera-se que se trata de um corpo rígido, que não está sujeito a deformações (GILLESPIE 1992).

Figura 1 – Sistema de Coordenadas SAE



Fonte: Gillespie (1992, p. 8)

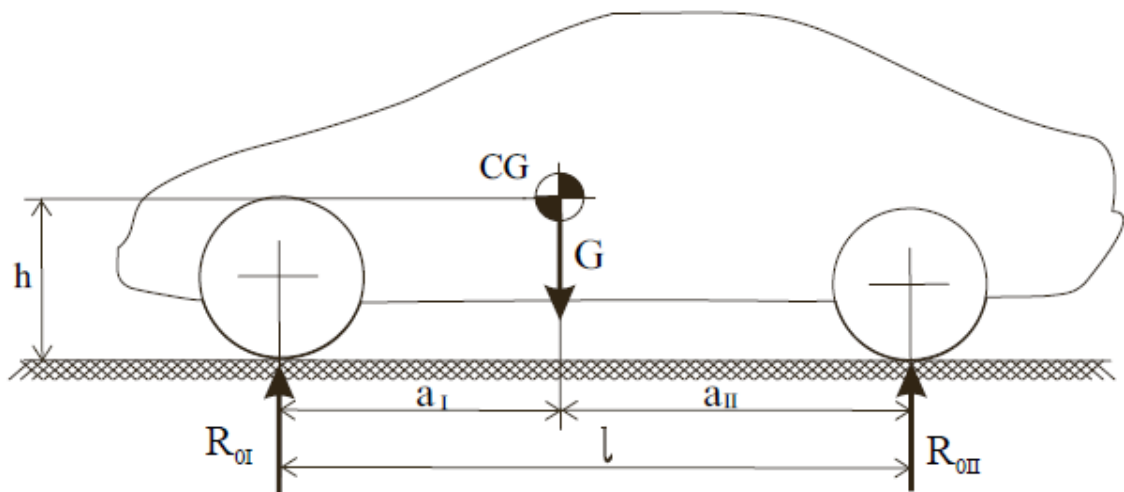
O sistema de coordenadas utilizado para estudo da dinâmica veicular é o estipulado pela SAE, onde o eixo 'x' está apontado para frente do veículo no plano longitudinal de simetria, o eixo 'y' está apontado para a direita, o eixo 'z' está apontando para baixo, para o movimento em torno do eixo 'x' temos a rolagem, movimento em torno de 'y' arfagem e em torno de 'z' a guinada.

2.1.1 CENTRO DE GRAVIDADE

A posição do centro de gravidade é de importância fundamental, pois é nele que agem as forças do peso e de inércia (NICOLAZZI, ROSA, LEAL, 2012).

A determinação da posição longitudinal do centro de gravidade, pode ser feita de maneira simples. Basta apenas pesar os dois eixos do veículo, como ilustrado na Figura 2.

Figura 2 – Localização Longitudinal do CG



Fonte: Nicolazzi, Rosa, Leal (2012, p. 70)

Ao supor que R_{oI} e R_{oII} são as reações sobre o eixo dianteiro e traseiro, respectivamente, e G o peso total do veículo, tem-se, do equilíbrio das forças na direção vertical, Equação 1:

$$G = R_{oI} + R_{oII} \quad (1)$$

E do equilíbrio dos momentos em relação ao eixo dianteiro do veículo.

$$a_I = R_{oII} \frac{l}{G} \quad (2)$$

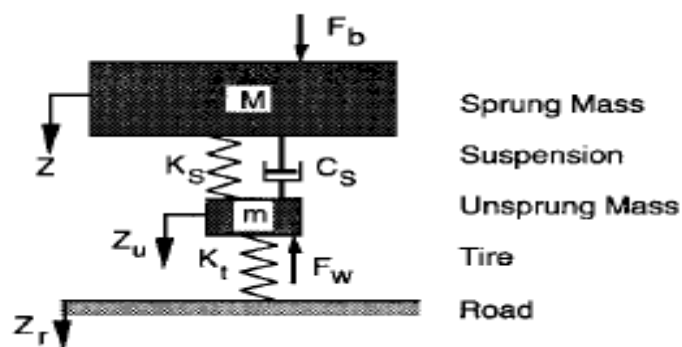
Da relação entre as distâncias.

$$a_{II} = l - a_I \quad (3)$$

Sendo que l é a distância do entre eixos do veículo, e A_I e A_{II} são a distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade e a distância do eixo traseiro ao centro de gravidade respectivamente.

Gillespie (1992) sustenta que podemos fazer uma análise da dinâmica vertical do veículo através de uma simplificação, representando um quarto de veículo, como ilustrado na Figura 3.

Figura 3 – Modelo de um quarto de veículo



Fonte: Gillespie (1992, p. 147)

A representação da Figura 3, pode-se notar que no modelo de um quarto de veículo existe a distinção entre massa suspensa e não suspensa.

2.2 MASSA

A massa é a magnitude física que permite expressar a quantidade de matéria contida em um corpo. No Sistema Internacional, a sua unidade é o quilograma. A distinção da massa suspensa e não suspensa é de grande importância para compreensão dos cálculos relacionados a dinâmica vertical do veículo.

2.2.1 MASSA SUSPENSA

Nos primeiros veículos que começaram a rodar pelas estradas, os eixos, nos quais as rodas eram articuladas eram fixados direto na estrutura do veículo. Com a demanda de mais conforto foi-se necessário a inclusão de um feixe de molas entre o eixo e a estrutura do automóvel. As primeiras carruagens com esta inovação apresentaram seus corpos suspensos por feixes de molas. Com este novo modelo construtivo de veículos, passou-se a usar o nome de suspensão para o sistema que ligava o eixo do veículo até seu corpo principal (PEREIRA, 2011).

Para Gillespie (1992), toda massa sustentada ou suportada pelas molas é conhecida como massa suspensa do veículo. E a análise da posição do Centro de Gravidade da massa suspensa é importante para analisar o quanto o carro rola em curvas.

2.2.2 MASSA NÃO SUSPENSA

O termo massa não suspensa é utilizado para definir os componentes do veículo que estão diretamente sujeitos aos choques da superfície da estrada. Estes incluem os eixos, rodas, cubos das rodas e partes da direção (PEREIRA, 2011).

As massas não suspensas estão ligadas às massas suspensas através dos componentes do sistema de suspensão. A sua vibração é transmitida às massas suspensas através das molas, de forma a que as duas massas vibram em gamas de frequências diferentes (PEREIRA, 2011).

2.3 MOLAS

Qualquer elemento metálico ou não, pode ser considerado uma mola. Para análise, todo elemento apresenta alguma elasticidade e tem resposta elástica, pelo menos para pequeno intervalo de solicitações (PEREIRA, 2011).

A mola mais utilizada na indústria automotiva é a helicoidal.

Esta mola é fabricada enrolando-se um arame em forma helicoidal, como pode-se verificar na Figura 4.

Figura 4 – Molas helicoidais



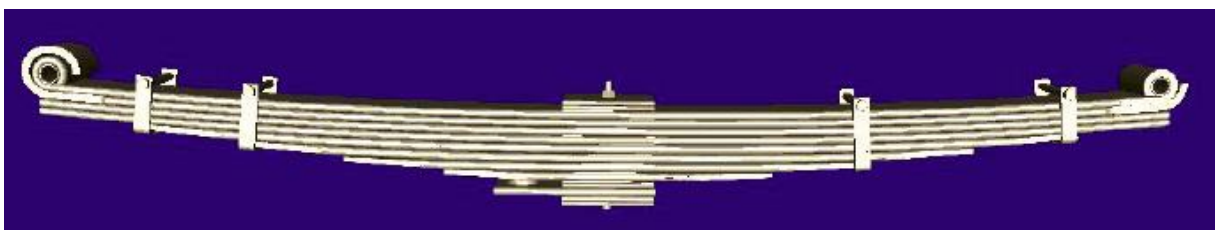
Fonte: Freitas Júnior (2006, p. 34)

Dentre as molas helicoidais, o modelo cilíndrico linear, é o tipo mais comum dentre os veículos que são comercializados em todo o mundo.

Segundo Passarini (2009, apud PEREIRA, 2011, p. 24), nos veículos as molas têm um papel fundamental para a absorção de irregularidades do piso, se destacando assim como um dos principais componentes do sistema de suspensão.

Outro modelo de mola que encontramos em veículos com suspensão de eixo rígido, é a mola semi-elíptica, ou também conhecida como feixe de molas, ilustrado na Figura 5.

Figura 5 – Feixe de Molas



Fonte: Freitas Júnior (2006, p. 31)

O motivo do seu uso é a simplicidade na construção, robustez e baixo custo.

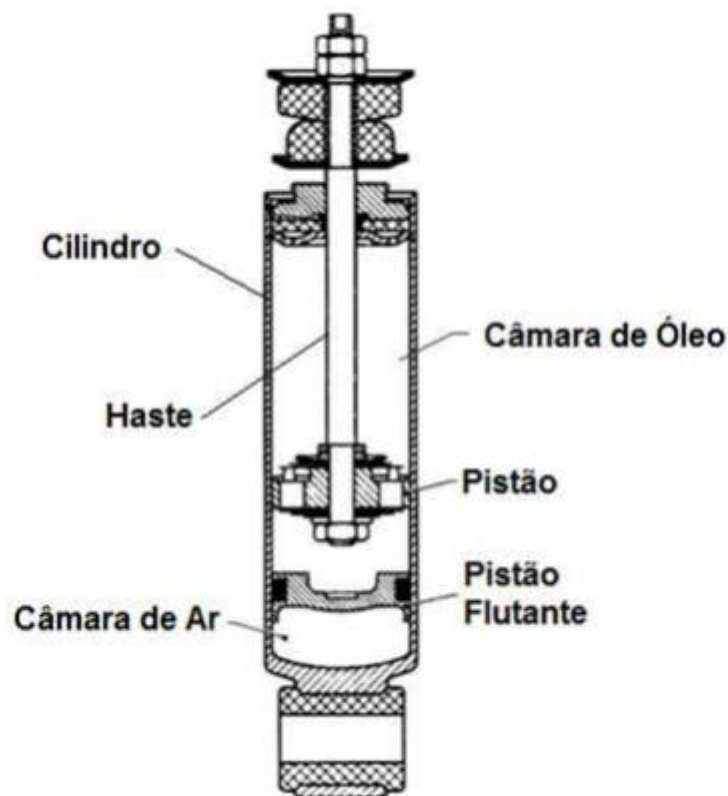
Já sua desvantagem é que devido à sua alta histerese, quando submetida a pequenas vibrações, este tipo construtivo de mola gera uma alta transmissibilidade aos ocupantes do veículo, comprometendo muito o conforto.

2.4 AMORTECEDOR

Maia (2002, apud PEREIRA, 2011, p. 25) afirma que o amortecedor é o componente responsável pela dissipação de energia oriunda das irregularidades das pistas e absorvida pelas molas. Este dispositivo é montado associado às molas e, através das rodas do veículo, precisa absorver as vibrações do sistema, prevenindo-o contra aumentos repentinos e diminuindo a influência de ressonâncias indesejáveis.

Na indústria automotiva, o amortecedor que mais equipa veículos é do tipo hidráulico, na Figura 6 pode-se visualizar o modelo ilustrativo com alguns componentes de um amortecedor.

Figura 6 – Amortecedor hidráulico



Fonte: Oliveira (2014, p. 10).

O princípio de funcionamento do amortecedor é através da dissipação de energia.

Para que ocorra essa dissipação de energia é necessário que um êmbolo se mova no interior de um cilindro fechado, este com a presença de um fluido. O fluido deve ser transportado de uma câmara para outra à medida que o pistão é acionado. O fluido se desloca através de orifícios feitos para comunicar uma câmara à outra e, assim, criar um efeito de amortecimento no embolo do amortecedor (PEREIRA, 2011).

Suspensões normalmente são divididas em dois subgrupos, eixo rígido e suspensão independente.

2.5 MODELOS DE SUSPENSÃO

Tendo em vista o entendimento das propriedades da suspensão que afetam na resposta vertical e lateral do veículo, pode-se discutir melhor sobre os modelos construtivos de suspensão para veículos automotores.

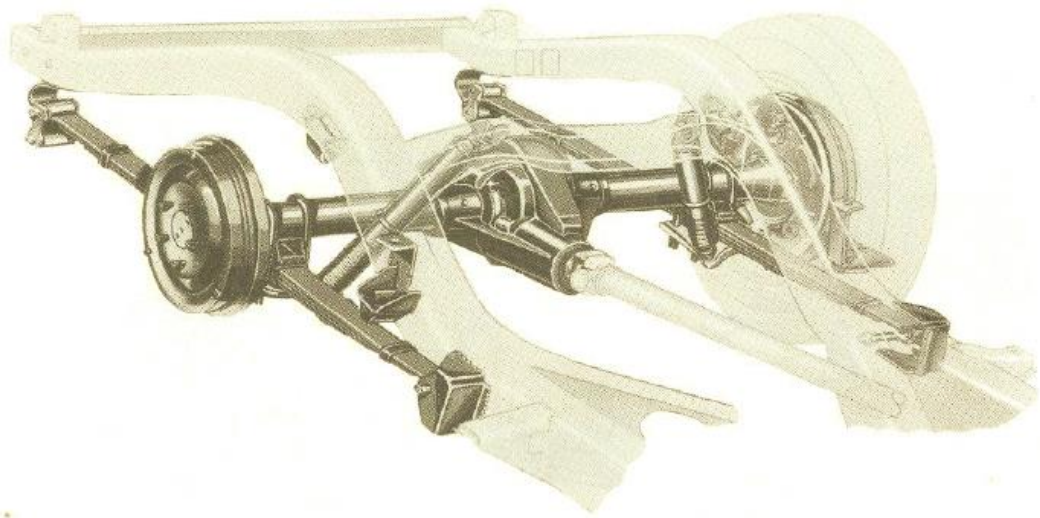
O primeiro modelo construtivo de suspensão que se tem conhecimento é de eixo rígido com feixe de molas, modelo construtivo que ainda é muito utilizado em veículo de carga.

2.5.1 EIXO RÍGIDO

Para Gillespie (1992) o eixo rígido é o modelo em que as rodas são instaladas no final de um eixo de torção. Então um movimento em uma das rodas é igualmente transmitido para a roda oposta.

Este modelo de suspensão com feixe de molas (molas semi-elípticas), que Gillespie (1992) chama de *Hotchkiss* ilustrado na Figura 7, é muito utilizado até hoje na traseira de veículos de carga, como camionetes e caminhões.

Figura 7 – Suspensão *Hotchkiss*



Fonte: Gillespie (1992, p. 239)

Uma das vantagens do eixo rígido é que o ângulo de *camber* não é afetado pela rolagem da carroceria, além de ter um custo associado muito baixo, seja pelo projeto ou construção.

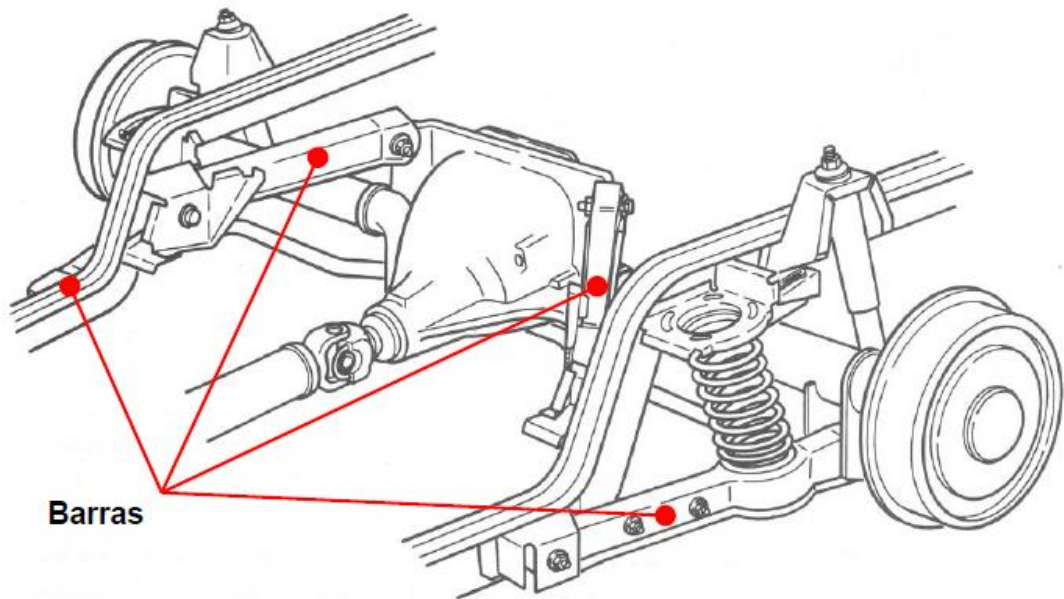
Já a maior desvantagem é que a direção fica muito susceptível a trepidações causada por vibrações.

Devido a esta desvantagem, a utilização deste modelo em veículos de passeio, que demandam mais conforto e dirigibilidade fica inviável.

Pensando nisso, desenvolveu-se um modelo de suspensão com eixo rígido utilizando molas helicoidais, gerando assim resultados melhores em relação a conforto, ruído, vibração e aspereza (FREITAS JÚNIOR, 2006).

Gillespie (1992) relata que em resposta as falhas da suspensão com feixe de molas, desenvolveu-se a suspensão de quatro barras, ilustrado na Figura 8, gerando assim melhores resultados em relação a conforto, ruído, vibração e aspereza para veículos de passageiros com eixo rígido na traseira.

Figura 8 – Suspensão eixo rígido com molas helicoidais

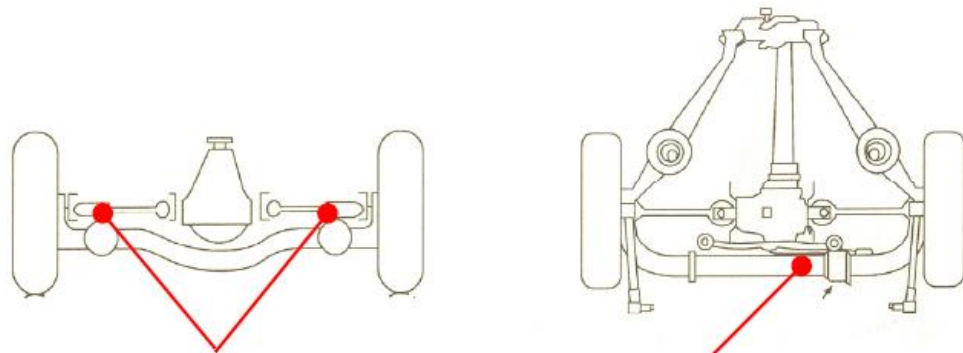


Fonte: Freitas Júnior (2006, p. 22)

Apesar deste modelo construtivo ser mais caro que o modelo anteriormente apresentado, o design dessas quatro barras permite melhor controle do centro de rolagem, *anti-squat* e *anti dive* performance (GILLESPIE, 1992).

Outro modelo construtivo de suspensão de eixo rígido é chamado De Dion, destacado na Figura 9, desenvolvida em 1893 pelo francês Albert de Dion, onde o diferencial deixa de ser fixado no eixo que a suspensão é fixada, fazendo então com que o diferencial deixe de ser massa não suspensa e vire massa suspensa.

Figura 9 – Suspensão De Dion (Eixo estriado e Tubo Deslizante)



Fonte: Freitas Júnior (2006, p. 23)

A grande desvantagem reconhecida por Gillespie (1992), é que existe a necessidade de se adaptar semi-eixos estriados deslizantes ou um tubo deslizante para instalar o diferencial, gerando assim mais atrito ao sistema.

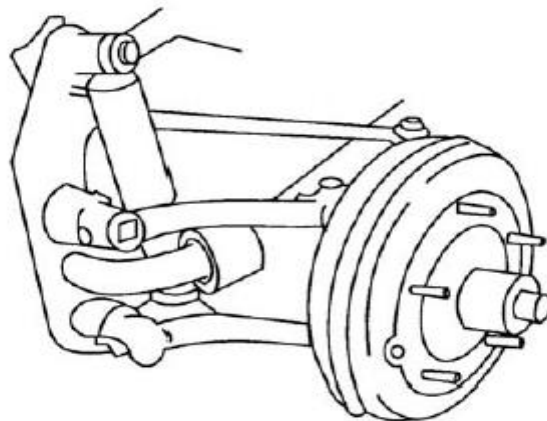
Notando a necessidade de melhoria nos projetos de suspensão, em busca de mais estabilidade e dirigibilidade, desenvolveu-se as primeiras suspensões independentes.

2.5.2 SUSPENSÃO INDEPENDENTE

As suspensões independentes se diferenciam das de eixo rígido pelo fato do movimento vertical de uma roda não interferir no movimento da roda oposta, de um mesmo eixo. Como outra vantagem, provem maior rigidez à rolagem da carroceria relativamente à rigidez vertical (FREITAS JÚNIOR, 2006).

Para Gillespie (1992) o modelo mais simples e econômico de suspensão dianteira independente é o ilustrado na Figura 10, a suspensão com *trailing-arm*, utilizado por volta da Segunda Guerra Mundial pela Volkswagen e Porsche.

Figura 10 – Modelo de suspensão *trailing arm*

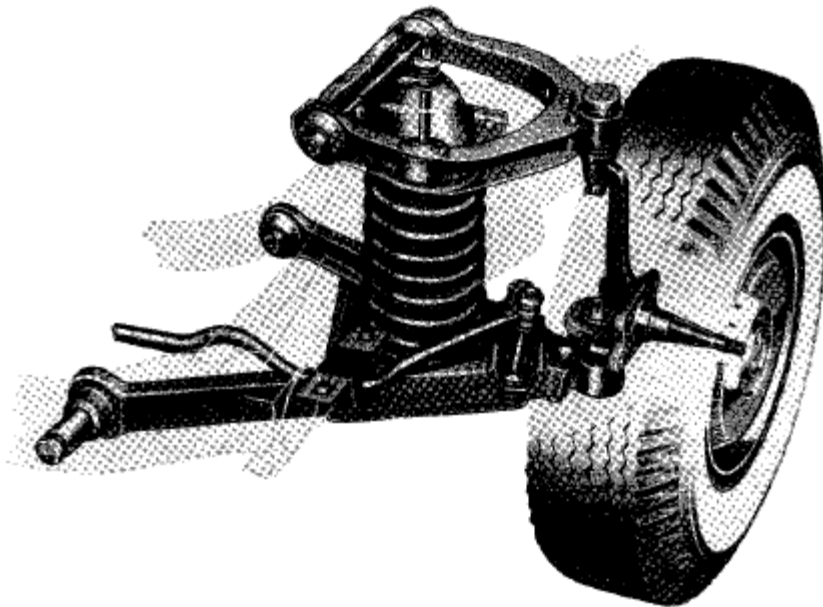


Fonte: Gillespie (1992, p. 242)

Modelo da figura acima trabalha com dois feixes de mola dispostos transversalmente submetidos a torsão.

Com o término da Segunda Guerra, vários carros americanos passaram a usar outro tipo de configuração para a suspensão dianteira dos veículos, nomeada de *Short Long Arm*, Duplo A, ou até mesmo *Wishbones*, apresentado na Figura 11.

Figura 11 – Modelo de suspensão Duplo A

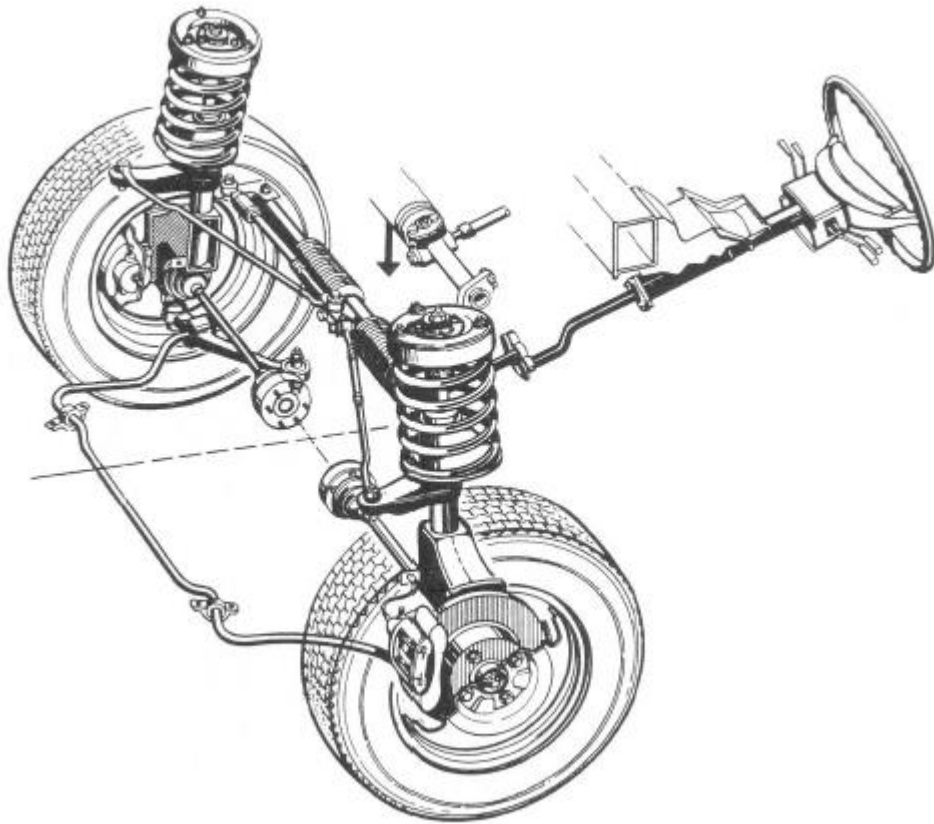


Fonte: Gillespie (1992, p. 243)

O desenho de suspensões com duplo A requer cuidado e refinamento para gerar boas performances. Uma das desvantagens da suspensão duplo A é que ela ocupa um grande espaço na dianteira, dificultando assim o projeto de veículos com motor transversal e tração dianteira (GILLESPIE, 1992).

Em contrapartida, o modelo de suspensão desenvolvido por Earle S. MacPherson, demonstrado na Figura 12, pode ser considerado relativamente simples e compacto, principalmente quando comparado ao duplo A. Por este motivo vem sendo a suspensão mais utilizada na dianteira de veículos de passeio com tração dianteira.

Figura 12 – Modelo de Suspensão McPherson



Fonte: Freitas Júnior (2006, p. 27)

A estrutura da suspensão é fixada em dois pontos, a fixação superior é entre o amortecedor, que necessariamente precisa ser telescópico e o chassi ou carroceria. Já a fixação inferior do amortecedor é na manga de eixo. Neste formato o amortecedor gera carga axial no sentido contrário da velocidade de oscilação da roda, além de suportar cargas laterais e longitudinais (FREITAS JÚNIOR, 2006).

Porém a desvantagem da suspensão MacPherson é a altura de instalação, que limita o projetista no desenho da parte frontal do veículo (GILLESPIE, 1992).

Nos últimos anos, a suspensão independente traseira *multi-link* tornou-se popular para veículos com grande valor agregado, um exemplo é a geração 7 do Volkswagen Golf, ilustrado na Figura 13.

Figura 13 – Modelo de Suspensão Multibraços VW Golf

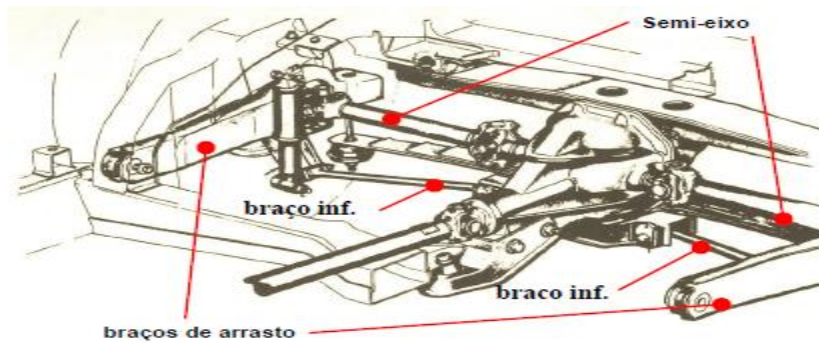


Fonte: Eisele (2013)

A suspensão multilink é caracterizada pela as juntas esféricas no final das conexões, acabando com os momentos fletores. Normalmente as suspensões com 4 barras fornece melhor controle das forças laterais e longitudinais das rodas, além de reagir melhor aos torques de frenagem (GILLESPIE, 1992).

A necessidade de mais estabilidade e controle em curvas de carros esportivos, fez surgir a suspensão *trailing-Arm*, conhecida também como braços sobrepostos, mostrado na Figura 14. Este modelo de suspensão popularizou-se na traseira no Chevrolet Corvette.

Figura 14 – Suspensão Traseira *Trailing arm*

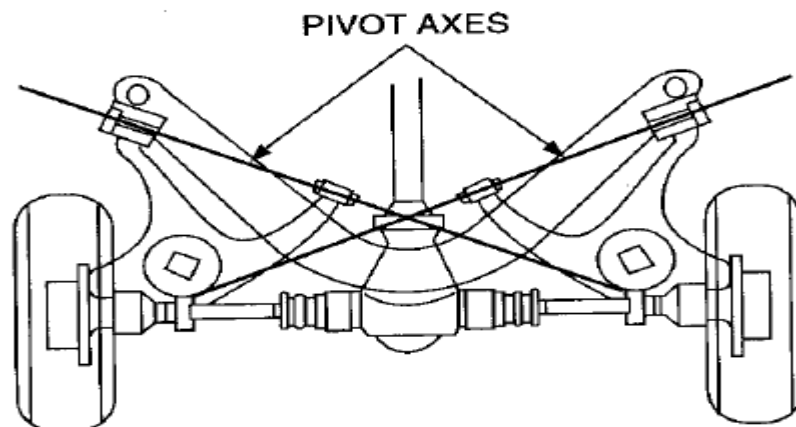


Fonte: Freitas Júnior (2006, p. 25)

A instalação deste modelo nos veículos trouxe melhor absorção das forças longitudinais e os momentos gerados na frenagem, e controle de *squat* e *lift*. Além de diminuir a massa não suspensa com a montagem do diferencial no chassi do veículo (GILLESPIE, 1992).

Já para os veículos alemães da marca BMW e Mercedes-Benz, popularizou-se o modelo *semi-trailing arm*, ilustrado na Figura 15.

Figura 15 – Modelo de suspensão *semi-trailing arm*

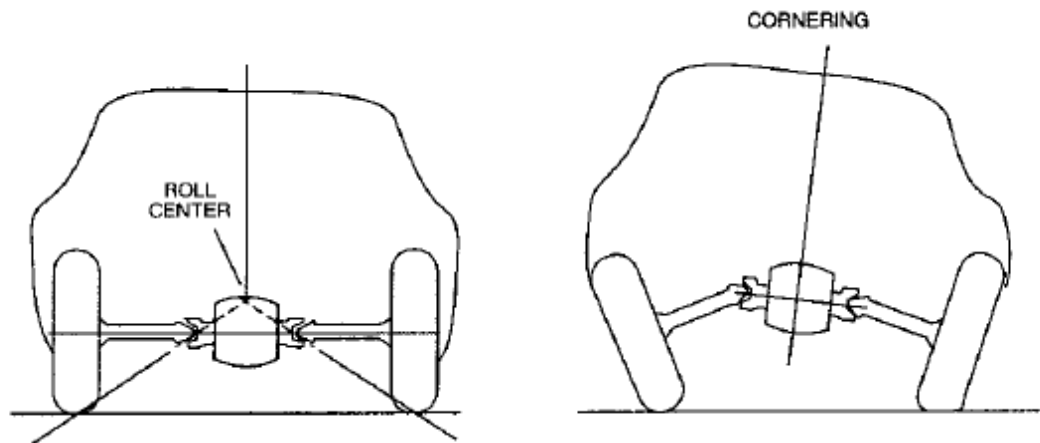


Fonte: Gillespie (1992, p. 246)

Um modelo de suspensão que ficou muito famoso por volta da Segunda Guerra Mundial, foi a suspensão traseira de braço oscilante, que se popularizou no Volkswagen Fusca, mas também foi utilizada em alguns modelos da Porsche. Com

está configuração de suspensão as molas deixam de serem montadas na vertical, para serem instaladas transversalmente, Como na figura 16 (FREITAS JÚNIOR, 2006).

Figura 16 – Suspensão Traseira de braços oscilantes



Fonte: Gillespie (1992, p. 247)

Gillespie (1992) defende que a vibração é o mais importante critério de qualidade que as pessoas julgam no design e construção de um carro.

2.6 VIBRAÇÃO E DINÂMICA VERTICAL

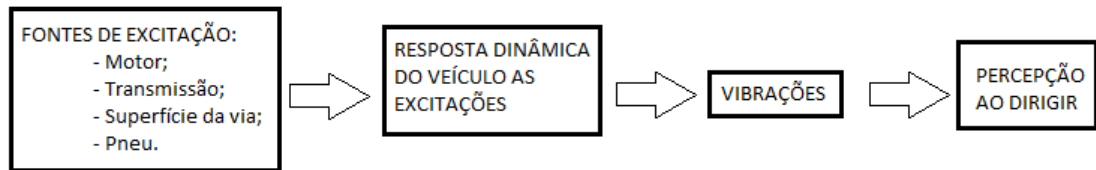
Dentro da dinâmica vertical estuda-se o comportamento do veículo e seus ocupantes quando eles são submetidos a excitações verticais. A Vibração é um dos critérios mais importantes no julgamento da qualidade do projeto da construção do veículo.

No estudo das vibrações pode-se dividir as vibrações em faixas de frequências:

- De 0 a 25 Hz, sensação tátil;
- De 25 a 100 Hz, sensação de aspereza;
- De 25 a 2000 Hz, ruído audível.

Para realização do estudo aprofundado da dinâmica vertical é necessário dividi-la em três pontos de análise, representados no Figura 17.

Figura 17 – Diagrama da Divisão da Dinâmica Vertical



Fonte: Autor (2017)

Em primeira análise, verifica-se todas as fontes de excitação e seus efeitos, para assim conseguir relacionar com a resposta dinâmica

2.6.1 FONTES DE EXCITAÇÃO

São todos os fatores que podem dar origem a uma vibração no veículo e são passíveis para análise.

2.6.1.1 SUPERFÍCIE DA VIA

Enquanto um veículo se movimenta existe basicamente duas fontes de excitação:

- Asperidade do pavimento;
- Fontes rotativas embarcadas no veículo (motor, transmissão, conjunto de rodas).

Pode-se descrever a asperidade do pavimento em termos da frequência espacial, ou especificar as vibrações através das acelerações aplicadas as rodas do veículo. Assim uma onda senoidal pode ser usada para representar a vibração:

$$Z_r = A \sin(2\pi vx) \quad (4)$$

Onde:

- Z_r é a elevação da roda;
- A é a amplitude da onda;
- v é o número de ondas;

- x é a distância ao longo da estrada.

2.6.1.2 MONTAGEM PNEU/RODA

A fabricação de peças rotativas como pneus e rodas sempre geram alguma imperfeição a estes produtos, seja ela variações de rigidez, variações dimensionais ou até mesmo deslocamento de massa. Provocando assim não uniformidades, ou seja, excitações não desejadas.

A representação destas forças de desbalanceamento pode ser feita pela Equação 5 abaixo.

$$F_i = (mr)w^2 \quad (5)$$

Onde:

- F_i é a força de desbalanceamento;
- mr é magnitude de deslocamento, massa vezes o raio;
- w é a velocidade rotacional.

A forma em que pneu vibra também é considerado uma imperfeição, sendo que o pneu pode vibrar em forma circular, elíptica, triangular e quadrática.

2.6.1.3 EXCITAÇÃO NA TRANSMISSÃO

Talvez a principal fonte de vibração no veículo está no caminho da potência da caixa de transmissão para o diferencial, que é realizado através do eixo de transmissão.

O eixo de transmissão é principal fonte de vibração em função das partes estriadas e juntas universais que o compõem, além do seu possível desbalanceamento, que pode ser resultante de diversos fatores, como:

- Assimetria das partes rotativas;
- O eixo pode estar fora do centro dos mancais;
- O eixo pode estar desalinhado;

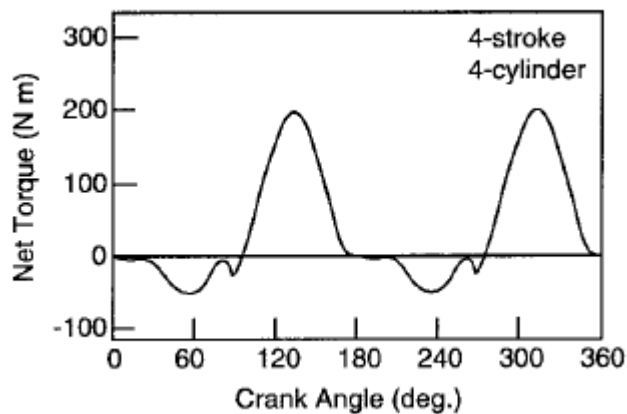
- O eixo pode estar sofrendo deflexão.
- A vibração, portanto, é proveniente de não uniformidades do eixo de transmissão.

2.6.1.4 MOTOR

O motor é a fonte de potência do veículo. O fato deste gerar rotações e pulsos para geração de torque faz com que exista vibrações. Para minimizar as variações de torque entregues a transmissão existe o volante do motor.

Na Figura 18, pode-se observar os pulsos de torque gerados por um motor de ciclo Otto de quatro cilindros.

Figura 18 – Variação de torque na saída de um motor ciclo Otto



Fonte: Gillespie (1992, p. 144)

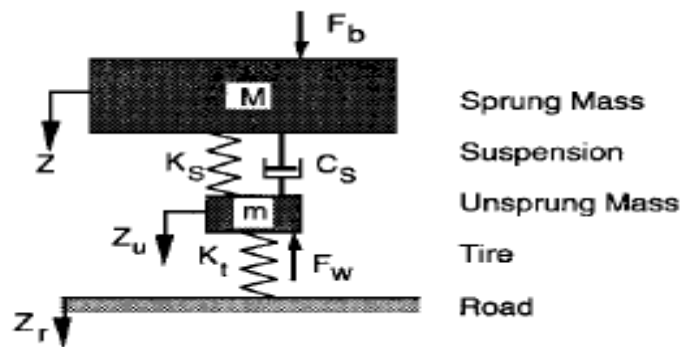
Para entender como estas fontes de excitação agem verticalmente no veículo, precisa-se entender as propriedades da resposta do veículo.

2.6.2 PROPRIEDADES DA RESPOSTA DO VEÍCULO AS EXCITAÇÕES

O entendimento da resposta dinâmica do veículo as diferentes fontes de excitação começam através da definição das propriedades da suspensão do veículo, o movimento da carroceria e os eixos de referência.

Gillespie (1992) sustenta que podemos fazer uma análise da dinâmica vertical de um veículo através de uma simplificação, representando um quarto de veículo, como ilustrado novamente na Figura 3.

Figura 3 – Modelo de um quarto de veículo



Fonte: Gillespie (1992, p. 147).

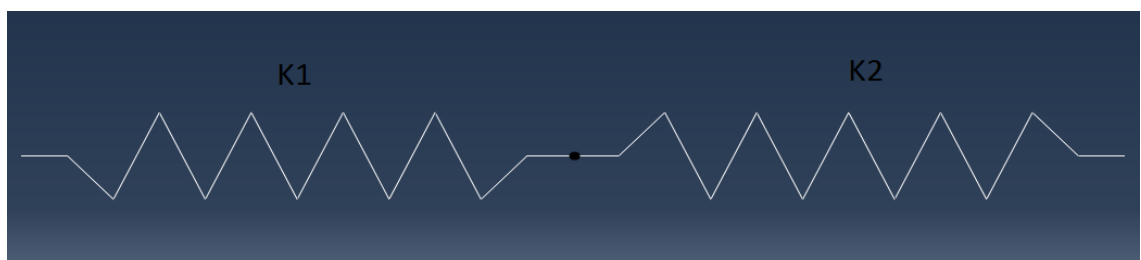
A suspensão possui propriedades da rigidez e amortecimento. O pneu é representado por uma mola simples. No entanto, um pequeno amortecimento pode ser incluso por causa da natureza visco elástica do pneu.

Algumas simplificações matemáticas são usadas para descrever matematicamente uma suspensão, uma delas é o Ride Rate.

2.6.2.1. RIDE RATE

A rigidez do conjunto pneu mais suspensão pode ser chamada de Ride Rate. Ela pode ser obtida através da simples consideração de molas em série, esquematizado na Figura 19.

Figura 19 – Molas em série



Fonte: Autor (2017)

Considera-se que K_1 seja a rigidez da suspensão e que K_2 seja a rigidez do pneu, e a rigidez resultante da equivalência entre as duas rigidezes seja o Ride Rate (Gillespie, 1992).

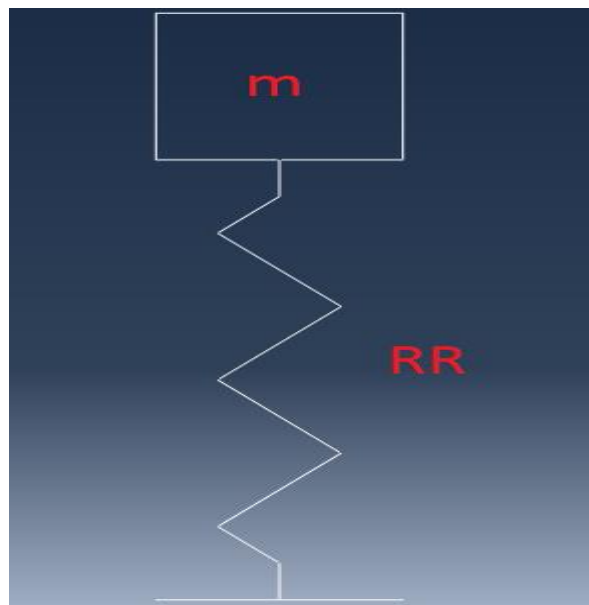
$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \quad (6)$$

Ou seja,

$$RR = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \quad (7)$$

Podendo assim representar a suspensão com apenas um grau de liberdade, como apresentado na Figura 20.

Figura 20 – Esquemática *Ride Rate*



Fonte: Autor (2017)

Trabalhando com um grau de liberdade o cálculo da frequência natural do sistema pode ser simplificado.

2.6.2.2 FREQUENCIA NATURAL

Assumindo que a rigidez do sistema é o Ride Rate e que não existe distinção entre massa suspensa e não suspensa, o cálculo da frequência natural do sistema resume-se a Equação 8 (Gillespie, 1992).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{m}} \quad (8)$$

Ou:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{RR}{W/g}} \quad (9)$$

Onde 'W' é o peso do veículo e 'g' a gravidade.

Quando se considera que o amortecimento está presente, temos a frequência natural amortecida que é representada pela Equação 10.

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (10)$$

Onde ' ω_d ' é a frequência natural amortecida e ' ζ ' é o fator de amortecimento.

O fator de amortecimento pode ser definido pela Equação 11.

$$\zeta = \frac{C}{\sqrt{4Km}} \quad (11)$$

Onde assumimos que ' ζ ' é o fator de amortecimento da suspensão, valor que varia, geralmente, entre 0,2 e 0,4 (Gillespie, 1992).

Outra maneira de representar o fator de amortecimento é através do decremento logarítmico, já que para veículo, considera-se um sistema subamortecido.

2.6.2.3 DECREMENTO LOGARÍTMICO

Para um sistema mecânico em vibração livre com amortecimento viscoso, pode-se obter o fator de amortecimento se este sistema tiver um valor menor que um, ou seja, trata-se de um sistema com vibração subamortecida.

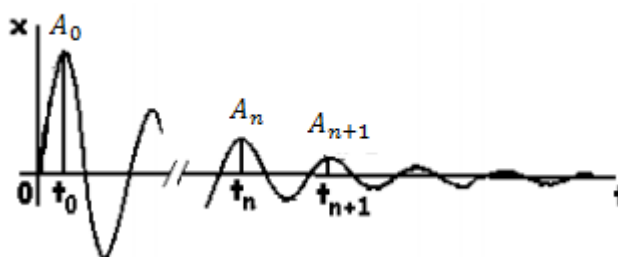
O decremento logarítmico da amplitude tem muita aplicação em associação com instrumentos de medida de vibração, um exemplo, o acelerômetro.

A definição do decremento logarítmico está descrita pela Equação 12.

$$\delta = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}} \quad (12)$$

Onde A_n é a amplitude que ocorre no instante t_n e A_{n+1} é a amplitude que ocorre um ciclo após, ou seja, no instante t_{n+1} . Na Figura 21, pode-se observar esse comportamento.

Figura 21 – Decremento Logarítmico



Fonte: Autor (2017)

A curva representada na Figura acima descreve a equação da resposta livre de um sistema subamortecido, Equação 13.

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left[x_0 \cos \omega_d t + \frac{\zeta\omega_n x_0 + \dot{x}_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right] \quad (13)$$

Sabendo que a função harmônica entre colchetes não contribui para o amortecimento, pode-se trabalhar a Equação 11 para os instantes t_n e t_{n+1} , considerando apenas a parte exponencial.

$$\delta = \ln \frac{e^{-\zeta \omega_n t_n}}{e^{-\zeta \omega_n t_{n+1}}} \quad (14)$$

Como $t_{n+1} = t_n + \tau_d$, então:

$$\delta = \ln \frac{e^{-\zeta \omega_n t_n}}{e^{-\zeta \omega_n t_n} + e^{-\zeta \omega_n \tau_d}} = \ln e^{\zeta \omega_n \tau_d} \quad (15)$$

Logo:

$$\delta = \zeta \omega_n \tau_d \quad (16)$$

Sabe-se que:

$$\tau_d = \frac{2\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (17)$$

Então:

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (18)$$

Ou, isola-se o ' ζ ' para deixar a Equação 19 mais conveniente para uso.

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}} \quad (19)$$

Outra forma de representação do decremento logarítmico é da amplitude, que é dado pela Equação 20.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A_0}{A_n} \quad (20)$$

Outra propriedade que pode ser calculada em função da frequência natural do sistema é a deflexão estática.

2.6.2.4 DEFLEXÃO ESTÁTICA

A deflexão estática permite obter o limite inferior de isolamento de um veículo, segue-se o modelo estipulado por Gillespie (1992).

$$SD = \frac{W}{K} \quad (21)$$

Desenvolvendo a equação 21.

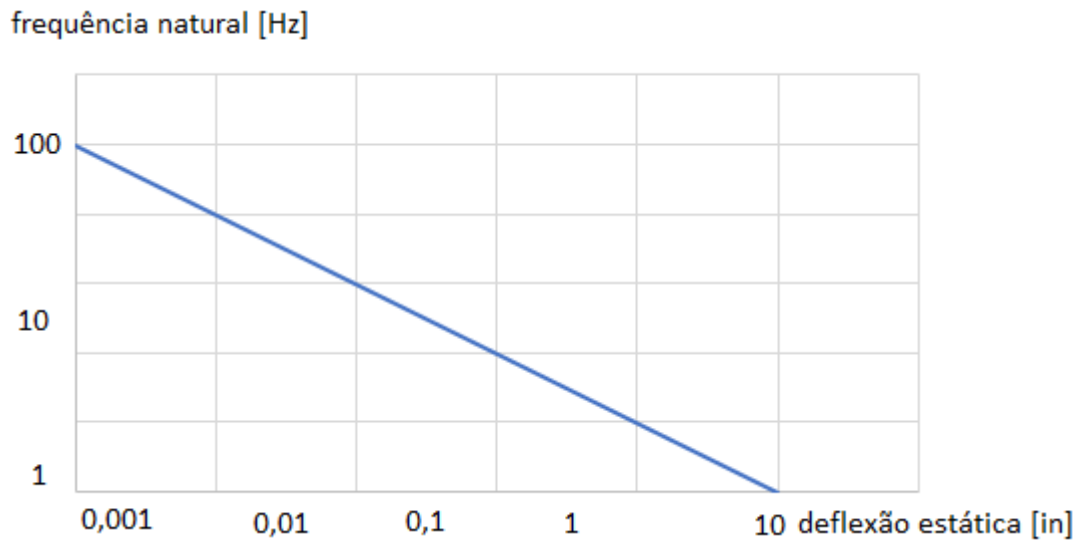
$$SD = \frac{g}{\omega^2} \quad (22)$$

Ou também pode ser escrita de outra forma.

$$SD = \frac{g}{(2\pi f)^2} \quad (23)$$

Com a equação acima, pode-se descrever a deflexão estática pela frequência natural através de um Figura 22, que está apresentado em escala logarítmica.

Figura 22 – Gráfico Deflexão Natural pela Frequência Natural



Fonte: Autor (2017)

Uma deflexão estática de 10 polegadas permite obter uma frequência natural de 1 Hz.

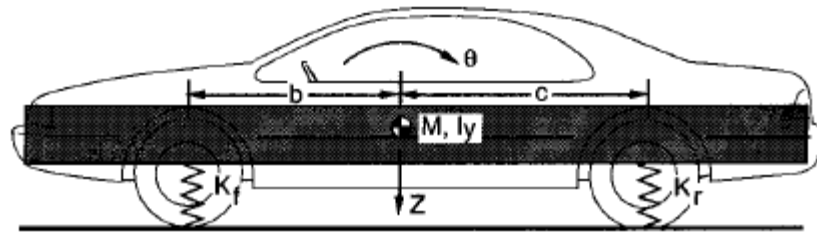
O curso de suspensão em veículos de grande porte são de 7 a 8 polegadas. Já em veículos de pequeno porte esse valor é de 5 a 6 polegadas. Geralmente o valor limitante é o espaço de instalação no veículo. (GILLESPIE, 1992).

Em veículos esportivos a frequência natural está entre 2 e 2,5 Hz, para veículos comuns de passeio entre 1 e 1,5 Hz (GILLESPIE, 1992).

2.6.2.5 MODOS DE BOUNCE E PITCH

Para definir *Bounce* e *Pitch*, simplifica-se o veículo como um corpo rígido, representado na Figura 23, e segue-se o modelo matemático estipulado por Gillespie (1992).

Figura 23 – Simplificação do veículo como um corpo rígido



Fonte: Gillespie (1992, p. 172)

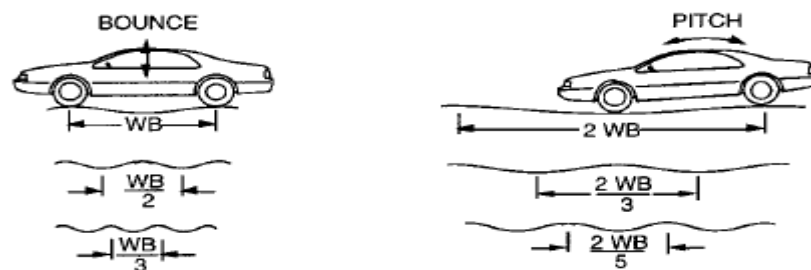
Quando o CG deste veículo está sujeito a uma carga vertical, estabelece-se que o veículo está sujeito a um movimento de *Bounce* puro. Já quando existe um momento aplicado ao CG, o veículo passa a estar sujeito ao movimento de *Pitch* puro.

Para o modelo de veículo representado na Figura 23, a entrada na suspensão traseira é a mesma da dianteira, sendo apenas defasada por um tempo:

$$t = \frac{1}{V_x} \quad (24)$$

Conforme a Figura 24, percebe-se como o veículo se comporta para os diferentes comprimentos de obstáculos.

Figura 24 – Comportamento do veículo para diferentes comprimentos de obstáculos



Fonte: Gillespie (1992, p. 169)

Em *Bounce* o comprimento dos obstáculos deve obedecer a relação:

$$\lambda = \frac{wb}{n} \quad (25)$$

Já em *Pitch* o comprimento dos obstáculos deve seguir a relação:

$$\lambda = \frac{2wb}{n} \quad (26)$$

Onde 'n' é sempre ímpar.

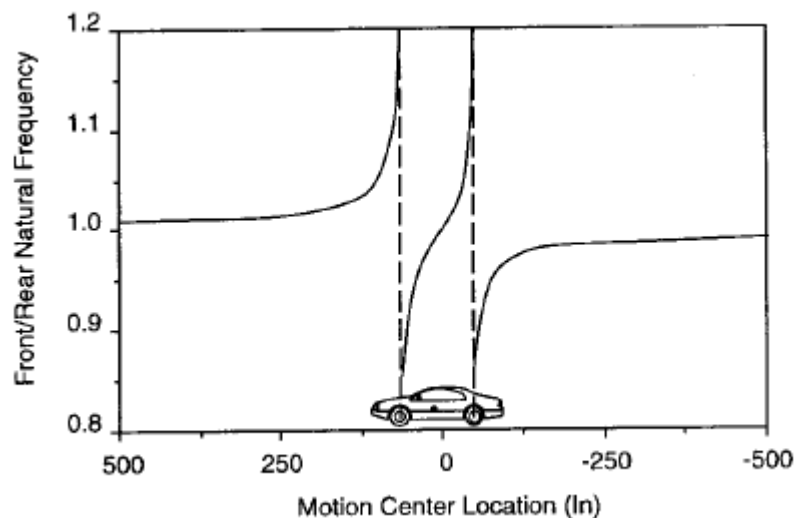
Os ajustes das frequências de *Bounce* e *Pitch* influenciam na qualidade da dinâmica vertical e na percepção dos passageiros.

Cada modo possui uma frequência associada e um centro de oscilação.

A localização dos centros de *Bounce* e *Pitch* e o comportamento dinâmico vertical dependem das frequências naturais da suspensão dianteira e traseira.

A Figura 25 a seguir revela o lugar geométrico dos centros de oscilação de *Bounce* e *Pitch* em função da razão de frequência natural dianteira e traseira.

Figura 25 – Localização do centro de *Bounce* e *Pitch*



Fonte: Gillespie (1992, p. 176)

Geralmente em projeto de veículos recomenda-se que a frequência natural dianteira seja mais baixa que a traseira, visando o conforto, pois sabe-se que o *Pitch* é mais irritante que o *Bounce*. Portanto projeta-se centro de oscilação de *Bounce* atrás do eixo traseiro e centro de oscilação de *Pitch* próximo ao eixo dianteiro, de preferência sobre o motorista (GILLESPIE, 1992).

3 METODOLOGIA

A descrição dos procedimentos experimentais realizados para determinar os parâmetros do sistema de suspensão do veículo, alvo de estudos, será discutido neste capítulo.

O veículo selecionado para o experimento foi um Volkswagen Saveiro Cross ano 2014, Figura 26. Os parâmetros do objeto de estudo serão estipulados nas seções abaixo através dos modelos adotados no capítulo anterior.

Figura 26 – Veículo do Experimento



Fonte: Autor (2017)

A comparação de parâmetros seguirá como referência o veículo original, apenas com jogo de rodas e pneus maiores, aro com 17 polegadas, e com molas de menor altura que as originais.

Assim será traçado uma análise comparativa do comportamento da suspensão.

3.1 DESCRIÇÃO DO VEÍCULO

O veículo de estudo para o experimento é uma picape nacional de tração dianteira com suspensão independente McPherson na dianteira e eixo de torção na traseira, ambas com conjunto de molas helicoidais.

As rodas que acompanham o veículo em estudo são de liga leve (7x17") com pneus modelo (215/45 R17) ilustrado na Figura 27.

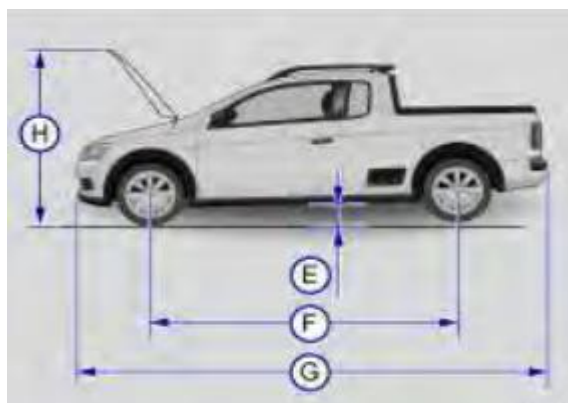
Figura 27 – Roda e Pneu no veículo em análise



Fonte: Autor (2017)

As dimensões do veículo que serão consideradas como referência estão dispostas no seu manual do proprietário, de acordo com a Figura 28.

Figura 28 – Dimensões do veículo



Fonte: Manual de Instruções Nova Saveiro (2015, p. 39)

Conforme a Figura 28, as legendas estão discriminadas abaixo:

- G é o comprimento 4511 mm
- F é o entre eixos 2750 mm
- H é a altura do veículo até o teto 1509 mm
- E é a altura do vão livre até o solo 162 mm

A mola utilizada com o veículo rebaixado é a original, foi cortada, apresentando duas voltas e meia na traseira e uma volta e meia na dianteira.

O peso do veículo conforme o manual do proprietário é de 1130 kg. Mas o veículo teve seu peso mensurado também em laboratório, sendo que o mesmo estava com o tanque de combustível completo e acessórios obrigatórios por lei, além de alguns equipamentos de som automotivo.

3.2 MASSA DO VEÍCULO

A apuração da massa da picape realizou-se com as quatro rodas sobre as balanças. Repetiu-se a medição 4 vezes e calculou-se a média dos mesmos:

Para o experimento em questão não se considerou necessário o valor da massa não suspensa, pois o cálculo de Ride Rate aproxima o veículo a um sistema massa mola com um grau de liberdade.

Já a rigidez da suspensão quanto a do pneu é de fundamental importância para a definição do valor de Ride Rate.

3.3 CONSTANTE ELÁSTICA

Obter o Ride Rate experimentalmente do veículo sob teste, demanda a obtenção da constante elástica da suspensão. Para isso, partiu-se da forma diferencial da lei de Hooke, Equação 27. Realizando a integração definida desta expressão e a manipulando, pode-se chegar na Equação 28. Através desta Equação consegue-se verificar o valor da constante elástica, desde que, saiba-se o valor da massa e deslocamento em dois pontos distintos.

$$-k = \frac{dF}{dx} \tag{27}$$

$$k = \frac{g(m_1 - m_2)}{x_2 - x_1} \quad (28)$$

A mensuração destes valores foi realizada em laboratório, para isso o veículo foi elevado pela carroceria através de um elevador hidráulico, permitindo assim a expansão total das molas da suspensão. Com o veículo elevado pode-se medir distância entre a parte inferior do pneu até o para-lama com o auxílio de uma trena. Após tomadas as medidas, o veículo foi disposto sobre 4 balanças, uma para cada pneu, e novamente realizada as medidas da distância entre a parte inferior do pneu até o para-lama.

Considerando a massa inicial na primeira medição como nula, é possível obter uma aproximação da constante de rigidez da suspensão. Sabe-se que a rigidez da mola não segue uma curva linear perante sua deformação, mas aproxima-se de uma. Portanto tomou-se apenas duas medidas, a inicial e a final.

Para a constante de rigidez do pneu, realizou-se o mesmo procedimento, no entanto a distância agora a ser medida é do centro da roda até a base inferior do pneu.

Esta medição não se tornou necessário para o veículo com as molas originais e cortadas, pois o valor independe da altura as molas.

Por último mediu-se a rigidez das molas originais, adotando o mesmo procedimento que com as molas cortadas.

Terminadas as medidas necessárias. Computou-se os valores das constantes elásticas através de uma ferramenta de gestão de planilhas, Excel.

3.3.1 CONSTANTE ELÁSTICA MOLAS

Com as distâncias necessárias mensuradas, pode-se calcular os valores da constante elástica da suspensão, tendo as molas originais e modificadas, assim como a constante elástica do pneu.

Por consequência o Ride Rate.

Repetiu-se os cálculos para o pneu.

3.4 RIDE RATE

Com os valores necessários para o Ride Rate são obtidos através da Equação 7, , pode-se chegar as frequências naturais dianteira e traseira através da Equação 8:

Em contrapartida, para conseguir a frequência natural amortecida da suspensão foi-se necessário medir experimentalmente o valor do fator de amortecimento.

3.5 FATOR DE AMORTECIMENTO

O método experimental utilizado, baseou-se no descrito por Pereira (2011) para obtenção do coeficiente de amortecimento.

O fator de amortecimento foi logrado experimentalmente com o uso de acelerômetro PIEZETRONICS modelo M352C66 SN 26331 com sensibilidade de 0,1 mV/(ms²) a uma frequência de 25Hz, e um analisador de sinais.

Segundo Galvão (2011, apud PEREIRA, 2011, p. 54), o acelerômetro é um transdutor que gera um sinal elétrico proporcional a aceleração de sua base. A relação entre o sinal elétrico gerado e a aceleração induzida é qualificada pela sensibilidade, este valor é tomado antes da frequência natural, com a finalidade de conservar a linearidade da relação.

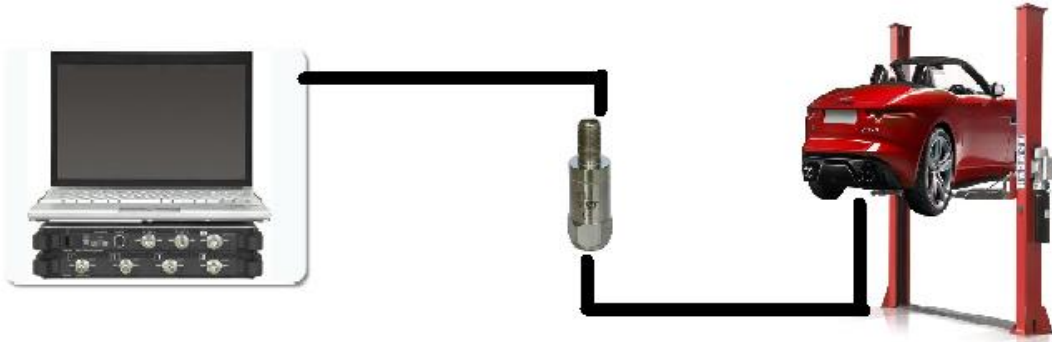
Com o analisador de sinais conectado ao computador, pode-se visualizar os sinais captados através do software Pimento.

No ambiente de testes estavam os equipamentos necessários para a medição, sendo eles:

- Elevador Hidráulico
- Acelerômetro
- Analisador de sinais
- Processador de sinais (Computador)
- Cabeamento

A disposição dos mesmos pode ser observada no esquemático da Figura 29.

Figura 29 – Configuração para medição do fator de amortecimento



Fonte: Autor (2017)

Sendo que a medição teve de ser realizada para cada um dos eixos. Foi necessário estipular duas configurações de teste. Assim, o amortecimento percebido é a resposta de cada roda, sem a influência das molas, amortecedores e pneus do eixo oposto.

3.5.1 CONFIGURAÇÃO 1 – EIXO TRASEIRO

Para aferir os dados de amortecimento na traseira do veículo, optou-se por colar o acelerômetro no centro do eixo de torção, Figura 30.

Figura 30 – Localização do acelerômetro



Fonte: Autor (2017)

Para isolar o eixo dianteiro, o veículo foi suspenso com o auxílio do elevador hidráulico, apenas na dianteira, até chegar na eminência de os pneus deixarem de tocar o solo, Figura 31, assim evita-se distorções nas medições.

Figura 31 – Eixo dianteiro suspenso para medição



Fonte: Autor (2017)

A aplicação de uma carga na traseira do veículo. Afim de promover o deslocamento inicial, e por conseqüente vibrar o veículo. Não foi feito da maneira ideal, no menor intervalo de tempo possível, pois devido a proporção do experimento, não se encontrou maneira viável de controlar a aplicação do impulso.

3.4.2 CONFIGURAÇÃO 2 – EIXO DIANTEIRO

Já para a dianteira, o local escolhido foi no lado direito do agregado, Figura 32, pois o acesso ao centro era mais complicado.

Figura 32 – Localização do acelerômetro



Fonte: Autor (2017)

Nesta configuração o veículo também foi suspenso com o auxílio do elevador hidráulico para isolar o eixo traseiro, do mesmo modo que no caso anterior, Figura 33.

Figura 33 – Eixo traseiro suspenso para medição



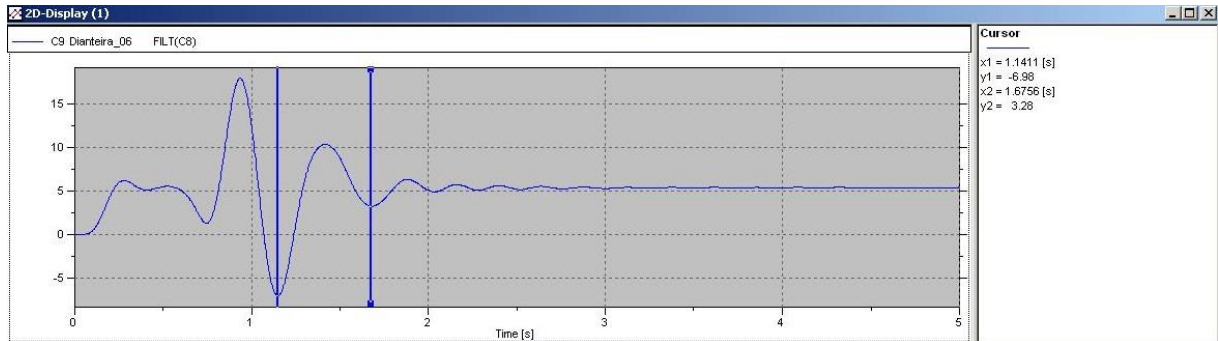
Fonte: Autor (2017)

Repetindo as aferições para a dianteira do veículo, também não se conseguiu controlar a aplicação do impulso de maneira viável. Então foi realizada manualmente.

Com os conceitos discutidos em capítulos anteriores, foi possível desenvolver um modelo de vibração, massa-mola-amortecedor, de um grau de liberdade que descrevesse o experimento simplificada.

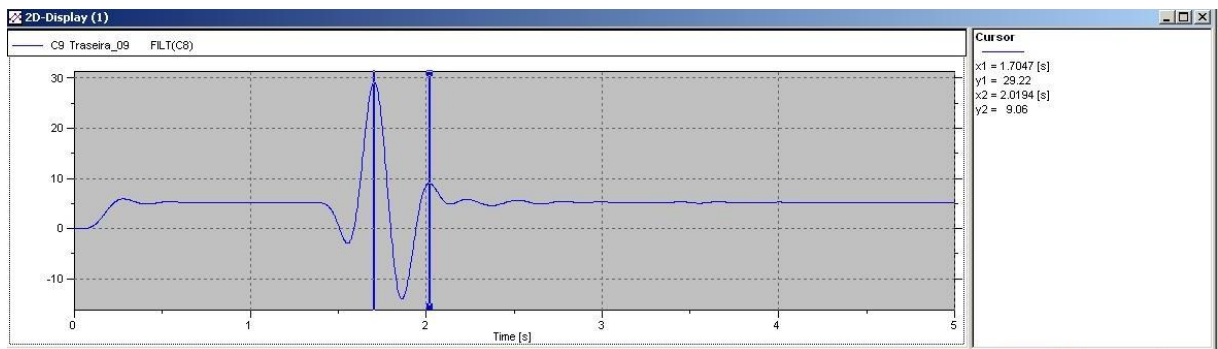
O programa Pimento foi utilizado para visualizar os dados captados pelo acelerômetro, mas não apenas isso, também foi feito o tratamento dados dentro dele, Figuras 34 e 35.

Figura 34 – Comportamento da suspensão Dianteira com molas originais



Fonte: Autor (2017)

Figura 35 – Comportamento da suspensão traseira com molas modificadas



Fonte: Autor

Os pontos marcados no gráfico, foram os pontos selecionados para aplicação do decremento logarítmico, que resultaram nos fatores de amortecimento do veículo.

O experimento foi realizado primeiramente com as molas modificadas, dez vezes para cada configuração, e posteriormente repetiu-se com o veículo equipado de suas molas originais, mais dez vezes para cada configuração.

Os dados foram organizados em planilhas.

Finalizando com todos parâmetros necessários para avaliar o centro de Bounce e Pitch do veículo, calculou-se a localização longitudinal do centro de gravidade do veículo.

Com todos valores necessários pode-se chegar no resultado final, a análise do conforto do veículo baseado no seu centro de Bounce e Pitch.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Seguindo os passos relatados na metodologia, chega-se aos resultados, que serão expostos neste capítulo e discutidos.

4.1 MASSADO VEÍCULO

Como discutido no capítulo anterior, na Tabela 1, pode-se visualizar os valores obtidos com a mensuração da massa do veículo

Tabela 1 – Massa do veículo

	Traseira (kg)		Dianteira (kg)		Total (kg)	Média (kg)
	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda		
	274	292,8	318	355,4	1240,2	1231,98
	267,4	290,6	317	354,2	1229,2	
	268,6	291,1	316,8	353,2	1229,7	
	267,2	291,2	318,2	352,2	1228,8	
Média (mm)	269,3	291,425	317,5	353,75	1231,975	

Fonte: Autor (2017)

Observa-se que a massa total do veículo alvo do experimento não está conforme a massa estipulada pelo Manual do Proprietário.

Seguindo a Metodologia, os próximos valores obtidos foram as constantes elásticas.

4.2 CONSTANTES ELÁSTICAS

As primeiras Tabelas são os valores obtidos com as medições das distâncias necessárias para os cálculos das constantes elásticas. Tabela 2, 3, e 4.

Tabela 2 – Distância do Paralamas até o centro da roda com as molas cortadas

	Veículo no chão				Veículo suspenso			
	Traseira (mm)		Dianteira (mm)		Traseira (mm)		Dianteira (mm)	
	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda
	369	372	345	341	463	452	495	512
368	371	344	343	449	460	499	509	
369	373	345	342	440	450	497	510	
Média (mm)	368,75	372	344,67	342	450,67	454	497	510,34

Fonte: Autor (2017)

Tabela 3 – Distância base do pneu até o centro da roda

	Veículo no chão				Veículo suspenso			
	Traseira (mm)		Dianteira (mm)		Traseira (mm)		Dianteira (mm)	
	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda
	66,5	66,9	61,1	60,5	75	71,9	73,9	73,9
66	66,5	60	60,2	74	72	73,5	73,5	
66,5	67	60,5	60,9	73	72	73,5	74	
Média (mm)	66,3	66,8	60,5	60,5	74	72,0	73,6	73,8

Fonte: Autor (2017)

Tabela 4 – Distância do Paralamas até o centro da roda com as molas originais

	Veículo no chão				Veículo suspenso			
	Traseira (mm)		Dianteira (mm)		Traseira (mm)		Dianteira (mm)	
	direita	esquerda	direita	esquerda	direita	esquerda	direita	esquerda
	668,1	627,6	545,8	539,5	781,1	762,5	783,1	810,0
620,8	625,9	544,2	542,6	757,5	776,0	789,4	805,2	
622,5	629,3	545,8	541,0	742,3	759,2	786,3	806,8	
Média (mm)	637,1	627,6	545,3	541,0	760,3	765,9	786,3	807,3

Fonte: Autor (2017)

Como citado na metodologia, com estas distâncias mensuradas, pode-se chegar então aos valores finais das constantes elásticas das molas e dos pneus, através da Equação 28. Tais Resultados seguem nas Tabelas 5 e 6.

Tabela 5 – Constante elástica das molas originais

	Rigidez molas			
	Traseira (N/m)		Dianteira (N/m)	
	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda
Modificada	36189,5	34864,4	20446,4	20615,6
Original	21452,0	20666,5	12924,4	13031,3

Fonte: Autor (2017)

Tabela 6 – Constante elástica da do pneu

rigidez pneu (N/m)			
traseira		dianteira	
direita	esquerda	direita	esquerda
217137,0	686131,0	230716,7	310772,0
Média (N/m)			
361189,1651			

Fonte: Autor (2017)

Para Gillespie (1992), para critério inicial de projeto pode-se considerar a rigidez da suspensão sendo 10% da rigidez do pneu.

Assim, os cálculos realizados com os dados do experimento mostram-se inicialmente fiéis.

4.3 RIDE RATE

Neste subcapítulo apresentara-se os valores finais do Ride Rate do veículo, para que finalmente chegar aos fatores de amortecimento. Tabelas 7.

Tabela 7 – Valor do Ride Rate para as configurações do veículo

RR modificada (N/m)	32893,7	31795,29	19351,01	19502,43
RR original (N/m)	20249,32	19548	12477,93	12577,55

Fonte: Autor (2017)

Para conseguir verificar se estes valores estão corretos, vale lembrar os valores de frequência natural estipulados por Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) de 0,9 até 1,5 Hz para suspensão automotiva.

Conforme a Tabela 8, pode-se analisar que os valores estão dentro do esperado, vendo que a modificação na suspensão, gera valores fora do padrão esperado.

Tabela 8 – Frequências naturais para as duas configurações

	traseira (N/m)		dianteira (N/m)	
	direita	esquerda	direita	esquerda
fn1 modificada (N/m)	1,758969	1,66241	1,242511	1,181725
fn1 original (N/m)	1,380089	1,303491	0,997745	0,949008

Fonte: Autor (2017)

O último passo dentro do experimento foi medir experimentalmente o fator de amortecimento.

4.4 FATOR DE AMORTECIMENTO

Valores expostos na Tabela 9 são os valores obtidos para o fator de amortecimento para cada conjunto, por consequência pode-se calcular também o coeficiente de amortecimento através da Equação 11, Tabela 10.

Tabela 9 – Fator de amortecimento

	Fator de amortecimento (Ns/m)			
	Traseira		Dianteira	
	direita	esquerda	direita	esquerda
Original	1728,05	1766,23	1552,52	1645,28
Modificado	1845,30	1887,28	1635,94	1733,55

Fonte: Autor (2017)

Vale ressaltar novamente Gillespie (1992), o fator de amortecimento para veículos de passeio varia de 0,2 a 0,4.

Tabela 10 – Coeficiente de amortecimento

	Coeficiente de amortecimento (Ns/m)			
	Traseira		Dianteira	
	direita	esquerda	direita	esquerda
Original	1728,05	1766,23	1552,52	1645,28
Modificado	1845,30	1887,28	1635,94	1733,55

Fonte: Autor (2017)

Por final consegue-se estipular o valor da frequência natural amortecida, que será usado para traçar o centro de Bouce e Pitch do veículo.

Tabela 11 – frequência Natural amortecida

	traseira (N/m)		dianteira (N/m)	
	direita	esquerda	direita	esquerda
fd1 modificada (Hz)	1,63	1,66	1,14	1,18
fd1 original (Hz)	1,31	1,30	0,94	0,95

Fonte: Autor (2017)

Finalizando com todos parâmetros necessários para avaliar o centro de Bounce e Pitch do veículo, na Tabela 12, a localização longitudinal do centro de gravidade do veículo estão dispostos.

Tabela 12 – CG Longitudinal

	até o CG (m)
Eixo dianteiro	1,25
Eixo traseira	1,5

Fonte: Autor (2017)

Com todos valores necessários pode-se chegar no resultado final, a análise do conforto do veículo baseado no seu centro de Bounce e Pitch.

4.6 CENTRO DE BOUNCE E PITCH

A simples consideração de um quarto do veículo não representa fielmente os movimentos que podem ocorrer em um corpo rígido como um veículo motorizado. Por causa da distância longitudinal do entre eixos. O sistema de suspensão que responde ao movimento de Pitch considera a reação do sistema inteiro, não apenas um quarto dele.

Como discutido no capítulo de revisão teórica, dependendo da velocidade do veículo e das condições da rodovia, o veículo pode sofrer Bounce ou Pitch.

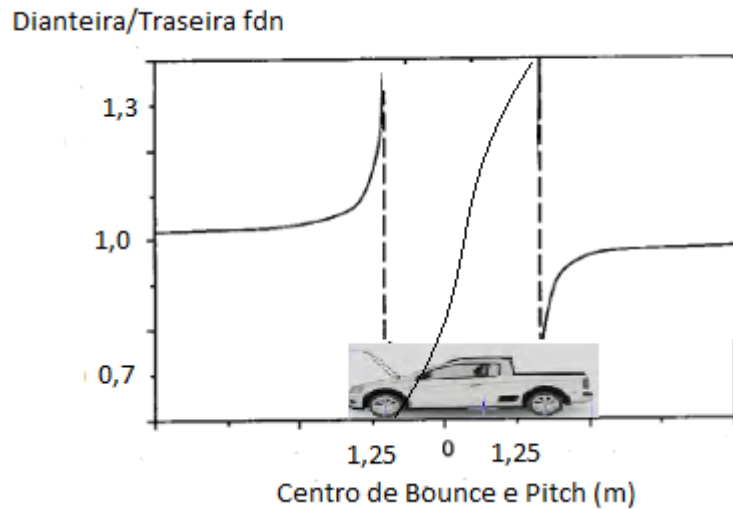
O modo de vibração em Pitch é importante, por que ele é geralmente considerado o primeiro recurso de análise da vibração longitudinal sobre o centro de gravidade.

Compreender os modos de Bounce e Pitch são de fundamental importância pois a combinação destes determina os modos de vibrar verticalmente e longitudinalmente do veículo.

A sintonia entre os modos de vibração de Bounce e Pitch em um veículo tem impacto direto na aceitabilidade do comportamento vertical de um veículo e seu sistema de suspensão. Na maioria dos veículos existe um acoplamento destes dois modos de vibrar. O comportamento em termos da frequência natural amortecida e o centro de gravidade em um veículo com modos de vibrar acoplados pode ser diretamente determinado analiticamente da equação diferencial do movimento. Já discutido no capítulo de revisão.

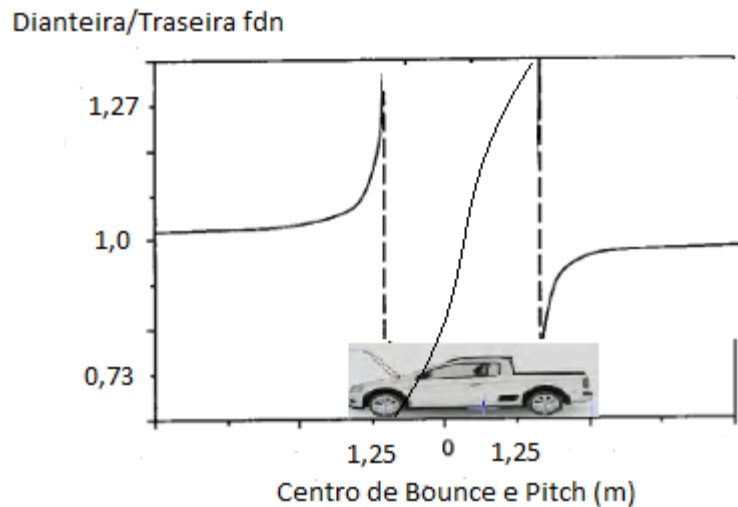
Ao simplificar a equação do movimento para uma suspensão que associa os valores da constante elástica do pneu e da suspensão (Ride Rate), e posteriormente relacionando os valores de amortecimento e negligenciando os valores de massa não suspensa, chega-se na relação estipulada nas Figuras 36 e 37, para molas modificadas e originais.

Figura 36 – Centro de Bounce e Pitch com molas modificadas



Fonte: Autor (2017).

Figura 37 – Centro de Bounce e Pitch com molas originais



Fonte: Autor (2017)

As Figuras acima mostram a localização dos centros de Bounce e Pitch em relação a frequência amortecida da dianteira/traseira do veículo. Com frequências dianteira e traseira iguais, um centro estaria sobre o centro de gravidade do veículo e o outro no infinito. Frequências iguais correspondem ao veículo com modos de Bounce e Pitch desacoplados, ou seja, o veículo sofreria puro Bounce ou puro Pitch, não teria os dois modos ao mesmo tempo.

Com uma frequência natural amortecida maior na dianteira o centro de movimentação do veículo fica acoplado com o centro de Bounce a frente do eixo dianteiro e o centro de Pitch central ao eixo traseiro.

Menor frequência natural amortecida na dianteira corresponde ao centro de Bounce atrás do eixo traseiro e o centro de Pitch central ao eixo dianteiro.

Olley (1934) estabeleceu algumas medidas para design de veículos com boa dinâmica vertical em seu experimento modificando um veículo para permitir mudanças no centro de Pitch e momento de inércia. Fatos que podem ser citados aqui para este experimento.

Critérios de Olley (1934):

1) A suspensão dianteira deve ter um Ride Rate 30% menor que a traseira.

Para o primeiro critério de Maurice Olley, nota-se que o veículo com as molas originais aproxima-se deste valor, em torno de 28% é a diferença entre o Ride Rate traseiro para o dianteiro, já para com as molas modificadas a diferença é maior, cerca de 32%.

2) A frequência de Bounce e Pitch devem ser próximas, Bounce deve ter uma frequência em torno de 1,2 vezes menor que a de Pitch.

Para este critério não foi possível mensurar no experimento.

3) Nenhuma das frequências devem ser maiores que 1,3 Hz, o que significa que a deflexão estática do veículo deve exceder aproximadamente 6 polegadas.

Como observa-se na Tabela 11 do capítulo anterior, com as molas originais o veículo fica dentro dessa faixa de frequência, mas com as molas modificadas ele extrapola tais valores.

A observação feita por Olley (1934) que estipula uma suspensão mais rígida na traseira (maior frequência natural) veio da ideia que Bounce é menos incômodo que Pitch. Pensando que as excitações da rodovia iriam afetar primeiro o eixo dianteiro, a maior rigidez da traseira em relação a dianteira irá tender a induzir o Bounce.

A diferença entre os dois casos comprova o desconforto sentido, quando se diminui a altura das molas helicoidais de um veículo.

5. CONCLUSÃO

Para este experimento foram realizadas diversas aproximações, que não são as ideais. As aproximações consideradas ao longo do trabalho servem apenas para se ter uma noção inicial dos parâmetros de um projeto de uma suspensão automotiva, de forma barata e simples, ou seja, sem equipamentos de medição caros e sem demandar análises matemáticas complexas. Uma das aproximações que mais facilitaram a simplicidade do experimento foram a de idealizar que os elementos elásticos do veículo se comportavam como parâmetros lineares, com isso não foi necessário tomar medida da suspensão para vários pontos, e sim apenas o inicial e o final.

Para análise global da suspensão do veículo, considerou-se que ela funcionava como um sistema de um grau de liberdade, ou seja, não se levou em conta a massa não suspensa. Abordagem comumente utilizada por várias literaturas na abordagem inicial. Pois o erro associado a essa consideração é baixo.

Os equipamentos de medição utilizados não eram as ideais e podem ter trazido algumas distorções nos valores e nenhuma avaliação metrológica foi aplicada no estudo, devido ao fato de que tais distorções influenciariam no resultado final, se o experimento não tivesse tantas idealizações associadas.

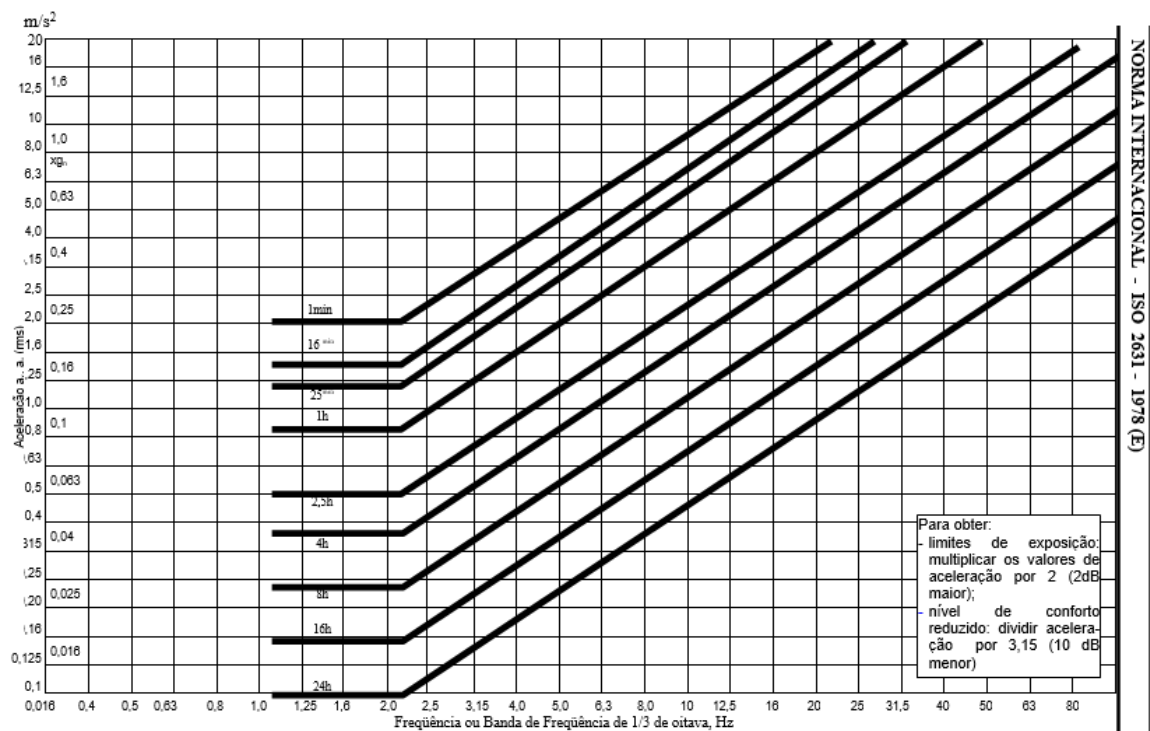
Mas apesar de todos esses fatos citados, os resultados apresentados estão dentro dos valores estipulados na literatura como comuns para veículos de passeio. Demonstrando que a simplicidade do modelo matemático utilizado, as aproximações realizadas e os equipamentos de medição utilizados são suficientes para estipular algumas relações e comparações iniciais. E a partir destes valores então investigar mais a fundo outros valores, que então sim, trariam o real comportamento de uma suspensão automotiva, não apenas parâmetros de conforto.

Permitindo afirmar que o experimento é aceitável para os padrões da engenharia em uma primeira análise. Para uma investigação mais profunda e correta

de um sistema de suspensão, seria necessários equipamentos mais complexos e menos simplificações matemáticas.

O julgamento de conforto em relação a vibração de um veículo ainda é uma área de extrema controvérsia na comunidade automotiva. Mas um ponto inicial de análise são os estudos relacionados aos níveis de vibração que o ser humano pode tolerar. Em todos eles, a faixa de frequência em que deve ser evitada é entre 4 a 16 Hz, frequências naturais de importantes órgãos vitais, que provocam enorme desconforto. Outra faixa é entre 1 a 2 Hz, faixa que gera incomodo na parte superior do torso, e é nela em que a ISO tem baixas tolerâncias, como ilustrado na Figura 38.

Figura 38 – Norma ISO para Vibração Vertical



Fonte: Autor (2017)

E como nota-se no experimento, o veículo disposto das molas modificadas, a frequência natural amortecida ficou em níveis em que o motorista não ficará confortável quando exposto a altos níveis de aceleração vertical. Portanto modificações em suspensões automotivas devem ser realizadas com amplo cuidado, dado que tais alterações podem gerar desconfortos prejudiciais à saúde dos passageiros a longo prazo.

Outro fato que faz com que o veículo transpareça uma sensação de desconforto ao ser dirigido é pelo fato de seu centro de Pitch não estar localizado exatamente sobre o tronco do motorista. Portanto balancear o peso do veículo, afim de deslocar longitudinalmente seu centro de gravidade até a posição do tronco do motorista, faria com que o veículo transpareça uma sensação de maior conforto, uma vez que diminuiria o balanço para frente e para trás do motorista. Mas a aceleração Vertical sentida, continuaria a mesma.

Portanto o comportamento vertical de um veículo esta diretamente ligado a altura de suas molas, e qualquer modificação nesse parâmetro é criticamente sentida na sensação de conforto do motorista. Tais alterações quando realizadas devem serem realizadas com enorme cuidado para que não tragam prejuízos ao conforto dos ocupantes.

5.1 SUGESTÕES E TRABALHOS FUTUROS

Para este trabalho não foi realizado uma comparação do experimento físico com alguma simulação computacional ou outra abordagem experimental. O único comparativo foram os valores estipulados como corriqueiros na comunidade automotiva e em textos acadêmicos. Fatos que poderiam demonstrar a deficiência do experimento, ou a necessidade julgar outros parâmetros de uma suspensão automotiva.

Considerando este fato, como sugestão para trabalhos futuros, desenvolver um comparativo das constantes elásticas das molas em elementos finitos, para assim validar os valores definidos pelo experimento.

Desenvolver um modelo matemático que leve em conta as massas não suspensas do veículo, para detectar o erro associado em se simplificar o sistema de suspensão em um grau de liberdade.

Além de investigar parâmetros de desempenho do veículo relacionados a seu sistema de suspensão, por exemplo os níveis de rolagem da carroceria para os diferentes tamanhos de molas helicoidais.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA JR, V. **Parametrização dos valores de geometria do sistema de suspensão de veículos de passageiros**, Monografia (Graduação), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – São Paulo, 2007.
- BARBIERI, N. **Comportamento dinâmico de um veículo automotivo – simulação, controle e otimização**, Dissertação (Mestrado), Universidade Estadual de Campinas – Campinas, 1993.
- BARRETO, M. A. Z. **Dinâmica longitudinal: efeitos da geometria de suspensão nas mudanças de atitude da massa suspensa e os esforços nos elementos da suspensão**, Dissertação (Mestrado), Universidade de São Paulo – São Carlos, 2005.
- FREITAS JR, L. M. P. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson**, Dissertação (Mestrado), Escola de Engenharia de São Carlos - São Carlos, 2006.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Livro, USA: SAE – Inc., 1992.
- LEAL, L. C. M.; ROSA, E.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**, Florianópolis: Publicação interna do GRANTE Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.
- VOLKSWAGENS DO BRASIL, **Manual do Proprietário**. Disponível em <<https://www.vw.com.br/pt/servicos/manuais-e-garantia.html>>. Acesso em 05 de Julho de 2017.
- OLIVEIRA, J. V. M. S. et al. **Sistema de suspensão veicular otimizado por meio de um controle eletromecânico do conjunto mola e amortecedor**, Artigo, Simpósio de excelência em gestão e tecnologia, 2014.
- OLLEY, M. **Independent Wheel Suspension - Its Why and Wherefores**. Artigo, SAE Journal, Março 1934.
- PEREIRA, L. D. **Análise da metodologia de levantamento experimental para obtenção dos parâmetros da suspensão de um veículo automotor**, Monografia (Graduação), Universidade Federal do Pará – Belém, 2011.