

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

MAIKOL FUNK DRECHSLER

COMPARATIVO PRÁTICO DO DESEMPENHO DINÂMICO DE UTILITÁRIO
ESPORTIVO E VEÍCULO DE CATEGORIA MÉDIA.

Joinville

2017

MAIKOL FUNK DRECHSLER

COMPARATIVO PRÁTICO DO DESEMPENHO DINÂMICO DE UTILITÁRIO
ESPORTIVO E VEÍCULO DE CATEGORIA MÉDIA.

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, no curso de Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin

Joinville

2017

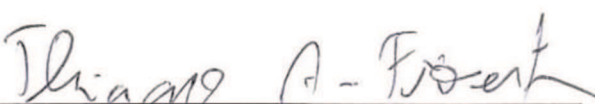
COMPARATIVO PRÁTICO DO DESEMPENHO DINÂMICO DE UTILITÁRIO
ESPORTIVO E VEÍCULO DE CATEGORIA MÉDIA.

MAIKOL FUNK DRECHSLER

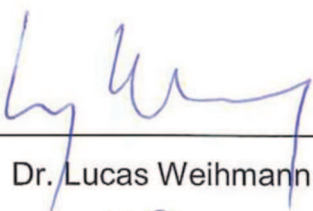
Esta monografia foi julgada e aprovada
como requisito parcial para obtenção do
título de bacharel em Engenharia
Automotiva na Universidade Federal de
Santa Catarina, Campus Joinville.

Joinville, 27 de novembro de 2017

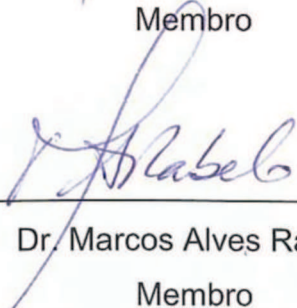
Banca Examinadora:



Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Presidente / Orientador



Dr. Lucas Weihmann
Membro



Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro

AGRADECIMENTOS

Agradeço especialmente à minha noiva Ana Carolina pelo indispensável auxílio na elaboração dos testes práticos e pela compreensão nos momentos de ausência.

Agradeço ao meu orientador Dr. Thiago Antonio Fiorentin pelo incentivo e auxílio na execução deste trabalho e orientação nas demais atividades acadêmicas.

Agradeço também ao Dr. Carlos Mauricio Sacchelli pelo auxílio no desenvolvimento do meu conhecimento acerca da pesquisa acadêmica que colaborou para confecção deste trabalho e pelas oportunidades no decorrer da graduação.

Agradeço aos meus pais pelo auxílio e incentivo durante todo período de graduação.

Agradeço finalmente a UFSC pela oportunidade de crescimento e pelas bolsas que financiaram o término da minha graduação.

RESUMO

As vendas de utilitários esportivos vêm ganhando destaque nos mercados emergentes, enquanto a venda de hatches médios decresce ano a ano. Este cenário apresenta-se devido a migração dos consumidores de hatches médios para os utilitários esportivos. Apesar desta mudança, comparações quanto ao conforto e dirigibilidade entre veículos médios e utilitários esportivos não são exploradas de forma quantitativa. Desta forma, este trabalho visou comparar de forma experimental estes dois tipos de categoria. Os veículos foram analisados de forma estática para obtenção de parâmetros de construção dos mesmos como massa, posição do CG, rigidez, amortecimento e frequência natural. Uma segunda avaliação foi realizada pelo sensoriamento da aceleração linear vertical e rotações dos automóveis. Os testes dinâmicos foram divididos em três manobras que permitiram avaliar separadamente aceleração vertical, rolagem e arfagem dos automóveis. Os resultados apontam que o utilitário esportivo analisado tem comportamento de modo geral semelhante ao sedan médio, destacando porém, as diferenças de altura do CG e razão de amortecimento. O menor amortecimento empregado no utilitário esportivo acarretou na maior amplitude de aceleração nas avaliações de aceleração linear vertical e em oscilações de arfagem quando a aceleração do veículo é alterada. A maior altura do CG não apresentou nenhuma influência significativa nos estudos realizados, visto que as velocidades empregadas foram baixas. Porém, para altas velocidades a maior altura do CG pode acarretar em menor dirigibilidade do utilitário esportivo.

Palavras-chave: Arfagem. Rolagem. Dirigibilidade. Conforto. Aceleração.

ABSTRACT

The Sport Utility Vehicles (SUV) sales is following up at emerging markets while medium hatches sales decrease year by year. This scenario presents due the costumers migration from medium hatches to SUV. Although this change, comfort and handling comparison between medium vehicles and SUV is not explored in qualitative form. In this way, this work to aimed to compare in experimental way this two categories type. The vehicles has analyzed in static way to obtain constructive parameters like mass, central of gravity position, stiffness, damping and natural frequency. A second evaluation was realized by linear vertical acceleration and rotation sensing in the cars. The dynamics tests was shared in three maneuvers that permit to separately evaluate vertical acceleration, roll and pitch of the automobiles. The results show that the analyzed SUV had behavior generally similar to medium sedan, highlighting however the different CG height and damping ratio. The smaller damper use at SUV brought a bigger acceleration amplitude in vertical linear acceleration and at pitch oscillation when the vehicle acceleration is changed. The higher CG height show no significant influence in the research, since the low speeds that was used. But, to high speeds the higher CG can brought low handling to the SUV.

Key-words: Pitch. Roll. Handling. Comfort. Acceleration.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Eixo rígido traseiro Ford Escort Express.....	18
Figura 2 - Barra de torção VW Golf VI (1997).	19
Figura 3 - Suspensão McPherson traseira.	20
Figura 4 - Suspensão <i>multilink</i> Ford Focus 1998.	21
Figura 5 - Influência da rigidez da suspensão na dirigibilidade e no conforto.	23
Figura 6 - Posição do ocupante e da carroceria em resposta à posição da rua.	24
Figura 7 - Fator de transmissão hipotético da via para o passageiro.	25
Figura 8 - Sistema de coordenadas do veículo.	26
Figura 9. Modelo simplificado de veículo coma força lateral perturbadora aplicada no seu centro de gravidade.	27
Figura 10. Sistema dinâmico do <i>ride</i>	30
Figura 11 - Modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo.	31
Figura 12 - Efeito do amortecimento na suspensão.	33
Figura 13 – Limites toleráveis de vibração vertical para o corpo humano.	34
Figura 14 - Resposta do veículo ao comprimento de onda da via.	35
Figura 15 - Modelo de $\frac{1}{2}$ veículo.	36
Figura 16 - Diagrama de comportamento do pneu.	38
Figura 17 - Definição do centro instantâneo de rolamento para suspensão Mc Pherson.	39
Figura 18 - Eixo de rolamento.	39
Figura 19 - Participação de vendas de utilitários esportivos e veículos médios.	42
Figura 20 - Procedimentos para aferição da massa do veículo.	46
Figura 21 - Posição longitudinal do CG.	46
Figura 22 - Elevação do veículo para o cálculo do CG.	47
Figura 23 - Posição vertical do CG.	48
Figura 24 - Posicionamento do veículo para determinação da altura do CG de massa suspensa.	50
Figura 25 – Aferição da distância entre o solo e o para-lama.	52
Figura 26 - Resposta a impulso em um sistema amortecido.	53
Figura 27 - Eixo dianteiro na eminência de tocar o solo para a obtenção da razão de amortecimento traseira.	54

Figura 28 - Aquisição da aceleração para cálculo da razão de amortecimento.	55
Figura 29 - Posição de instalação do sensor no veículo.	57
Figura 30 – Via irregular utilizada nas análises de movimento linear vertical.	57
Figura 31 - Via asfaltada utilizada nas análises de movimento linear vertical.	58
Figura 32 - VectorNav VN-100.	59
Figura 33 – Conversão de 60° a direita.	60
Figura 34. Esquema do experimento de arfagem.	61
Figura 35 - Pista escolhida para os testes de arfagem.	61
Figura 36 - Massa total e posição do CG do utilitário esportivo.	62
Figura 37 - Posição do tanque de combustível para o utilitário esportivo.	63
Figura 38 - Relação comprimento x força para suspensão dianteira.	64
Figura 39 - Relação comprimento x força para suspensão traseira.	65
Figura 40 – Suspensão traseira em forma de barra de torção do utilitário esportivo.	66
Figura 41 – Comparação de rigidez da suspensão dos veículos.	67
Figura 42 – Razão <i>ride rate</i> e massa do veículo	68
Figura 43 – Aceleração após pulso para dianteira dos veículos.	69
Figura 44 - Aceleração após pulso para traseira dos veículos.	69
Figura 45 - Razão de amortecimento média.	70
Figura 46 - Resposta ao impulso no domínio da frequência.	71
Figura 47 - Frequência natural da suspensão.	72
Figura 48 – Erro entre cálculo e medição da frequência natural.	73
Figura 49 – Aceleração vertical no domínio do tempo.	74
Figura 50 - Aceleração vertical média.	75
Figura 51 - Aceleração vertical no domínio da frequência até 100 Hz.	76
Figura 52 - Aceleração vertical no domínio da frequência até 25 Hz.	77
Figura 53 - Rolagem e aceleração lateral durante manobra de curva.	78
Figura 54 – Aceleração longitudinal e arfagem durante manobra de aceleração e frenagem.	80

LISTA DE ABREVIACOES E SIGLAS

CAD	<i>Computer Aided Design</i> (Projeto Auxiliado por Computador)
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i> (Engenharia Auxiliada por computador)
CG	Centro de Gravidade
FENABRAVE	Federação Nacional da Distribuico de Veículos Automotores
RR	<i>Ride Rate</i> (Rigidez associada da suspensão e pneu)
SAE	Sociedade de Engenheiros Automotivos

LISTA DE SÍMBOLOS

a_I	Distância do CG ao eixo dianteiro	[m]
a_{II}	Distância do CG ao eixo traseiro	[m]
A_n	Amplitude de aceleração em Z no enésimo pico	[m/s ²]
A_x	Aceleração no sentido do eixo X	[m/s ²]
b_I	Distância do CG de massa suspensa ao eixo dianteiro	[m]
b_{II}	Distância do CG de massa suspensa ao eixo traseiro	[m]
B	Bitola média	[m]
C	Constante de amortecimento	[Ns/m]
C_s	Constante de amortecimento da suspensão	[Ns/m]
f	Frequência	[Hz]
F_c	Força exercida pelo amortecedor	[N]
f_d	Frequência natural amortecida	[Hz]
F_k	Força exercida pela mola	[N]
f_n	Frequência natural	[Hz]
G	Massa total do veículo	[Kg]
h	Altura do CG	[m]
h_m	Altura do CG de massa suspensa	[m]
h_o	Distância entre o eixo de rolagem e o CG de massa suspensa	[m]
h_r	Altura do eixo de rolagem na posição do CG	[m]
I_y	Momento de inércia entorno do eixo Y	[kgm ²]
K	Constante elástica	[N/m]
K_c	Rigidez otimizada ao contorto	[N/m]
K_d	Rigidez otimizada à dirigibilidade	[N/m]
K_f	Constante elástica da suspensão dianteira	[N/m]
K_r	Constante elástica da suspensão traseira	[N/m]
K_s	Constante elástica da suspensão	[N/m]
K_t	Constante elástica do pneu	[N/m]
L	Distância entre eixos	[m]

M	Massa suspensa do veículo para ¼ de veículo	[Kg]
m	Massa não suspensa do veículo para ¼ de veículo	[Kg]
M _I	Massa suspensa do eixo dianteiro	[Kg]
m _I	Massa não suspensa do eixo dianteiro	[Kg]
M _{II}	Massa suspensa do eixo traseiro	[Kg]
m _{II}	Massa não suspensa do eixo traseiro	[Kg]
M _T	Massa suspensa total	[Kg]
n _I	Altura do centro instantâneo de rolamento dianteiro	[m]
n _{II}	Altura do centro instantâneo de rolamento traseiro	[m]
Q	Carga radial sobre o pneu	[N]
Q _c	Fator qualitativo de conforto	
Q _d	Fator qualitativo de dirigibilidade	
Q _t	Transferência de carga radial sobre o pneu	[N]
R' _{0I}	Reação do solo no eixo dianteiro com o veículo inclinado	[Kg]
R' _{0II}	Reação do solo no eixo traseiro com o veículo inclinado	[Kg]
r ₀	Raio externo do pneu do veículo	[m]
R _{0I}	Reação do solo no eixo dianteiro	[Kg]
R _{0II}	Reação do solo no eixo traseiro	[Kg]
RR	<i>Ride Rate</i> (Rigidez associada da suspensão e pneu)	[N/m]
S	Carga transversal	[N]
S _I	Carga transversal no eixo dianteiro	[N]
S _{II}	Carga transversal no eixo traseiro	[N]
t	Tempo	[s]
T _P	Razão entre a amplitude de deslocamento do ocupante e da via	
W _d	Transferência de carga da dianteira entre dianteira/traseira	[N]
z	Deslocamento vertical do veículo	[m]
Z	Deslocamento vertical da massa suspensa	[m]
Z _p	Deslocamento vertical do ocupante	[m]
Z _r	Deslocamento vertical do solo	[m]
Z _u	Deslocamento vertical da massa não suspensa	[m]

\dot{z}	Velocidade vertical do veículo	[m/s]
\ddot{z}	Aceleração vertical da massa suspensa	[m/s ²]
α	Primeira variável do acoplamento de arfagem e vibração vertical	[1/s ²]
α_I	Ângulo de deriva dianteira	[°]
α_{II}	Ângulo de deriva traseira	[°]
β	Segunda variável do acoplamento de arfagem e vibração vertical	[m/s ²]
γ	Terceira variável do acoplamento de arfagem e vibração vertical	[m/s ²]
δ	Decremento logarítmico	
δ_{est}	Deslocamento estático	[m]
ζ	Razão de amortecimento	
θ	Deslocamento angular da massa suspensa no eixo Y	[rad]
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular da massa suspensa no eixo Y	[rad/s ²]
ϕ	Inclinação do veículo para cálculo da altura do CG	[°]
ω_n	Frequência natural	[rad/s]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. Objetivos	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1. Sistema de Suspensão.....	17
2.2. Conforto e dirigibilidade.....	22
2.3. Centro de Gravidade	26
2.4. Dinâmica Veicular	29
2.4.1. Movimento linear vertical.....	29
2.4.2. Movimento de arfagem.....	35
2.4.3. Movimento de rolagem.....	37
2.5. Classificação dos veículos	40
2.6. Pesquisas similares.....	41
3. METODOLOGIA.....	44
3.1. Determinação da massa do veículo e posição do CG.....	45
3.2. Determinação das constantes de rigidez.....	51
3.3. Determinação das razões de amortecimento	52
3.4. Determinação da frequência natural da suspensão	56
3.5. Análise dinâmica vertical do veículo.....	56
3.6. Análise dinâmica de rolagem e arfagem do veículo	58
3.6.1. Avaliação do movimento de rolagem.....	59
3.6.2. Avaliação do movimento de arfagem	60
4. RESULTADOS	62
4.1. Massa e posição do CG.	62
4.2. Constantes de rigidez.....	64
4.3. Razões de amortecimento.....	68
4.4. Frequência natural da suspensão	71

4.5. Análise dinâmica vertical dos veículos	74
4.6. Análise dinâmica de rolagem e arfagem do veículo	77
4.6.1. <i>Avaliação do movimento de rolagem</i>	78
4.6.2. <i>Avaliação do movimento de arfagem</i>	79
5. CONCLUSÕES	81
REFERÊNCIAS	84

1. INTRODUÇÃO

Apesar da recessão de vendas presente no mercado automotivo nacional, a procura por utilitários esportivos apresentou significativo aumento nas vendas durante os últimos 5 anos. (FEDERAÇÃO NACIONAL DA DISTRIBUIÇÃO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES - FENABRAVE, 2016).

Pesquisas apontam o aumento de 164% nas vendas de utilitários esportivos entre 2003 e 2013 no Brasil (VENDAS..., 2014). Esta tendência é reforçada nos demais países emergentes como Rússia, Índia, China e África do Sul. Dentre estes, destaca-se a China, com diferença de 1671% entre as vendas de 2005 e 2013.

Avaliando os dados apresentados pela FENABRAVE (2016), fica evidente o crescimento da venda de utilitários esportivos e a consequente redução na participação de hatches médios no mercado nacional.

Segundo Carvalho (2016), os hatches médios e os utilitários esportivos possuem a mesma faixa de preço e atendem ao público que busca visual mais jovial e esportivo aliado ao conforto. O autor retrata ainda que o maior número de lançamentos de utilitários esportivos pode se apresentar como uma razão para o aumento da procura.

Bonfim (2015), retrata que este tipo de veículo é projetado para uso em qualquer terreno, possuindo assim maior altura do solo e melhor facilidade para enfrentar obstáculos. Desta forma, o consumidor optou por trocar a qualidade de condução dos hatches médios, pela maior facilidade de enfrentar as irregularidades apresentadas no cotidiano dos motoristas (CARVALHO, 2016).

De acordo com a lista de utilitários esportivos mais vendidos no Brasil de janeiro a agosto de 2017, os utilitários esportivos compactos se destacam dentro do seu segmento (FENABRAVE, 2016). Estes veículos são geralmente construídos com base em plataformas de veículos compactos de menor porte (FONTANA, 2016; MALHEIROS, 2012).

Wenzel e Ross (2005) apontam em seu estudo que utilitários esportivos apresentam maiores riscos ao motorista que os demais tipos de carroceria. Isso pode ser explicado pela elevada altura do solo e bitolas consideravelmente pequenas.

Segundo Travis et al. (2005), a posição do Centro de Gravidade (CG) do veículo afeta significativamente sua estabilidade. Devido a este fator, altos índices de capotamento de utilitários esportivos foram apresentados nos Estados Unidos no final da década de 1990. (STOFFER, 1998). Com intuito de reduzir os capotamentos, estudos analisaram a dinâmica lateral deste tipo de veículo (KALLAN; JERMAKIAN, 2008; PENNY, 2004).

Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) apresentam que a altura do CG também influencia na aceleração e frenagem do veículo de acordo com a transferência de carga entre os eixos. Porém, nas bases disponíveis, avaliações de dinâmica vertical e longitudinal deste tipo de carroceria são difíceis de serem encontradas, assim como a comparação dinâmica de utilitários esportivos com outros tipos de carroceria.

Os estudos realizados com captação de acelerações são focados na avaliação do solo (BISCONSINI; FERNANDES JÚNIOR, 2015; KRYLOV; PICKUP; MCNUFF, 2010), no perfil do motorista (EREN et al., 2012; HUANG et al., 2016) e nos sistemas de controle (HAN et al., 2013). Estudos para avaliação de acelerações lineares e rotacionais em três direções, foram realizadas por Abdullah, Jamil e Salim (2015) em um carro de produção, no entanto, os dados obtidos para o veículo foram pouco explorados.

Comparações entre utilitários esportivos e sedans médios foram realizados por revistas especializadas, porém, são baseadas apenas em verificações qualitativas e comerciais (GRANDE, 2015).

Em função da mudança na escolha dos novos consumidores, este trabalho visou quantificar de forma prática as diferenças de conforto e dirigibilidade apresentadas entre os utilitários esportivos e veículos de categoria média. A realização deste estudo é importante para avaliar a existência de algum risco aos condutores que alteram de uma carroceria hatch ou sedan para um utilitário esportivo.

Os dados de aceleração foram captados através da instrumentação dos veículos com sensores capazes de medir a aceleração linear e rotacional no interior dos mesmos. Os automóveis em teste foram submetidos a provas pré-determinadas para facilitar a reprodutibilidade do estudo. Os resultados foram comparados com base nas deduções físicas de dinâmica veicular apresentadas por Gillespie (1992).

1.1. Objetivos

O objetivo geral do trabalho consiste em comparar utilitários esportivos e veículos de porte médio, quanto ao seu conforto e dirigibilidade, através da medição das acelerações lineares e rotacionais.

Destacam-se como objetivos específicos do trabalho:

- Analisar parâmetros de conforto e segurança e confrontá-los entre os tipos de carroceria;
- Identificar quais os parâmetros que influenciam na dinâmica destes veículos;
- Constatar se há algum risco para usuários que estão habituados a dirigir hatches e sedans médios ao adquirem utilitários esportivos;
- Verificar o comportamento dos veículos em diferentes condições de via.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Gillespie (1992) a dinâmica veicular procura avaliar o movimento do veículo através da compreensão das forças que atuam no automóvel durante seu movimento. Uma forma de quantificar as forças apresentadas é através da captação das acelerações geradas no veículo.

Com uso de metodologia analítica baseada nas leis da física, torna-se possível obter relação entre os parâmetros do veículo e os resultados desejados para performance do mesmo. As forças dominantes no veículo são provenientes do contato pneu/solo, gravidade e em altas velocidades a aerodinâmica. Assim a suspensão e os pneus são os maiores responsáveis por garantir a dirigibilidade e conforto ao ocupante.

Devido a esta interação entre suspensão, conforto e dirigibilidade, é necessário compreender melhor o funcionamento deste componente do veículo. Isto posto, o próximo tópico aborda de forma resumida a construção dos principais sistemas de suspensão empregados na indústria automotiva.

2.1. Sistema de Suspensão

Segundo Reimpell, Stoll e Betzler (2001) a suspensão é responsável por atender a dirigibilidade e conforto necessários para grande número de condições, como carregado/descarregado, aceleração/frenagem, direção em linha reta/curvas e ruas regulares/irregulares.

Alguns requisitos desejáveis para as suspensões são (REIMPELL et al., 2001):

- Movimento independente de cada roda;
- Menor massa não-suspensa possível, para garantir o maior contato com o solo;
- Transmitir de forma adequada os deslocamentos e consequentes forças da via para a carroceria;

- Segurança ao ocupante;
- Baixo custo.

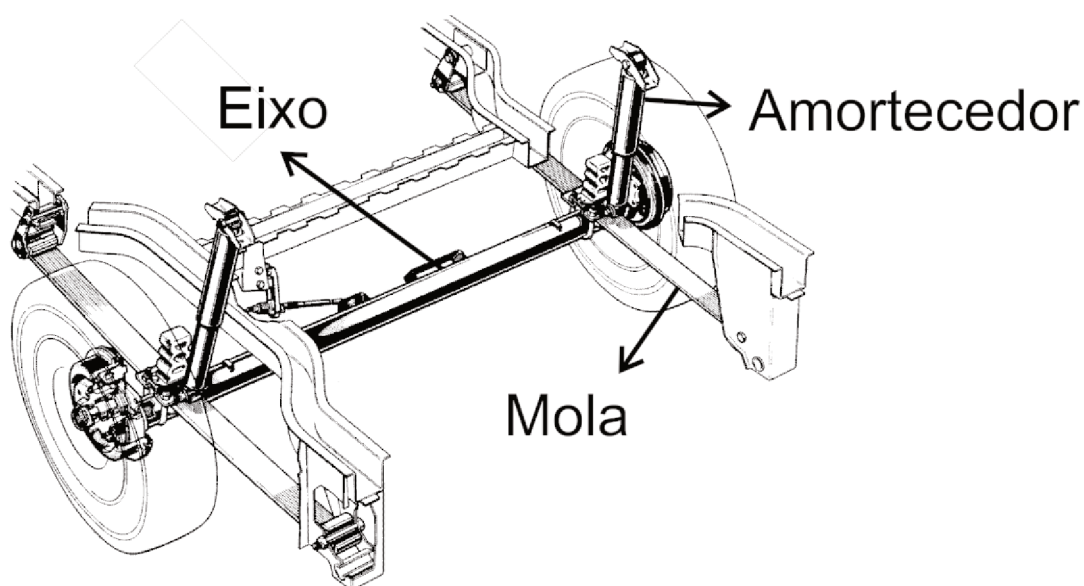
As suspensões veiculares podem ser divididas em eixo rígido, semirrígido ou independentes. Os eixos rígidos são construídos com base em um eixo que une ambas as rodas. Neste caso, o eixo atravessa o veículo de um lado a outro, consumindo parte do espaço do veículo. Quando alojado na dianteira, compromete significativamente o espaço destinado ao motor.

Apesar de ser o primeiro tipo de suspensão usado, este mecanismo apresenta desvantagens como (REIMPELL et al., 2001):

- Restrição do movimento independente das rodas;
- Aumento da massa não suspensa;
- Restrição do espaço disponível para o movimento do eixo;
- Quando o diferencial é acoplado dentro do eixo rígido, o momento gerado propicia uma transferência de carga entre as rodas, principalmente em vias irregulares.

A Figura 1 apresenta um eixo rígido aplicado a um veículo de carga leve com tração dianteira.

Figura 1 - Eixo rígido traseiro Ford Escort Express.

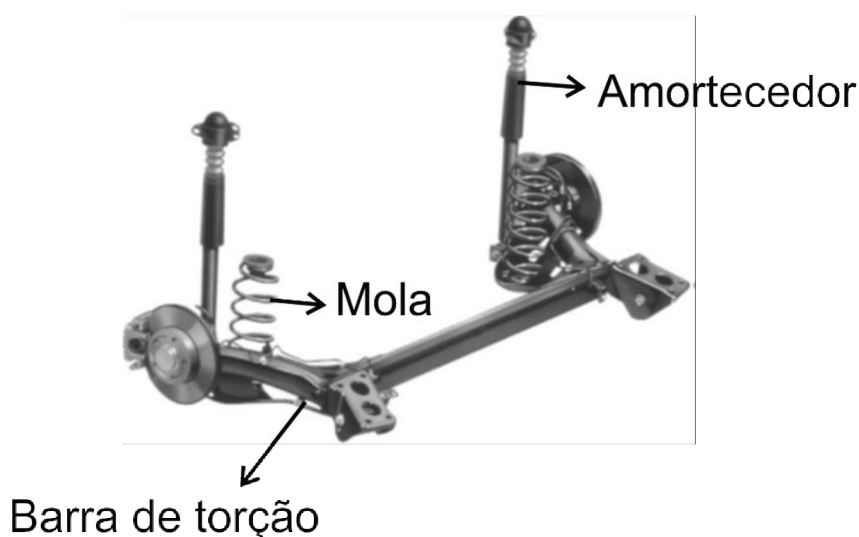


Fonte: Reimpell (2001, p. 25).

Devido sua forma de concepção, este tipo de suspensão suporta cargas mais elevadas, além de não sofrer alterações nas bitolas e inclinações das rodas, como ocorre nas suspensões independentes. Desta forma este tipo de suspensão é indicado para veículos de carga como vans, caminhonetes e caminhões.

Com intuito de proporcionar mais independência às rodas, a barra de torção foi criada na década de 1970, e é usada até hoje em veículos de tração dianteira de pequeno e médio porte. Como apresentado na Figura 2, este tipo de suspensão é constituído por um corpo em forma de H. A forma de construção, permite absorver momentos laterais e verticais pela torção da barra central, além de funcionar como uma barra estabilizadora.

Figura 2 - Barra de torção VW Golf VI (1997).



Fonte: Reimpell et al. (2001, p. 29).

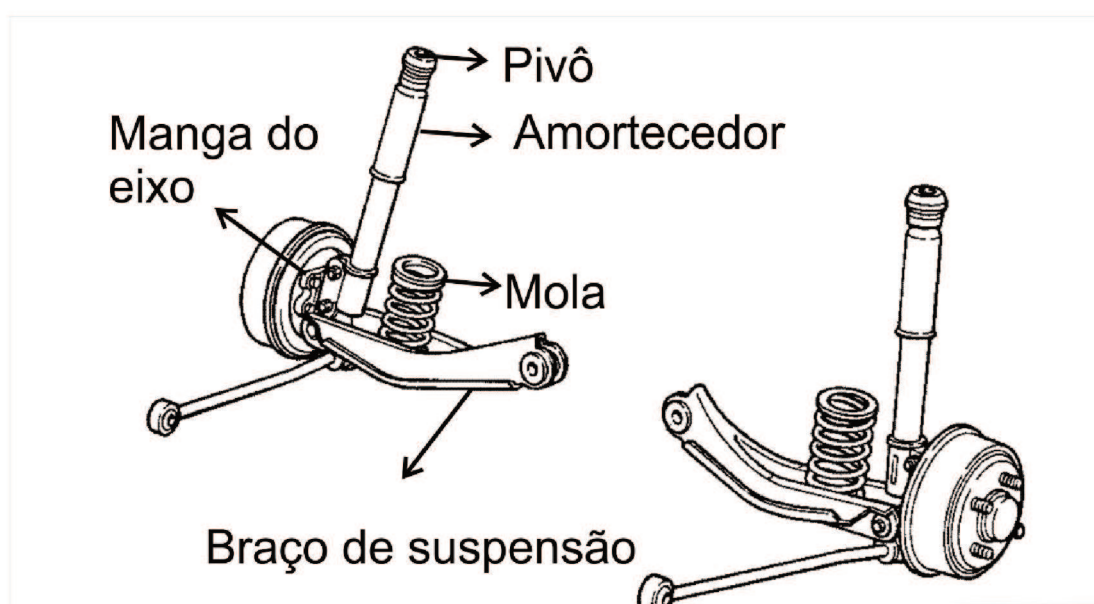
As principais vantagens deste tipo de sistema de suspensão são (REIMPELL et al., 2001):

- Requer pequeno espaço para instalação;
- Baixo custo;
- Simplicidade;
- Garante uma pequena massa não suspensa;
- Não modifica significativamente a inclinação da roda em relação ao solo.

Apesar de ser muito utilizada, a barra de torção possui algumas limitações, pois a barra central é muito solicitada em esforços de torção e cisalhamento. Assim, a carga máxima sobre o eixo fica limitada pelo escoamento da barra de torção e da região das soldas. Devido a forma dos acoplamentos com a carroceria a vibração e o ruído não são adequadamente filtrados, além de que não há uma total independência do movimento das rodas, o que prejudica conforto e dirigibilidade (REIMPELL et al., 2001).

Para contornar as limitações apresentadas pelas suspensões rígidas e semirrígidas, as suspensões independentes são aplicadas para uma maior liberdade de ajustes e independência entre as rodas, o que garante maior conforto e dirigibilidade. Dentre as mais utilizadas atualmente destaca-se a McPherson. (REIMPELL et al., 2001). Neste caso, a suspensão conta com um braço inferior, geralmente com dois pontos de conexão, um na manga e outro na carroceria. Por outro lado, a conexão superior da manga é realizada por um pivô conectado à caixa de roda do veículo, como apresentado na Figura 3. Quando empregado na dianteira, o pivô recebe o amortecedor e a mola de forma concêntrica, permitindo servir como eixo de rotação para direção do veículo.

Figura 3 - Suspensão McPherson traseira.



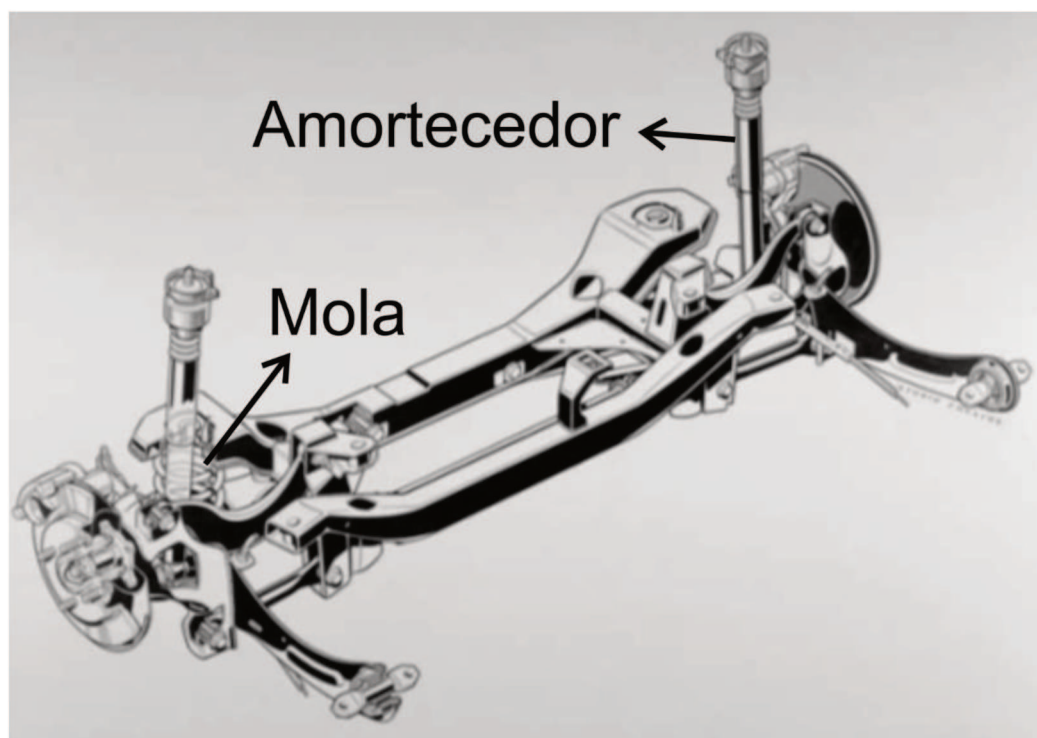
Fonte: Gillespie (1992, p. 244).

Reimpell et al., (2001) destacam que a principal vantagem deste tipo de suspensão é a minimização do espaço ocupado, pois há união de vários componentes em um único pivô. Devido à forma de construção o compartimento do motor é ampliado, permitindo a instalação de motores transversais. Além destas vantagens, a possibilidade de ajuste dos ângulos de inclinação da suspensão e o grande curso das molas podem ser apontados como ponto positivo.

Em virtude de poucos pontos de conexão entre a suspensão e a carroceria, a maior parte dos esforços são transmitidos pelo eixo pivô, que deve ser reforçado e possuir uma bucha robusta para o acoplamento com a carroceria. Em consequência deste ponto principal de união, o isolamento de ruído e vibração para o habitáculo fica reduzido (REIMPELL et al., 2001).

Visando distribuir as cargas em mais pontos de conexão, a suspensão *multilink* possui 5 ou mais pontos de acoplamento entre suspensão e carroceria. A Figura 4 apresenta um exemplo de suspensão *multilink*.

Figura 4 - Suspensão *multilink* Ford Focus 1998.



Fonte: Reimpell et al. (2001, p. 20).

Devido ao maior número de pontos de união, este tipo de suspensão garante maior amplitude de ajustes que permitem o acerto do veículo quanto a dirigibilidade e conforto. As principais desvantagens apresentadas para suspensões *multilink* encontram-se em seu alto preço, que impossibilita sua aplicação em veículos de baixo custo e grande complexidade, o que dificulta o projeto, fabricação e reparos (REIMPELL et al., 2001).

Os testes dos sistemas de suspensão são comumente realizados por softwares *Computer Aided Engineering* (CAE) ou experimentos. Neste caso, os requisitos são avaliados quanto as acelerações entregues à carroceria e ao ocupante. Quando a análise é realizada de forma subjetiva fatores como conforto e dirigibilidade são levado em consideração. Para compreender mais sobre estes requisitos o próximo tópico aborda os conceitos de dirigibilidade e conforto e como avaliá-los.

2.2. Conforto e dirigibilidade

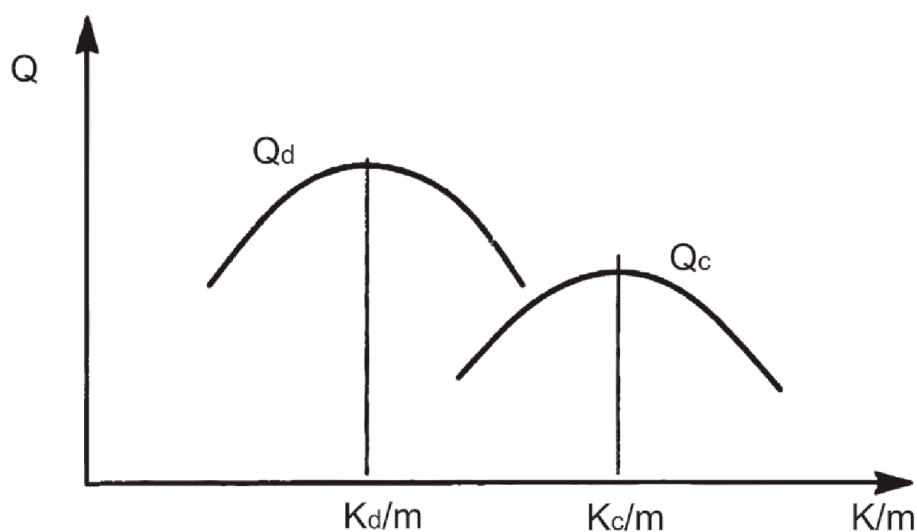
Segundo Dixon (1999), a dirigibilidade consiste na qualidade do veículo em ser controlado pelo piloto de forma segura e previsível. Em contrapartida, o conforto está ligado ao incômodo gerado ao ocupante pelo movimento do veículo.

Lui e Herman (1999) destacam que o ser humano não é capaz de perceber deslocamento ou velocidade, assim, elevada aceleração e variações de aceleração são os principais fatores de geração de desconforto ao ocupante.

Conforto e dirigibilidade são influenciados por diversas razões, porém, a rigidez da mola é diretamente responsável por estabelecer a resposta do veículo aos estímulos externos. Suspensões mais rígidas transmitem maior número de irregularidades do solo para o veículo, porém garantem boa aderência em curvas, acelerações e frenagens, enquanto, molas de baixa rigidez aumentam o conforto e diminuem a dirigibilidade do veículo (DIXON, 1999).

Segundo Dixon (1999), ao plotar fatores qualitativos de conforto (Q_c) e de dirigibilidade (Q_d) em relação à rigidez das molas obtém-se o disposto na Figura 5, onde é possível verificar que a rigidez empregada para o conforto máximo é menor que a empregada para dirigibilidade ótima. Desta forma, o mercado automobilístico possui uma relação de compromisso, onde a rigidez empregada nos veículos varia de K_c a K_d dependendo do tipo de veículo.

Figura 5 - Influência da rigidez da suspensão na dirigibilidade e no conforto.



Fonte: Adaptado de Dixon (1999, p. 125).

Como forma de quantificar o comportamento do veículo, o mesmo pode ser avaliado no domínio do tempo. Neste tipo de análise os resultados de movimento ou aceleração são obtidos em função do tempo. A velocidade em cada componente pode ser obtida pela razão entre a mudança de posição e o passo de tempo. O mesmo procedimento pode ser realizado para obtenção da aceleração em função da velocidade. De forma contrária pela multiplicação do passo de tempo é possível obter velocidade e deslocamento a partir da aceleração (DIXON, 1999).

Com base nos deslocamentos, velocidades e características das molas e amortecedores é possível obter as forças que atuam entre a suspensão e a carroceria do veículo pelas Equações 1 e 2 (DIXON, 1999).

$$F_K = Kz \quad (1)$$

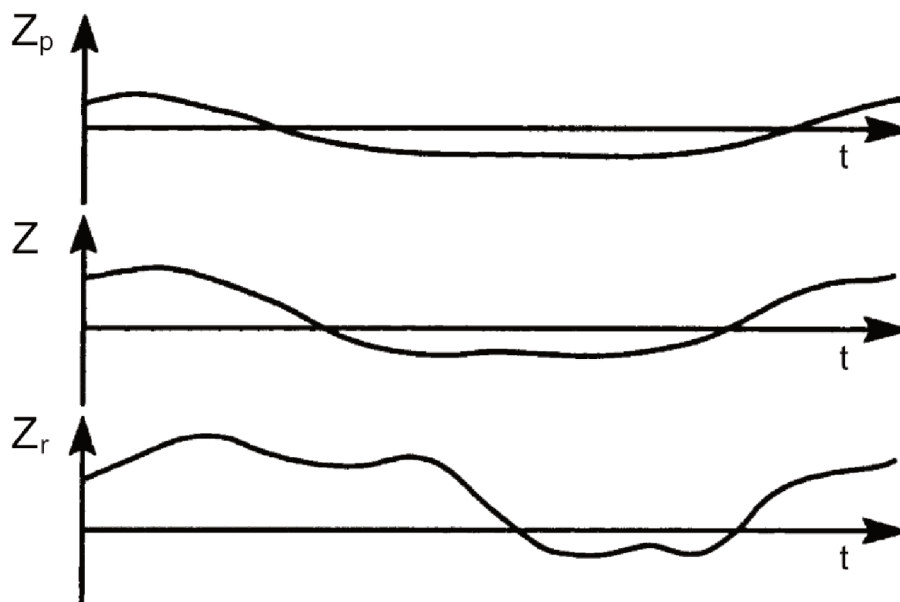
$$F_C = C\dot{z} \quad (2)$$

Nas Equações 1 e 2 o F_K e F_C representam a força exercida pela mola e pelo amortecedor respectivamente, K e C são as constantes da mola e do amortecedor, z é o deslocamento vertical do veículo e \dot{z} é a velocidade vertical do veículo.

Com o sensoriamento do eixo, da carroceria e da aceleração sobre o banco do ocupante é possível obter deslocamentos no domínio do tempo como os

apresentados na Figura 6. Na imagem o Z_p , Z e Z_r representam o deslocamento vertical do ocupante, da carroceria e do eixo respectivamente.

Figura 6 - Posição do ocupante e da carroceria em resposta à posição da rua.



Fonte: Dixon (1999, p. 114).

Os resultados de deslocamento apresentados na Figura 6, exemplificam como o sistema de suspensão e o banco do veículo absorvem parte do deslocamento, tornando o habitáculo mais agradável aos ocupantes.

No caso de avaliações analíticas e computacionais é comum simular a pista como uma senoide para obter resultados de comportamento do veículo. Outra possibilidade para a análise computacional é modelar a entrada como uma oscilação característica obtida por uma análise estatística de vias reais. Os principais resultados obtidos consistem na resposta de aceleração ao passageiro, deflexão do pneu e trabalho da suspensão (DIXON, 1999).

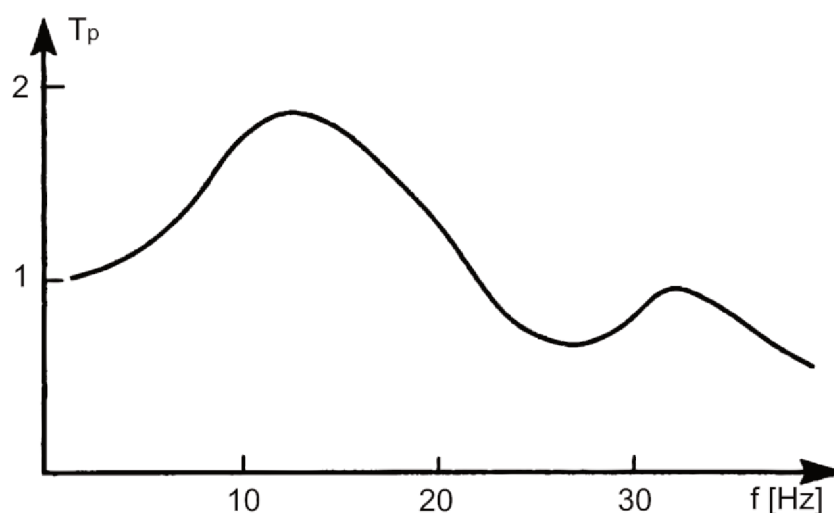
Com base em simulações, Cavalheiro e Avila (2010) apresentam que um veículo sob excitação aleatória responde com maiores amplitudes quando baixos amortecimentos são empregados. Desta forma o amortecimento é um fator importante para a manutenção do conforto dentro do habitáculo do veículo. Os autores apresentam ainda que a variação do coeficiente de rigidez da suspensão não segue um padrão bem definido, apresentando menor influência nos valores médios de amplitude quando comparada ao amortecimento.

Outra forma de quantificar o conforto e dirigibilidade é a avaliação no domínio da frequência, neste caso o comportamento do veículo é considerado em termos da resposta em cada frequência de estímulo (DIXON, 1999).

Para análises lineares simples, o comportamento a uma determinada frequência pode ser obtido analiticamente por senoides. Para modelos mais complexos ou para componentes não lineares os resultados podem ser obtidos por uma combinação de frequências com estímulo senoidal ou para um caso mais geral realizar as captações no espectro de frequências (DIXON, 1999).

A Figura 7 apresenta um exemplo de transmissão de deslocamento da via para o ocupante no domínio da frequência. Neste caso o eixo das abscissas apresenta a frequência, enquanto o eixo das ordenadas apresenta a razão entre a amplitude de deslocamento do ocupante e da via.

Figura 7 - Fator de transmissão hipotético da via para o passageiro.



Fonte: Dixon (1999, p. 117).

Analisando a Figura 7, nota-se que à frequência de 12 Hz o movimento do ocupante foi maior que o próprio movimento da via, enquanto em outros pontos o deslocamento foi amortecido pela suspensão.

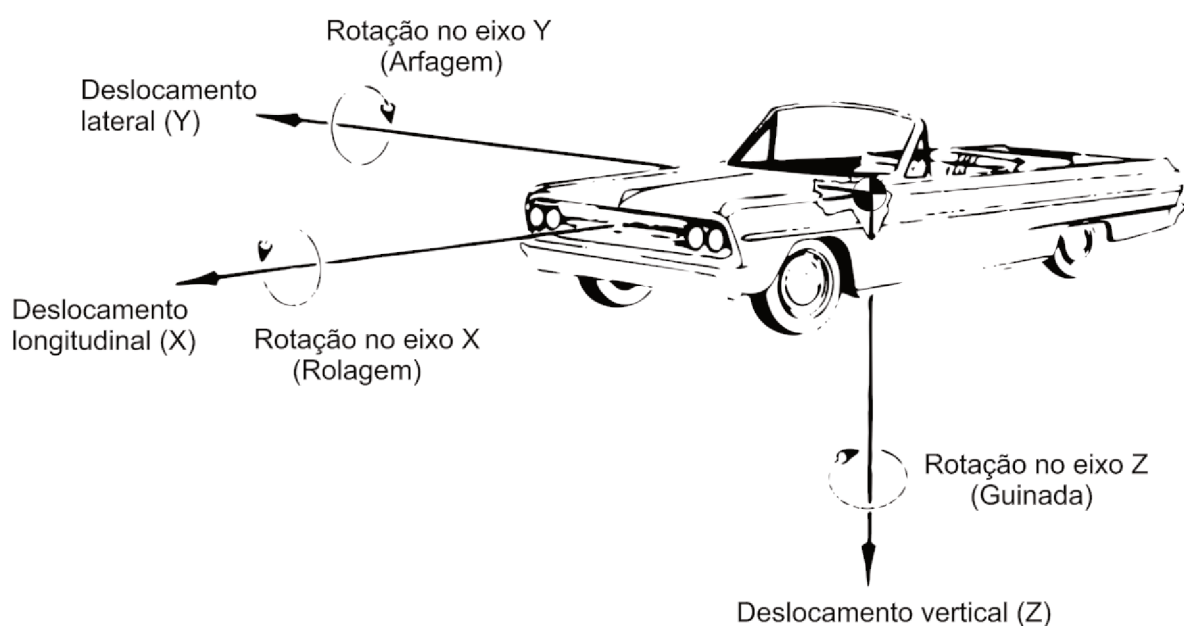
Como já citado as principais forças de atuação no veículo para baixa velocidade são a gravidade e o contato pneu/solo. Visto que as forças gravitacionais agem em um ponto determinado chamado Centro de Gravidade (CG), a próxima subdivisão aborda este aspecto.

2.3. Centro de Gravidade

Segundo Gillespie (1992), o veículo é composto por diversos componentes distribuídos dentro de sua carroceria, porém, para análises simplificadas todos os componentes se movem de forma conjunta. Assim, todas as acelerações podem atuar sobre uma massa concentrada posicionada no CG do veículo. A massa no CG combinada aos momentos de inércia são dinamicamente equivalentes ao veículo como um todo.

Para a adoção de um padrão, a Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE) internacional definiu os eixos de movimentação linear e rotacional como apresentado na Figura 8.

Figura 8 - Sistema de coordenadas do veículo.



Fonte: Adaptado de SAE (1976).

Na Figura 8, o posicionamento dos eixos segue a regra da mão direita com eixo X para frente do veículo e eixo Z positivo apontando para baixo. As rotações apresentadas nos eixos X, Y e Z são respectivamente Rolagem, Arfagem e Guinada.

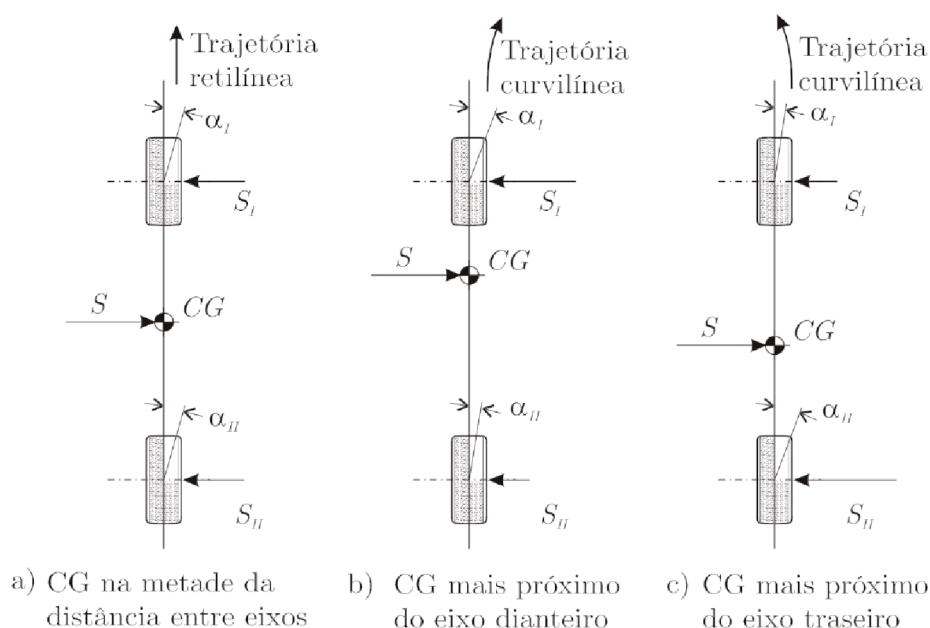
A posição do CG é completamente dependente da carga. Com a ocupação do veículo ou a inserção de bagagem o CG pode variar de posição nas três direções, modificando assim o comportamento do veículo.

A posição longitudinal do CG influencia diretamente na estabilidade do veículo. Segundo Leal et al. (2012) a estabilidade é a propriedade do veículo retornar ao estado inicial de marcha após cessada uma perturbação transitória. As possibilidades de perturbações transitórias que influenciam na dinâmica do veículo são:

- Força inercial em uma curva;
- Inclinação da pista;
- Vento lateral.

Qualquer um destes fatores gera uma força lateral S que tira o veículo da rota. De acordo com o posicionamento do CG a resposta do veículo ao fim desta perturbação será completamente diferente. A Figura 9 apresenta modelos simplificados de veículos com o CG posicionado no centro, dianteira e traseira do veículo.

Figura 9. Modelo simplificado de veículo com uma força lateral perturbadora aplicada no seu centro de gravidade.



Fonte: Leal et al (2012, p. 165).

Conforme apresentado na Figura 9 ao receber uma força lateral o pneu do veículo sofre uma deformação, conhecida como ângulo de deriva. Quando o CG está localizado no centro do veículo o ângulo de deriva é o mesmo em ambos os pneus.

Porém, quando ele está deslocado do centro, uma das rodas recebe maior força lateral e conseqüente maior deformação do pneu.

Conforme apresentam Leal et al (2012), durante curvas a força inercial do veículo tende a empurrá-lo para fora, enquanto as reações no pneu atuam no sentido oposto, mantendo o veículo na pista. Quando o veículo possui CG próximo ao eixo dianteiro, o maior ângulo de deriva neste eixo gira o automóvel no sentido contrário da curva, tendendo a estabilizá-lo. Este comportamento é conhecido como subesterçamento. Para os casos em que o CG fica localizado mais próximo ao eixo traseiro, a maior deformação em curvas ocorre no pneu traseiro. Esta deformação produz um maior giro do veículo no sentido da curva, propiciando um comportamento instável. A este comportamento damos o nome de sobreesterçamento.

Um comportamento semelhante ocorre para as demais perturbações laterais. Desta forma, veículos sobreesterçantes são interessantes somente para carros esportivos, visto que, ao realizar a curva o condutor deve rotacionar o volante no sentido contrário para superar a deriva. Este comportamento permite maiores velocidades durante a realização de curvas. Todavia veículos comuns adotam comportamento subesterçante, pois este é mais lógico a motoristas inexperientes que aumentam o giro do volante a fim de corrigir a deriva do automóvel.

Reimpell et al. (2001) retratam em sua obra, que Centros de Gravidade (CG) mais próximos ao solo são sempre desejáveis. Isto garante menos problemas dinâmicos e mais performance em curvas, acelerações e frenagens. Porém, a construção de veículos com CG posicionados na linha das rodas do veículo possui restrições devido a distribuição de massa por toda a carroceria.

Em seu estudo Penny (2004) apresentou que a altura do CG influencia diretamente na possibilidade de capotamento do veículo. Relacionando esta medida com a bitola do veículo é possível calcular o Fator de estabilidade estático (SSF), o qual exprime uma primeira tendência do veículo ao capotamento.

Este fator é diretamente proporcional a bitola do veículo e inversamente proporcional à sua altura, de forma que valores menores de SSF apresentam uma maior possibilidade de capotamento. Um estudo apresentado por Robertson e Kelley (1988) apresenta que SSF menores que 1,2 apresentaram significativa maior incidência de capotamentos quando comparados a veículos com SSF maiores.

O cálculo da posição do CG pode ser realizado através da montagem por Computer Aided Design (CAD) do veículo com a determinação de características de

densidade, geometria e localização espacial de todos os componentes. Devido à dificuldade na realização desta avaliação, é comum a obtenção da posição do CG de forma experimental através da aferição de massa do veículo. (REIMPELL et al., 2001).

Para algumas avaliações que levem em conta a suspensão, é necessário dividir a massa do sistema que é sustentado pelas molas e amortecedores das massas que se movimentam com o solo. Neste caso, o sistema localizado acima da suspensão é chamado de massa suspensa e compreende toda carroceria, motor e sistema de transmissão. Por outro lado, a massa não suspensa compreende todos os componentes que não se movimentam com a carroceria como por exemplo: pneus, rodas, manga de eixo, freios, amortecedores, molas ou eixos. Caso os componentes sejam fixados parte na roda e parte na carroceria, uma equivalência de distribuição das massas pode ser utilizada. (GILLESPIE, 1992)

Segundo Leal et al. (2012), a altura do CG de massa suspensa é de 20 a 40 milímetros maior que a altura do CG do veículo como corpo rígido.

Com o entendimento dos pontos de atuação das forças no veículo, é possível adentrar nas análises analíticas do mesmo. O item subsequente apresenta o equacionamento e simplificações dos modelos.

2.4. Dinâmica Veicular

Segundo Dixon (1999) a dirigibilidade e conforto do veículo podem ser avaliadas por três movimentos principais:

- Movimento linear vertical;
- Movimento de arfagem;
- Movimentos de rolagem.

Os tópicos a seguir abordam separadamente cada um dos movimentos apresentados.

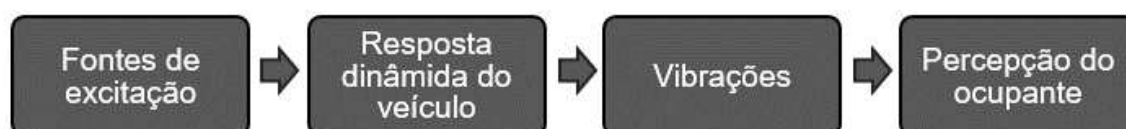
2.4.1. Movimento linear vertical

Segundo Gillespie (1992), a vibração do veículo é transmitida ao ocupante de forma tátil, visual ou audível. As frequências entre 0 e 25 Hz compreendem as

vibrações tácteis e visuais, normalmente denominadas *ride*. Já as frequências entre 25 a 20000 Hz apresentam-se em forma de ruído ao ocupante.

As movimentações que chegam ao ocupante dependem diretamente da resposta apresentada pelo conjunto de molas e amortecedores do veículo. A Figura 10 apresenta o fluxo das vibrações no automóvel.

Figura 10. Sistema dinâmico do *ride*.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p. 126).

As fontes de excitação indicadas na Figura 9 e Figura 10 são provenientes dos estímulos do solo, desbalanceamentos das rodas e pneus, do movimento cíclico do motor e da inércia presente em todo o sistema de transmissão. As excitações provenientes da via variam de acordo com o tipo de construção do pavimento, tornando necessária a avaliação do comportamento do veículo para mais de um tipo de via (GILLESPIE, 1992).

Apesar da complexidade dos sistemas de suspensão, os mesmos podem ser simplificados com massa, rigidez e amortecimentos isolados. Neste caso a massa não-suspensa é separada da massa suspensa. A segunda recebe as excitações das rodas pelas molas e amortecedores que unem ambas as massas (GILLESPIE, 1992).

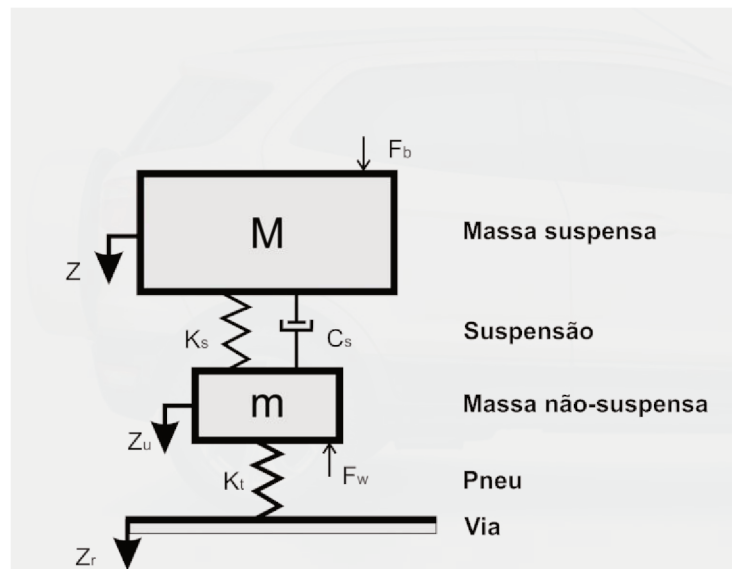
Para Gillespie (1992), o comportamento do veículo é caracterizado pela relação de amplitudes de entrada na pista e saída no ocupante, e a razão entre estas é conhecida como ganho ou transmissibilidade. Para avaliação da transmissibilidade é necessário a construção de um sistema que simbolize a carroceria suspensa por molas e amortecedores conectados a cada roda, o que permite compreender o principal nível de isolamento do automóvel/via e geralmente é representado pelo modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo.

O modelo consiste em massa suspensa conectada à massa não suspensa do veículo por uma mola e um amortecedor. Estes elementos recebem as propriedades de rigidez e amortecimento da suspensão. O pneu é simplificado como um elemento que proporciona somente rigidez ao sistema. Caso um modelo mais detalhado seja

necessário o amortecimento gerado pelas características visco-elásticas do pneu pode ser inserido (GILLESPIE, 1992).

A Figura 11 apresenta o sistema de ¼ de veículo onde: M representa a massa suspensa, m a massa não suspensa, C_s a constante de amortecimento da suspensão, K_s a rigidez da suspensão, K_t a rigidez do pneu, F_w a força provocada na massa não suspensa proveniente de um possível desbalanceamento, F_b a força aplicada à massa suspensa e Z , Z_u e Z_r os deslocamentos da massa suspensa, não suspensa e solo respectivamente.

Figura 11 - Modelo de ¼ de veículo.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p. 147).

Com base na Figura 11 pode-se estabelecer uma rigidez equivalente da configuração em série da rigidez da suspensão e da pneu. Esta rigidez equivalente é chamada *ride rate*. O *ride rate* (RR) é obtido por:

$$RR = \frac{K_s K_t}{K_s + K_t} \quad (3)$$

Singiresu (2008) apresenta que um sistema excitado por uma força aproximadamente senoidal possui amplitude calculada pela Equação 4:

$$Z = \frac{\delta_{\text{est}}}{\left(\frac{f}{f_n}\right)^2 - 1} \quad (4)$$

Onde δ_{est} representa o deslocamento estático, f a frequência de excitação, f_n a frequência natural do sistema e Z a amplitude de deslocamento.

Avaliando a Equação 4 observa-se que quando o sistema é excitado na sua frequência natural, apresenta deslocamento tendendo ao infinito. Esta condição é conhecida como ressonância é geralmente indesejável no caso de construções mecânicas.

Desconsiderando o amortecimento, é possível obter a frequência natural de oscilação do veículo f_n pela Equação 5 (GILLESPIE, 1992):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad (5)$$

Na Equação 5, M é a massa suspensa do veículo e RR o *ride rate*. Segundo Dixon (1999), valores convencionais para a frequência natural da suspensão dos veículos se apresentam em torno de 1,5 Hz para veículos de passageiros e 2 a 2,5 Hz para veículos esportivos. Este valor pode ser ainda maior para veículos de competição, nestes casos a frequência natural pode atingir valores de 5 a 6 Hz.

Para restringir a amplitude de deslocamento ao passar por uma região de ressonância, torna-se necessário a aplicação de amortecimento. (SINGIRESU, 2008). Gillespie (1992) apresenta que ao considerar o amortecimento, a ressonância ocorre na frequência natural amortecida, esta frequência pode ser obtida pela Equação 6:

$$f_d = f_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (6)$$

Na Equação 6 ζ é a razão de amortecimento e pode ser calculado pela Equação 7:

$$\zeta = \frac{C_s}{\sqrt{4RRM}} \quad (7)$$

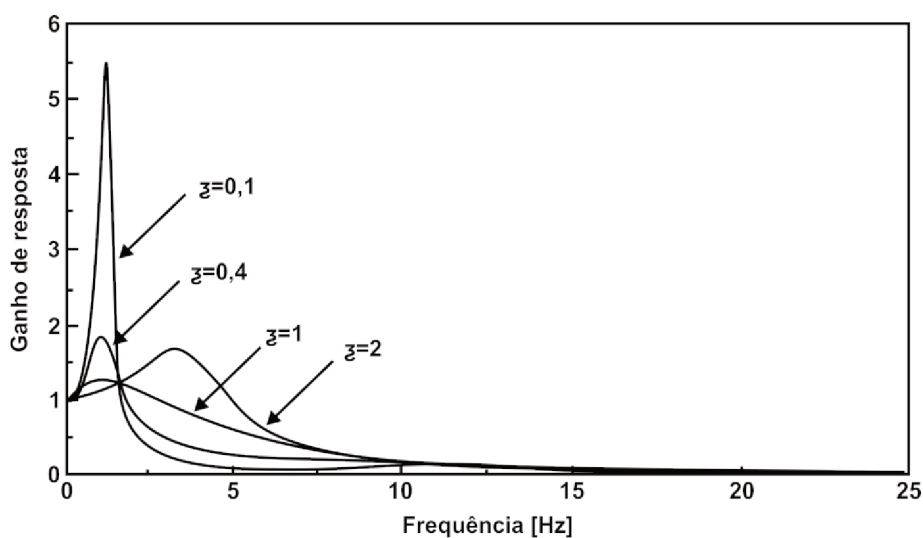
Na Equação 7 C_s representa o coeficiente de amortecimento da suspensão.

Como apresentado por Singiresu (2008), ao aplicar amortecimento ao sistema o deslocamento passa a ser obtido pela Equação 8.

$$X = \frac{\delta_{est}}{\left(1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta\left(\frac{f}{f_n}\right)\right)^2} \quad (8)$$

Avaliando a Equação 8 para a frequência natural não amortecida, a razão de amortecimento é significativa no cálculo, sendo que quando diferente de zero faz com que a amplitude não tenda ao infinito. Quanto maior o valor da razão de amortecimento, menor será a amplitude máxima obtida. A Figura 12 compara os valores de ganho de amplitude da massa suspensa em relação ao solo para algumas razões de amortecimento.

Figura 12 - Efeito do amortecimento na suspensão.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p. 156).

Segundo Dixon (1999), os coeficientes de amortecimento para melhor conforto encontram-se na faixa de 0,2, enquanto para melhor dirigibilidade este valor pode chegar até 0,8. Na prática são adotados valores entre 0,2 e 0,4. Gillespie (1992) explica ainda que valores de razão de amortecimento de 1 não são empregados. Isto ocorre pois, apesar de isolar bem o movimento da massa existem penalidades nas

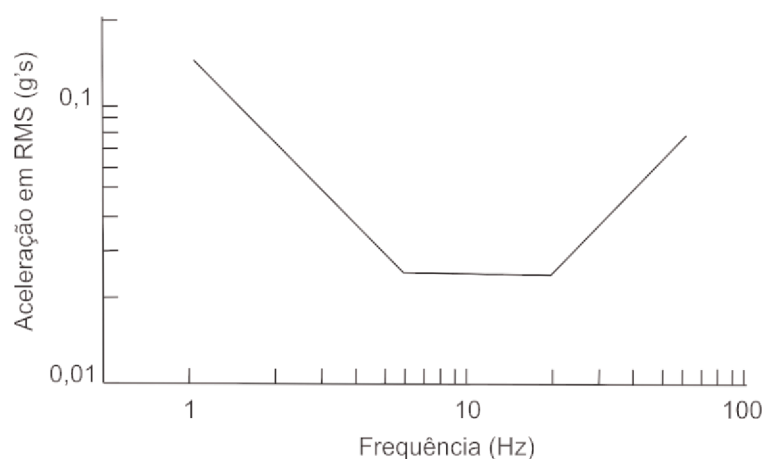
isolações de altas frequências. Valores de razão de amortecimento maiores que a unidade também não são indicados, pois tornam a suspensão muito rígida e o movimento dos pneus acaba gerando ressonâncias a cerca de 3 Hz.

Stumps (2013) apresenta que ao aumentar o amortecimento de um sistema sob excitação forçada aleatória, a amplitude de aceleração diminui em toda a faixa de frequência. Este comportamento é diferente à resposta à vibração livre apresentada na Figura 12 onde maiores amortecimentos apresentam maiores amplitudes fora da frequência natural.

Koizume et al. (2011) identificou quais os parâmetros mais sensíveis aos ocupantes dos veículos através de avaliações subjetivas combinadas com a medida das frequências, amplitudes e inclinações de excitação da bancada de testes. Os resultados apontam que frequências próximas a 3,5 Hz e amplitudes mais altas influenciam significativamente na qualidade do conforto dos ocupantes. Através de seu estudo é possível compreender ainda que os avaliadores notaram variações de amplitude de $0,5 \text{ m/s}^2$ e $0,5 \text{ Hz}$.

Gillespie (1992) apresenta em sua obra que frequências entre 4 e 8 Hz devem ser minimizadas, pois compreendem a faixa de ressonância do abdômen humano, podendo assim provocar desconforto e mal estar ao ocupante. O mesmo ocorre para frequências próximas a 10Hz, onde encontra-se a frequência natural do crânio. O autor apresenta ainda limites de amplitude de aceleração recomendados pela SAE como apresenta a Figura 13.

Figura 13 – Limites toleráveis de vibração vertical para o corpo humano.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p. 183)

Avaliando a Figura 13, fica evidente que nas regiões próximas a 10 Hz a amplitude de aceleração é mais restrita, enquanto amplitudes próximas a 2 Hz permitem amplitudes mais elevadas. Desta forma a região de ressonância da suspensão fica próxima a este último valor.

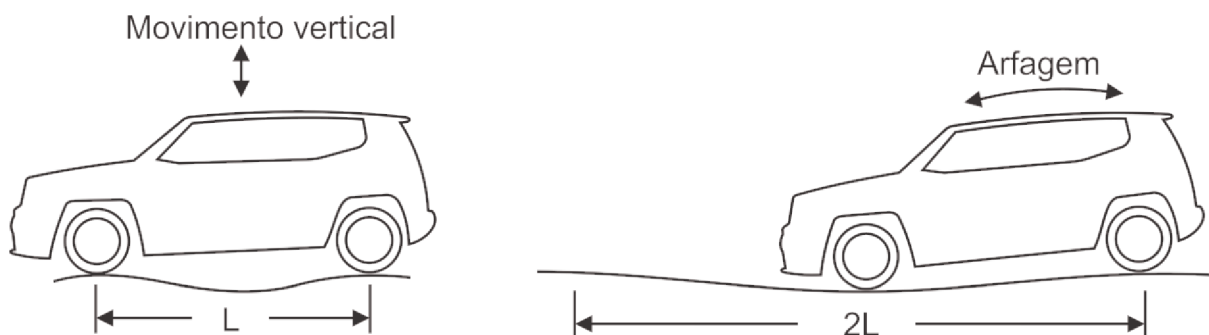
2.4.2. Movimento de arfagem

O mecanismo simplificado de $\frac{1}{4}$ de veículo possui algumas limitações devido a distância longitudinal entre os eixos. O diferente tempo em que ocorrem as excitações dos eixos dianteiro e traseiro faz com que o veículo apresente movimentos de rotação entorno do eixo Y. Este movimento é conhecido como modo de vibração de arfagem. (GILLESPIE, 1992).

Ao percorrer uma via o eixo traseiro do veículo recebe a mesma excitação apresentada pelo eixo dianteiro, porém, com um atraso que depende da velocidade do veículo e da distância entre eixos.

Considerando vias com irregularidades completamente senoidais de comprimento fixo é possível compreender como ocorrem os movimentos lineares em Z e os movimentos de arfagem. Na Figura 14, comprimentos de onda de tamanho similar à distância entre eixos geram apenas acelerações lineares em Z. Quando o comprimento da onda é o dobro da distância entre eixos o veículo apresenta um movimento de arfagem puro.

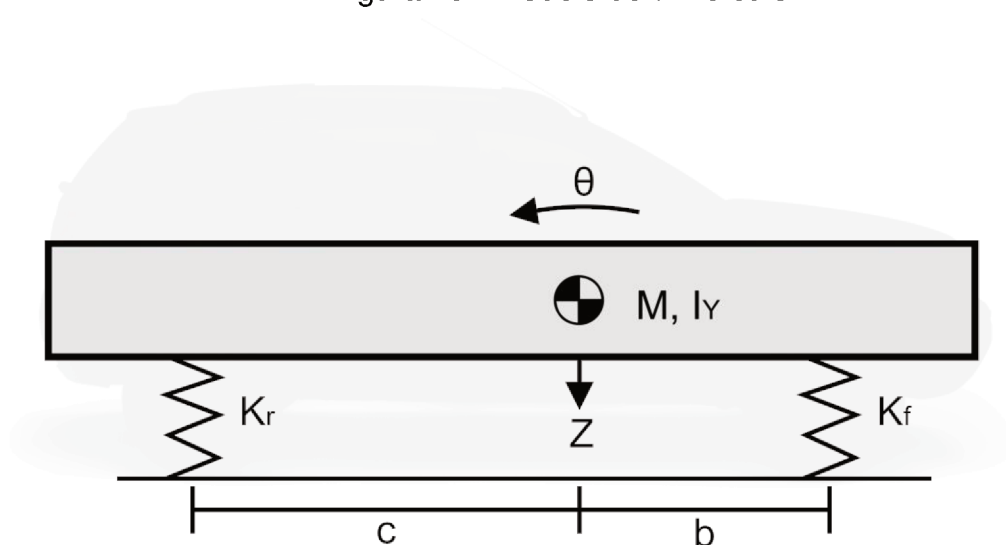
Figura 14 - Resposta do veículo ao comprimento de onda da via.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p. 169).

O ajuste entre os movimentos lineares e rotacionais influenciam diretamente no conforto do ocupante. Os ajustes são realizados pela posição do CG e rigidez da suspensão. A Figura 15 apresenta o veículo modelado como uma viga de momento de Inércia I_y e massa suspensa M . A rigidez da suspensão foi unida a rigidez do pneu nas constantes K_f para dianteira e K_r para traseira. As distâncias b e c representam a distância do CG ao eixo dianteiro e traseiro respectivamente.

Figura 15 - Modelo de $\frac{1}{2}$ veículo.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992, p. 172).

Para facilitar o equacionamento a partir da Figura 15, é preciso atribuir as variáveis apresentadas nas Equações 9, 10 e 11:

$$\alpha = (K_f + K_r) / M \quad (9)$$

$$\beta = (K_r c - K_f b) / M \quad (10)$$

$$\gamma = (K_f b^2 + K_r c^2) / I_y \quad (11)$$

Assim, as relações para o movimento linear e rotacional podem ser escritas pelas Equações 12 e 13:

$$\ddot{Z} + \alpha Z + \beta \theta = 0 \quad (12)$$

$$\ddot{\theta} + \beta Z \frac{M}{I_y} + \gamma \theta = 0 \quad (13)$$

Comparando as Equações 12 e 13 é possível compreender que o termo β aparece em ambas as equações, tornando-as acopladas. Quando $\beta=0$ os movimentos ocorrem de forma desacoplada, isto acontece quando a Equação 14 é satisfeita:

$$K_r c = K_d b \quad (14)$$

Um movimento semelhante é obtido durante a aceleração e frenagem do veículo. Esta movimentação de rotação entorno do eixo Y é ocasionada pela transferência de carga entre o eixo dianteiro e traseiro. Este fato é proporcionado pela inércia do centro de gravidade do veículo. A maior carga apresentada em um dos eixos faz com que a mola seja comprimida e o veículo apresente uma inclinação em relação ao solo, porém, este tipo de movimentação não deve ser confundido como um modo de vibração. Gillespie (1992) afirma que a transferência de carga dianteira/traseira é dada pela Equação 15:

$$W_d = \frac{hM}{L} A_x \quad (15)$$

Na Equação 15, h representa a altura do CG, M a massa do veículo, L a distância entre eixos e A_x a aceleração. Assim fica evidente que veículos com maior altura do CG apresentam maior transferência de carga entre os eixos. O mesmo ocorre para veículos que possuem menor distância entre eixos ou maior massa. Porém a minimização da arfagem pode porém ser controlada pela rigidez da suspensão do veículo.

2.4.3. Movimento de rolagem

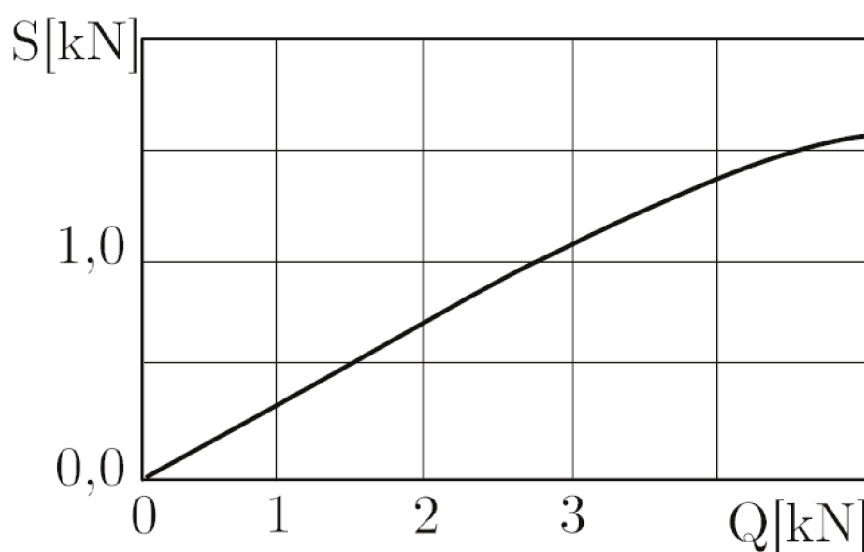
Segundo Gillespie (1992), quando o veículo é submetido a curvas a carga é transferida na direção lateral. Leal et al. (2012) apontam que a transferência é ocasionada pela ação da aceleração centrípeta no CG do veículo.

Com o aumento da carga vertical sobre a suspensão externa, as molas são comprimidas e o veículo apresenta um movimento rotacional em torno de X. Além do desconforto gerado ao ocupante pela aceleração de rolagem da carroceria, este movimento diminui a capacidade de absorção de forças laterais do veículo. Isso é

explicado pela não linearidade entre a carga radial sobre o pneu e a carga lateral suportada pelo mesmo (LEAL et al, 2012).

Ou seja, um pneu sob uma carga radial Q , ao sofrer uma transferência de carga Q_t sofrerá também uma mudança na sua carga transversal S . Porém, o acréscimo de S na roda externa será menor que a perda de S na roda interna como pode ser verificado na Figura 16.

Figura 16 - Diagrama de comportamento do pneu.



Fonte: Adaptado de Leal, et al. (2012, p. 25).

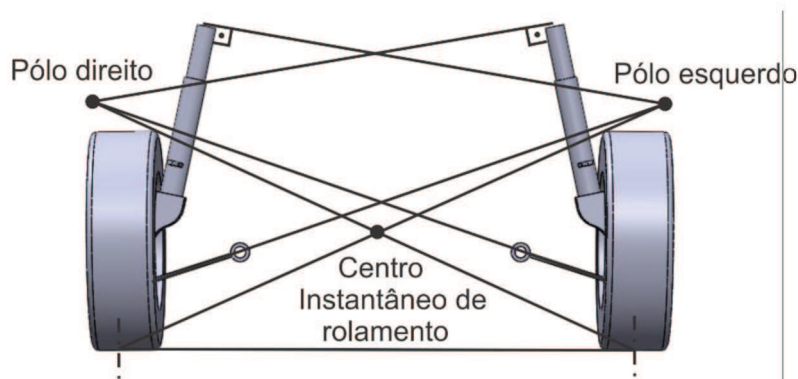
Desta forma, ao realizar uma curva a carga radial total que pode ser absorvida pelo veículo diminui, possibilitando que ocorra a derrapagem do mesmo.

Ao sofrer uma perturbação lateral, o veículo começa a girar sobre o centro instantâneo de rolamento. Trata-se de um ponto no qual a carroceria sofre somente translações e, portanto, permite realizar uma análise desacoplada de momentos e forças (LEAL et al, 2012).

Para determinar o centro de rolamento de uma suspensão independente do tipo McPhearson, os braços inferiores devem ser estendidos por linhas, enquanto na torre do amortecedor é traçada uma linha perpendicular ao movimento, partindo da conexão suspensão/carroceria. Ao ponto de união destas linhas é dado o nome de pólo. O mesmo procedimento deve ser realizado em ambos os lados da suspensão. Após, é necessário traçar linhas que unam os polos ao respectivo plano médio do

pneu. Assim no ponto que estas linhas se cruzarem ocorre o centro instantâneo de rolamento. A Figura 17 exemplifica o apresentado.

Figura 17 - Definição do centro instantâneo de rolamento para suspensão McPherson.

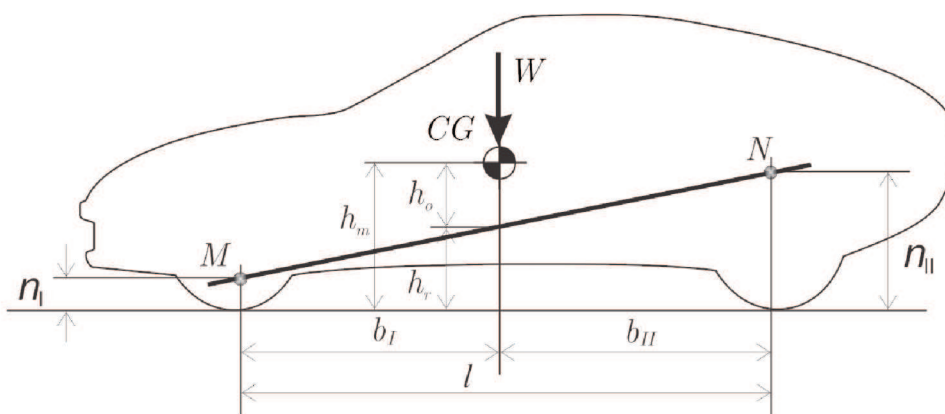


Fonte: Autor (2017).

O centro de rolagem depende diretamente do tipo do mecanismo que define a suspensão. As determinações para o centro de rolamento instantâneo de outros tipos de suspensão podem ser verificadas em Leal et al. (2012).

Como é comum o uso de suspensões diferentes entre a dianteira e a traseira, o centro instantâneo de rolamento destes dois pontos costuma ser diferente. Assim é possível definir um eixo de rolamento que liga os centros de rolamento de ambas as suspensões. A Figura 18 apresenta o eixo de rolamento do veículo.

Figura 18 - Eixo de rolamento.



Fonte: Leal et al. (2012, p. 221).

Na Figura 18, n_I e n_{II} representam as alturas do centro instantâneo de rolagem dianteiro e traseiro respectivamente, b_I e b_{II} as distâncias respectivas do CG de massa suspensa ao eixo dianteiro e traseiro, l a distância entre eixos, h_r a altura do eixo de rolagem na posição do CG e h_m a altura do CG de massa suspensa.

Um dado importante para a análise do rolamento é a distância entre o a altura do CG das massas suspensas e o eixo de rolagem, apresentado como h_o na Figura 18. Este valor sempre deve ser minimizado para evitar a rolagem da carroceria. Com o deslocamento do veículo e mudança da posição da suspensão, o eixo de rolamento vai sendo alterado e percorre uma região na qual o veículo sofrerá rolagem.

Segundo Leal et al. (2012), é indicado que não haja grande diferença entre as alturas n_I e n_{II} . Além disto, maiores alturas do eixo de rolagem geram menor deslocamento da carroceria e conseqüente aumento de conforto. No entanto em suspensões independentes o centro de rolamento não pode ser demasiadamente alto, por proporcionar variações na bitola do veículo.

Visto que este trabalho utiliza os aspectos até aqui apresentados para avaliar dois tipos de carrocerias diferentes, cabe ao próximo tópico apresentar as classificações importantes a este trabalho.

2.5. Classificação dos veículos

Segundo Jazar (2008), os veículos podem ser classificados quanto seu tamanho por meio da distância entre eixos e de acordo com seu peso sem carga. Porém no mercado é comum classificá-los quanto à capacidade de carga e número de passageiros.

Os utilitários esportivos são caracterizados pela elevada altura do solo, a qual garante capacidade fora de estrada a este tipo de veículo. Utilitários esportivos são projetados para alocar 10 pessoas ou menos. Segundo Ganzarolli (2012) este tipo de configuração pode apresentar maior instabilidade devido às maiores alturas de CG.

Conforme Jazar (2008), os veículos classificados como hatches possuem uma porta traseira que inclui o vidro, permitindo o acesso ao interior do veículo. Assim, não são separados os compartimentos de pessoas e de cargas. Por efeito deste acesso extra, os hatches de 2 e 4 portas são comumente chamados de 3 e 5 portas respectivamente.

Os automóveis classificados como sedans possuem 4 portas e porta-malas convencional, sem acesso ao habitáculo do veículo. Esta configuração confere ao sedan um maior espaço para bagagens quando comparado ao hatch. A classificação de médios designa que os veículos possuem uma distância entre eixos de 2,5 a 2,8 metros. (JAZAR, 2008)

A subdivisão adjacente apresenta as pesquisas que vem sendo realizadas nesta área. Os estudos descritos servem de base para construção da metodologia do presente estudo.

2.6. Pesquisas similares

Os principais estudos que compreendem a captação de acelerações em veículos visam a análise das vias na qual o veículo é conduzido. Dentre estes estudos destaca-se o elaborado por Blum (2015). O autor avaliou desníveis básicos como lombadas e degraus de pontes a fim de prever o deslocamento da massa não suspensa a partir do movimento da massa suspensa. O trabalho consistiu em elaborar um aplicativo de celular que fosse capaz de estimar os parâmetros do veículo e avaliar a qualidade das vias a partir que qualquer smartphone e qualquer automóvel.

Algumas instrumentações de veículos foram realizadas com finalidade de avaliação dinâmica, como por Ganzarolli (2012). Em seu estudo, o autor combinou a captação de dados de várias vias com simulações em software de multicorpos para determinar as melhores condições de conforto à um protótipo.

A captação de acelerações lineares nos três eixos cartesianos, assim como as respectivas rotações foram realizadas por Abdullah et al. (2015) para um veículo popular na Malásia. Os resultados foram apresentados apenas para identificação das acelerações apresentadas no veículo, não sendo comparadas com nenhum modelo analítico.

As avaliações que compreendem o estudo de utilitários esportivos ficam restritos a análise de capotamento dos mesmos. Tais estudos são baseados nos altos índices deste tipo de acidentes (PENNY, 2004). A fim de investigar a região transiente do capotamento Travis (2005) realizou testes com miniaturas de veículos, comprovando o efeito da altura do CG no capotamento.

Dahmer (2016) apresenta uma comparação mais apurada entre utilitários esportivos e sedans médios com o uso de um modelo analítico de três graus de

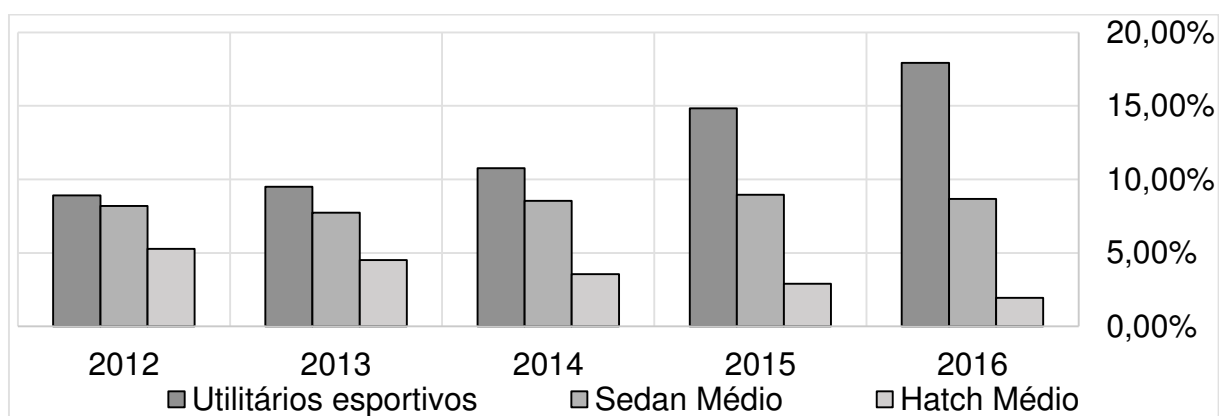
liberdade. Em seu estudo o autor constata que o utilitário esportivo apresentou maior instabilidade na manobra simulada, obtendo maiores valores de rolamento e velocidade de rolagem.

Estudos que comparem o comportamento dinâmico de utilitários esportivos e outros tipos de carroceria são escassos com a metodologia quantitativa. O confronto entre utilitários esportivos e veículos de menor porte foi elaborado por Grande (2015) em uma revista especializada. As análises foram realizadas de forma subjetiva, com base em veículos de três diferentes marcas. Os resultados finais apontaram que os sedans médios possuem um melhor custo-benefício. Ambos os tipos de carroceria são vendidos pela mesma faixa de preço, porém os sedans médios possuem menor custo de manutenção, melhor comportamento dinâmico e maior segurança. Por outro lado, os utilitários esportivos apresentaram destaque quanto o espaço e conforto.

Comparações dinâmicas quantitativas foram realizadas por Fontana (2016). O autor comparou as versões 4x2 e 4x4 de mesmo veículo. Devido as modificações realizadas na suspensão para a capacidade de tração integral, a versão 4x4 apresentou comportamento instável em frenagens. Para identificação das causas de instabilidade foram realizadas simulações no programaDAMS e testes práticos com ambos os veículos.

Com base nos dados disponibilizados pela FENABRAVE (2017), é possível verificar o crescimento de vendas de utilitários esportivos e a diminuição significativa da venda de hatches médios enquanto sedans médios se mantem em um mesmo nível de vendas. A Figura 19 representa este comportamento.

Figura 19 - Participação de vendas de utilitários esportivos e veículos médios.



Fonte: Adaptado de FENABRAVE (2016).

O comportamento apresentado na Figura 17 pode estar associado ao fato de que hatches médios e utilitários esportivos atendem o mesmo público, o qual procura um veículo jovial e esportivo sem abrir mão do conforto. Por outro lado, os sedans médios atendem outro tipo de público, não perdendo espaço nos últimos anos. Desta forma fica clara a necessidade de uma melhor avaliação quanto as mudanças entre os utilitários esportivos e hatches médios.

3. METODOLOGIA

Este trabalho está baseado em uma avaliação experimental de comparação entre um veículo de categoria média e um utilitário esportivo de mesma faixa de preço. Devido as diferenças físicas entre os dois modelos é esperado que apresentem comportamento diferenciado quanto a dirigibilidade, estabilidade e conforto.

Com base na revisão apresentada, é possível identificar os parâmetros principais para a definição do comportamento do veículo, como:

- Posição do CG;
- Massa do veículo;
- Constantes de rigidez das molas;
- Frequência natural da suspensão;
- Razões de amortecimento.

Estes parâmetros permitem quantificar diferenças e apontar explicações para o comportamento do veículo.

Como analisado anteriormente, devido a migração dos consumidores de hatches médios para utilitários esportivos, a comparação adequada seria entre estas duas categorias. Porém, devido a diminuição da procura por hatches médios o acesso a este tipo de veículo ficou dificultado para realização do trabalho. Assim, um sedan médio foi escolhido, visto que este compartilha com o hatch a mesma plataforma, sistema de tração e suspensão. Segundo o manual do proprietário as diferenças entre os modelos encontram-se na massa total e comprimento que aumentam respectivamente 21 Kg e 222 mm para versão sedan.

Para obter valores reais de rigidez, amortecimento, massa e dados dinâmicos foram utilizados um sedan médio e um utilitário esportivo da mesma marca. Ambos os veículos apresentaram quilometragem abaixo de 12.000 Km o que assegura a preservação da suspensão e conseqüentemente das características dos automóveis. Os veículos sob avaliação possuíam motores 2.0 com transmissão automática. Com

base nestes carros os parâmetros estáticos e dinâmicos puderam ser obtidos experimentalmente.

A fim de mensurar os movimentos da carroceria, um acelerômetro foi acoplado aos veículos para medir as acelerações lineares verticais e rotacionais em torno de x e y. Os dados foram obtidos no domínio do tempo para condições que permitem avaliar deslocamentos de arfagem e rolagem. Para avaliação da translação vertical, os dados foram interpretados no domínio do tempo e da frequência.

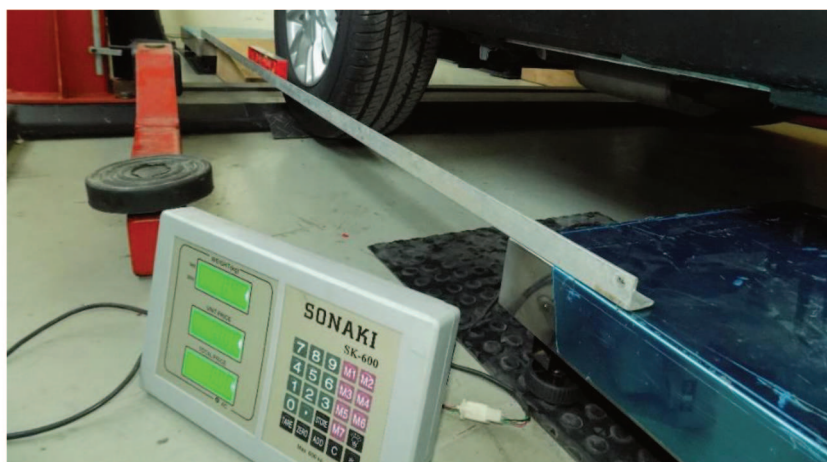
3.1. Determinação da massa do veículo e posição do CG.

Para avaliação da massa, os veículos foram pesados por 4 balanças da marca SONAKI, modelo SK-600 que permitem uma carga máxima de 600 Kg com resolução de 100 g. As mesmas foram inseridas sob cada uma das rodas dos veículos.

Para avaliação, ambos os automóveis foram deixados em ordem de marcha, que corresponde a todos os reservatórios de fluídos cheios incluindo o tanque de combustível. O estado de ordem de marcha compreende ainda o pneu sobressalente e ferramentas necessárias para sua troca. Os ensaios foram realizados sem ocupantes no veículo.

Verificando que ao elevar o veículo a suspensão sofre um deslocamento lateral que pode comprometer os valores de massa, os automóveis em análise foram colocados com auxílio de rampas sobre as balanças. Foi necessário garantir ainda, que o veículo estava completamente na horizontal, para evitar a decomposição da aceleração gravitacional em um sentido que não poderia ser captado pela balança. Para assegurar a horizontalidade dos instrumentos um nível de bolha foi utilizado para nivelá-las. A Figura 20 apresenta os procedimentos para aferição da massa.

Figura 20 - Procedimentos para aferição da massa do veículo.

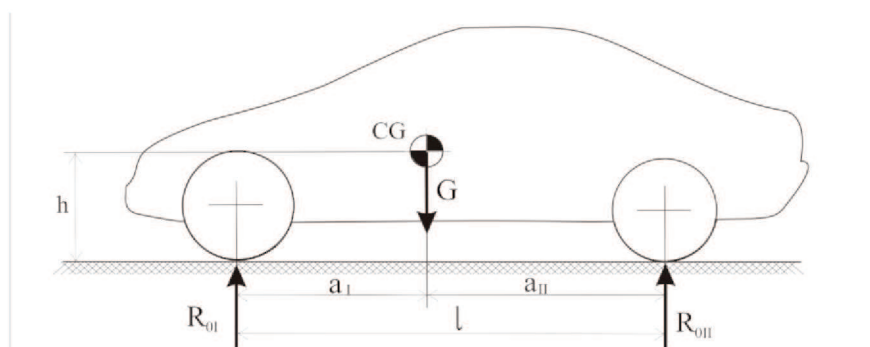


Fonte: Autor (2017).

Os procedimentos descritos e ilustrados na Figura 20 garantiram o posicionamento normal de tráfego da suspensão, evitando que sejam inseridas componentes de força que não fazem parte do peso do veículo. A massa total do veículo é então constituída pela soma das massas apresentadas em todas as balanças.

Para a determinação do CG longitudinal, foram utilizadas as somas das massas das rodas dianteiras e traseiras. Através do somatório de momentos em cada um dos eixos obteve-se a distância do CG longitudinal (LEAL et al., 2012). A Figura 21 ilustra a posição do CG, onde R_{0I} e R_{0II} são as reações no eixo dianteiro e traseiro respectivamente, G é a massa concentrada no CG, l é o comprimento entre eixos e a_I e a_{II} são as distancias entre o CG e o eixo dianteiro e traseiro respectivamente.

Figura 21 - Posição longitudinal do CG.



Fonte: Leal et al. (2012, p. 70).

Com base na Figura 21, verifica-se que a massa total do veículo concentrado no CG é obtida pelo somatório das reações apresentadas em cada um dos eixos. Realizando o somatório de momentos em cada uma das rodas se obtém as Equações 16 e 17 que permitem calcular as distâncias a_I e a_{II} (LEAL et al. 2012).

$$a_I = \frac{R_{0II}}{R_{0II} + R_{0I}} l \quad (16)$$

$$a_{II} = \frac{R_{0I}}{R_{0II} + R_{0I}} l \quad (17)$$

Para o cálculo da posição transversal do CG este procedimento foi repetido, porém levando em conta as massas obtidas em cada uma das rodas e as bitolas do eixo traseiro e dianteiro. (REIMPELL et al., 2001).

Para o cálculo da altura do CG o veículo deve ter um dos seus eixos elevados de forma a ser inclinado em um ângulo ϕ . Segundo a International Organization for Standardization (ISO, 1977) o ângulo α deve-se apresentar entre 15° e 25° para o cálculo do CG de veículos.

A fim de possibilitar esta elevação, o veículo teve suas rodas traseiras fixadas à uma plataforma elevatória, enquanto as rodas dianteiras permaneceram sobre as balanças. O eixo traseiro foi elevado a 900 mm do solo, considerando a distância entre a parte inferior do pneu e o solo. A Figura 22 ilustra a elevação do veículo.

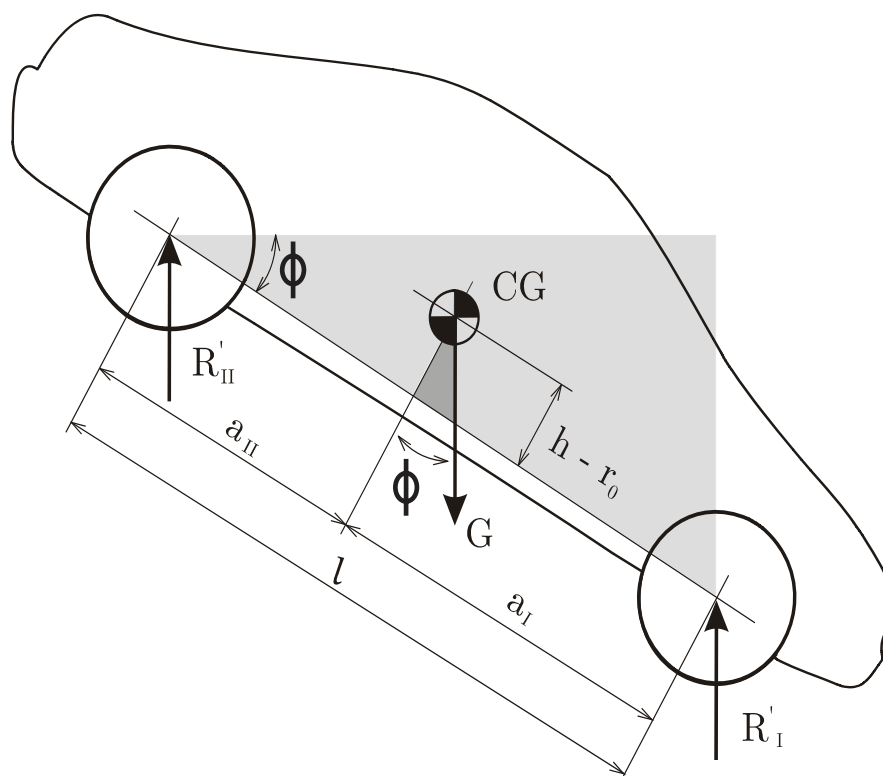
Figura 22 - Elevação do veículo para o cálculo do CG.



Fonte: Autor (2017).

A Figura 23 apresenta o procedimento para o cálculo apresentado por Leal et al (2012). As variáveis R'_I e R'_{II} são as reações no eixo dianteiro e traseiro com o carro inclinado, h é a altura do CG e r_0 é o raio externo do pneu do veículo.

Figura 23 - Posição vertical do CG.



Fonte: Adaptado de Leal et al. (2012, p. 71).

Com base na Figura 23 é possível realizar somatório de momentos em torno do eixo traseiro, obtendo assim a Equação 18.

$$h = \left[\frac{l}{R'_{0II} + R'_{0I}} \cot(\phi) (R'_{0II} - R'_{0I}) \right] + r_0 \quad (18)$$

Para evitar imprecisões dos valores mensurados para o cálculo do CG, foram seguidas as indicações dadas por Reimpell et al (2001). Nesta obra os autores destacam que ao pesar o veículo:

- O freio precisa estar liberado e o câmbio em posição neutra. Assim, a roda que foi elevada foi fixada por cintas para evitar o desprendimento do veículo.
- As rodas precisam encontrar-se no centro da plataforma;
- O veículo precisa estar em condições de rodar (tanque e demais reservatórios de fluídos cheios, estepe e ferramentas nos locais adequados;

O autor indica ainda travar a suspensão para evitar possíveis transferências de carga, porém, testes preliminares demonstraram que para os ângulos de elevação utilizados, a compressão da suspensão dianteira pode ser ignorada.

Com os dados de altura do CG e bitola do veículo foi possível calcular o SSF que exprime a sensibilidade do veículo a capotamento através da Equação 19 apresentada por Penny (2004):

$$\text{SSF} = \frac{t}{2h} \quad (19)$$

Para obtenção da altura do CG da massa suspensa h_m , foram estimados os as massas não-suspensas no eixo dianteiro e traseiro a partir de aproximações apresentadas por Reimpell et al, (2001). Segundo os autores para um veículo de tração dianteira as massas não suspensas da dianteira e traseira podem ser estimadas pelas equações 19 e 20 respectivamente.

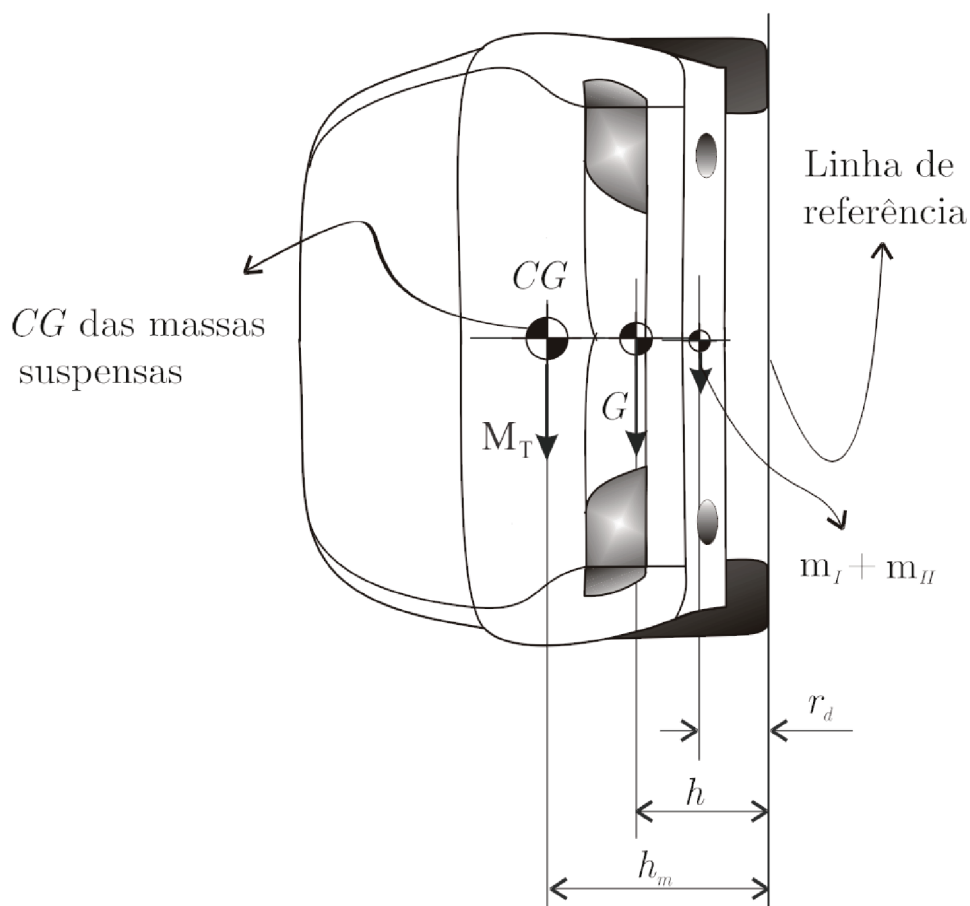
$$m_I = \frac{0,12 \cdot R_{0I}}{1,12} \quad (19)$$

$$m_{II} = \frac{0,13 \cdot R_{0II}}{1,13} \quad (20)$$

A massa total do veículo G , altura do CG do veículo como corpo rígido h e raio externo do pneu r_d já eram conhecidos de procedimentos anteriores. Com estes valores é possível obter a altura do CG de massa suspensa baseando-se no equacionamento apresentado por Leal et al. (2012). O procedimento de análise é

apresentado na Figura 24, levando em conta que a massa suspensa M_T , pode ser obtida da subtração da massa não suspensa da massa total.

Figura 24 - Posicionamento do veículo para determinação da altura do CG de massa suspensa.



Fonte: Leal et al. (2012, p. 217).

Através do somatório de momentos com base na Figura 24, resulta a altura do CG de massa suspensa como:

$$h_m = \frac{Gh - (m_I + m_{II})r_d}{M_T} \quad (19)$$

Na Equação 19, G representa a massa total do veículo, h a altura do CG de corpo rígido, M_T a massa suspensa total, r_d o raio dinâmico e m_I e m_{II} as massas não suspensas do eixo dianteiro e traseiro respectivamente.

3.2. Determinação das constantes de rigidez

Segundo Singiresu (2008), a mola apresenta um comportamento linear entre deslocamento e força, sendo que, a constante que determina a inclinação desta reta é a própria constante de rigidez K. Porém, próximo aos pontos de máxima compressão e expansão a mola pode apresentar um comportamento não linear.

Para as avaliações deste estudo, foi adotado o modelo simplificado de um quarto de veículo. Neste modelo a rigidez da suspensão como um todo foi simplificada em uma mola linear equivalente, o amortecimento foi considerado em um elemento único e toda a massa medida em uma roda é acoplada ao solo por estes dois elementos. Neste modelo a rigidez equivalente compõem o RR.

Para a obtenção experimental do RR, partiu-se da forma diferencial da força da mola apresentada na Equação 1. Com a derivação obteve-se a Equação (20) e através da integração definida e manipulação obteve-se a Equação 21, onde é possível verificar que conhecendo as massas e deslocamentos em dois pontos é possível obter a constante de rigidez.

$$-K = \frac{dF}{dz} \quad (20)$$

$$K = \frac{g(m_1 - m_2)}{z_2 - z_1} \quad (21)$$

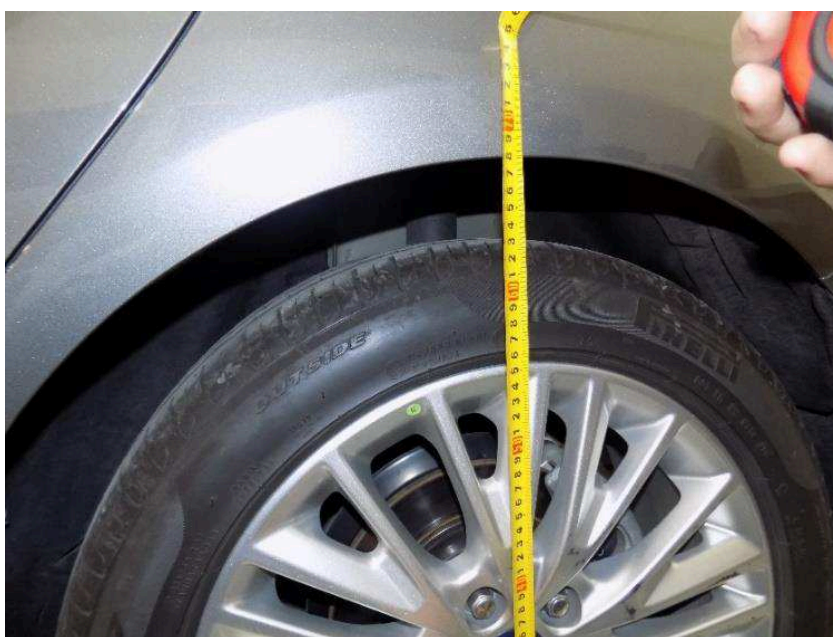
Para obtenção destes valores de forma prática, o veículo foi elevado pela carroceria, permitindo a expansão total da suspensão. Neste ponto a distância entre a parte inferior do pneu e o para-lama foi medida com auxílio de uma trena com resolução de 1 mm. Para identificar a região linear da suspensão o veículo foi abaixado pouco a pouco sobre as balanças e a distância entre a balança e o para-lama foi aferida após cada deslocamento.

A massa também foi captada a cada deslocamento do elevador automotivo, identificado quanta carga era transferida para o solo através da suspensão. Relacionando os dados de deslocamento e força a região linear pôde ser verificada, visto que a inclinação desta região corresponde à rigidez do conjunto mola e pneu, a constante elástica pôde ser obtida. Este procedimento garante que apenas a região

linear de atuação mola será avaliada. Este valor foi utilizado para o cálculo do RR do veículo.

A distância entre o centro da roda e a base inferior do pneu também foi aferida, porém apenas nas posições completamente elevada e com o veículo livre sobre as balanças. Com os valores obtidos nestas duas posições a rigidez do pneu pôde ser estimada pela Equação 21. A Figura 25 apresenta a captação dos dados.

Figura 25 – Aferição da distância entre o solo e o para-lama.



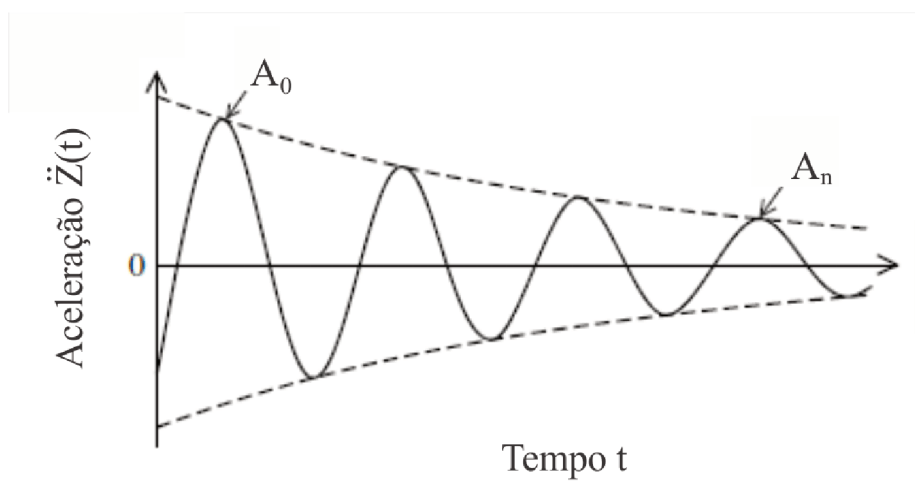
Fonte: Autor (2017)

As medições foram realizadas individualmente para cada roda, sendo obtida a rigidez média do RR para cada eixo. Visto que todos os pneus eram idênticos e apresentavam mesma calibração um valor médio único de rigidez do pneu foi atribuído para cada veículo com base na média das 4 captações.

3.3. Determinação das razões de amortecimento

Para determinação da razão de amortecimento foi adotado o método do decremento logarítmico apresentado por Malmedahl (2005). Segundo o autor, quando um sistema amortecido é excitado por um impulso a resposta apresenta um decaimento ao longo do tempo, como apresentado na Figura 26.

Figura 26 - Resposta a impulso em um sistema amortecido.



Fonte: Cossolino e Pereira (2010, p. 8).

A_0 e A_n apresentados na Figura 26, representam as amplitudes do movimento no primeiro e no n -ésimo pico respectivamente. Este movimento pode ser modelado como a combinação de um exponencial e um seno como apontado na Equação 22. Na Equação 22 $\ddot{Z}(t)$ representa a variação de aceleração no tempo, \ddot{Z} a aceleração máxima, ω_n a frequência natural não amortecida e ζ a razão de amortecimento a ser encontrada.

$$\ddot{Z}(t) = \ddot{Z} e^{-\zeta \omega_n t} \sin\left(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t\right) \quad (22)$$

Cossolino e Pereira (2010), apontam que é possível avaliar a Equação 22 para os tempos t e $t + 2\pi n / \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}$ que correspondem aos pontos onde a amplitude atinge A e A_n respectivamente. Realizando manipulações sobre estas avaliações, é possível definir uma nova variável chamada de decremento logarítmico e calculá-la pela Equação 23.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln\left(\frac{A}{A_n}\right) = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (23)$$

Realizando a manipulação sobre a Equação 23 é possível obter a razão de amortecimento como demonstrado na Equação 24.

$$\zeta = \frac{1}{\sqrt{1+(2\pi/\delta)^2}} \quad (24)$$

Com base no exposto, o veículo foi equipado com um acelerômetro PCB piezoeletronic, modelo M352C66 capaz de medir a acelerações em frequências de 0,5 Hz a 10000 Hz. O acelerômetro foi conectado ao analisador portátil multicanais LMS Pimento o qual realizou a captação no domínio do tempo à taxa de 1000 Hz. O programa para captação e análise dos dados foi o Pimento, programa específico do analisador LMS.

Seguindo o procedimento utilizado por Pereira (2011), o veículo foi elevado pelo elevador automotivo apenas próximo do eixo dianteiro, a fim de tirar o mesmo do solo. Este procedimento garante que não haverá interação entre a suspensão dianteira e a traseira, enquanto o elevador é considerado como um corpo completamente rígido. A Figura 27 apresenta a elevação do eixo dianteiro do utilitário esportivo para obtenção do coeficiente de amortecimento do eixo traseiro.

Figura 27 - Eixo dianteiro na eminência de tocar o solo para a obtenção da razão de amortecimento traseira.



Fonte: Autor (2017)

É possível verificar na Figura 27 que o eixo elevado foi deixado na eminência de tocar o solo, de modo que a presença de transferências de carga não influenciasse o experimento.

O eixo traseiro recebeu o acelerômetro acoplado sobre a torre de suspensão e um pulso foi inserido manualmente ao veículo empurrando-o para baixo, captando-se por 4 segundos após o pulso e 1 segundo antes do pulso a aceleração vertical do veículo.

Para avaliação do amortecimento no eixo dianteiro o experimento foi repetido com o eixo traseiro elevado. Foram realizados 5 experimentos em cada torre de suspensão, totalizando 10 repetições na traseira e 10 na dianteira. A Figura 28 apresenta a metodologia utilizada para aquisição dos dados de aceleração para o cálculo do coeficiente de amortecimento do eixo dianteiro do utilitário esportivo.

Figura 28 - Aquisição da aceleração para cálculo da razão de amortecimento.



Fonte: Autor (2017)

Para facilitar a análise, um filtro passa baixa com aproximação Butterworth e frequência de corte de 4 Hz foi aplicado. Verificando a amplitude apresentada no segundo e terceiro picos a razão de amortecimento pôde ser calculada com base nas

equações 23 e 24. O experimento foi repetido 5 vezes em cada roda e a média aritmética foi aplicada sobre os valores.

3.4. Determinação da frequência natural da suspensão

Com base na rigidez e massa suspensa obtida anteriormente em cada roda, a frequência natural não amortecida pôde ser avaliada separadamente em cada roda através Equação 5. Com os valores de razão de amortecimento já calculados em testes anteriores as frequências naturais amortecidas puderam ser calculadas a partir da Equação 6.

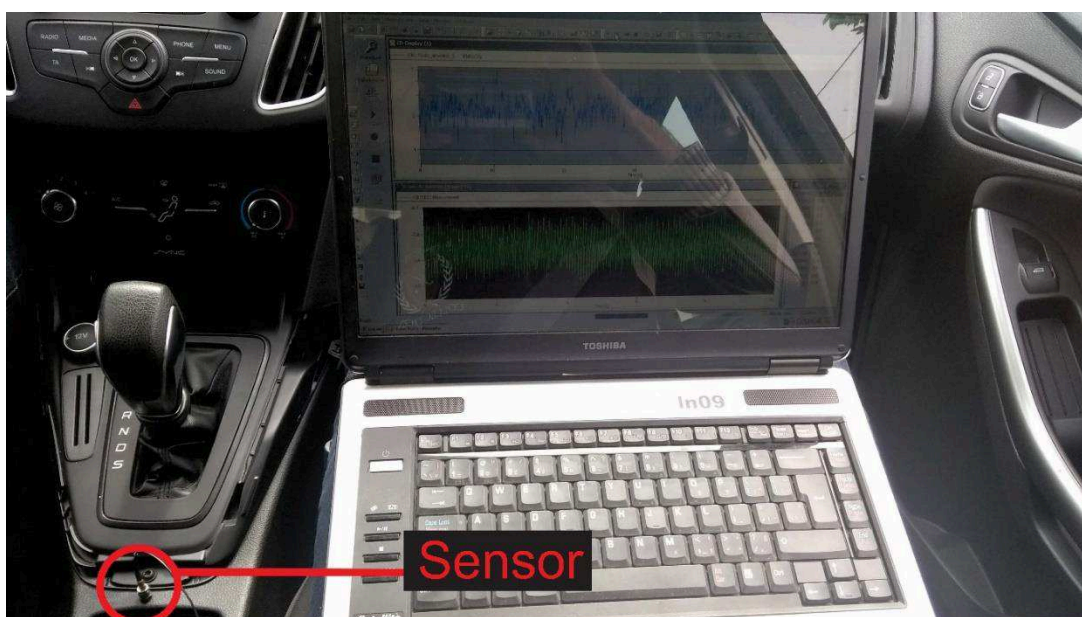
A fim de confirmar os dados obtidos, foi aplicada a transformada rápida de Fourier (FFT) com filtro exponencial sobre os dados captados para determinação da razão de amortecimento de forma experimental. O valor da frequência natural amortecida pôde ser verificada pelo ponto de maior amplitude apresentado no gráfico plotado no domínio da frequência.

3.5. Análise dinâmica vertical do veículo

Este experimento foi delineado para compreender diferenças de conforto entre os veículos através das amplitudes de aceleração em Z. Para a análise de aceleração linear na direção Z o acelerômetro piezoelétrico PCB piezoelectronics, modelo M352C66 foi novamente utilizado, juntamente com o analisador LMS Pimento. Nesta ocasião os dados foram captados a uma taxa de 200 Hz, para que seguindo a regra de Nyquist, dados de até 100 Hz possam ser avaliados. Esta faixa de frequência foi escolhida, pois trata-se da faixa na qual, o veículo possui amplitudes significativas de excitação e resposta. Esta faixa compreende ainda as frequências nas quais a norma ISO (1978) restringe as amplitudes máximas de exposição do corpo humano a acelerações.

O sensor foi acoplado ao ponto mais próximo ao CG do veículo, de forma a minimizar as influências de movimentos rotacionais, como indicado pela norma ASTM (2016). A Figura 29 apresenta o ponto de instalação do sensor no sedan médio, sendo esta região o componente fixo mais próximo ao CG do veículo.

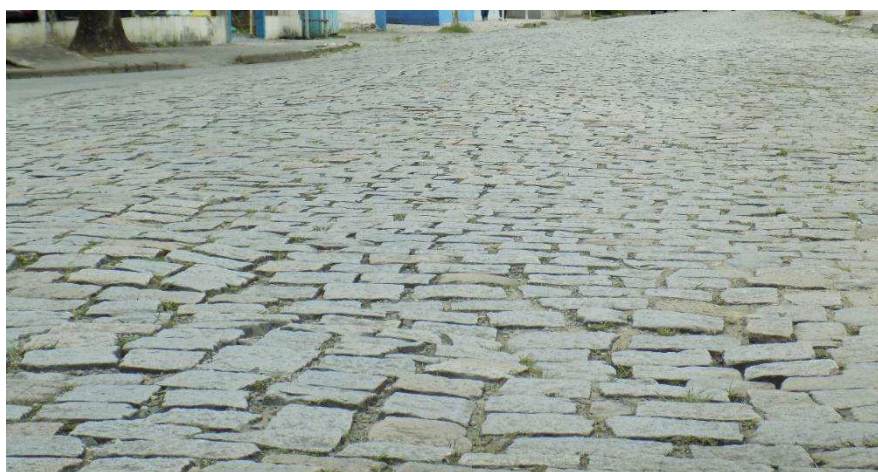
Figura 29 - Posição de instalação do sensor no veículo.



Fonte: Autor (2017)

Para este teste ambos os veículos foram conduzidos pelo mesmo motorista durante um minuto em duas vias com condições diferentes. O veículo foi avaliado a uma velocidade de cruzeiro de 40Km/h, velocidade a qual foi controlada por GPS durante o experimento. A 1ª via escolhida é de paralelepípedo, como apresentado na Figura 30.

Figura 30 – Via irregular utilizada nas análises de movimento linear vertical.



Fonte: Autor (2017)

A escolha de uma via irregular explica-se pela ocorrência de maiores amplitudes de vibração presentes neste tipo de piso. A segunda via possui pavimentação asfáltica em bom estado como apresenta a Figura 31.

Figura 31 - Via asfaltada utilizada nas análises de movimento linear vertical.



Fonte: Autor (2017).

A segunda via selecionada, foi utilizada a fim de compreender quais os tipos de vibração que são impostos pela via, e quais são provenientes do próprio veículo.

As captações foram repetidas 3 vezes e comparadas a fim de analisar a repetitividade do experimento e a presença de irregularidades na captação. Dentre as repetições, uma captação de cada foi escolhida para ser comparada entre os veículos.

Os resultados foram adquiridos no domínio do tempo e transformados para o domínio da frequência por uma FFT sem janelas de filtro. Desta forma os dados obtidos puderam ser avaliados no domínio da frequência.

3.6. Análise dinâmica de rolagem e arfagem do veículo

Os experimentos de arfagem e rolagem visam comparar o conforto e dirigibilidade dos veículos pela transferência de carga entre os eixos. A análise dinâmica de rotações foi realizada com o uso do sensor VectorNav VN-100 posicionado no ponto mais próximo possível do centro de gravidade dos veículos como indicado pela norma ASTM (2016). O sensor captou as acelerações nas três direções, assim como, as rotações sob cada uma das três coordenadas. Os dados

foram captados a uma frequência de 40 Hz, permitindo uma análise adequada de respostas até 20 Hz. A Figura 32 apresenta o sensor utilizado no estudo.

Figura 32 - VectorNav VN-100.



Fonte: VectorNav Technologies (2016).

Para todos os testes, o mesmo piloto conduziu o veículo, de forma a garantir a confiabilidade do experimento. Durante o experimento a velocidade foi controlada pelo celular com sinal GPS.

Para permitir uma análise de cada uma destas movimentações de forma separada, duas provas foram determinadas: avaliação do movimento de rolagem e avaliação do movimento de arfagem.

3.6.1. Avaliação do movimento de rolagem.

Para avaliação do movimento de rolagem uma conversão de aproximadamente 60° foi escolhida. Neste caso o veículo se aproxima da curva a uma velocidade de 40 Km/h e realiza a conversão, mantendo a velocidade. A Figura 33 apresenta a conversão realizada.

Figura 33 – Conversão de 60° a direita.



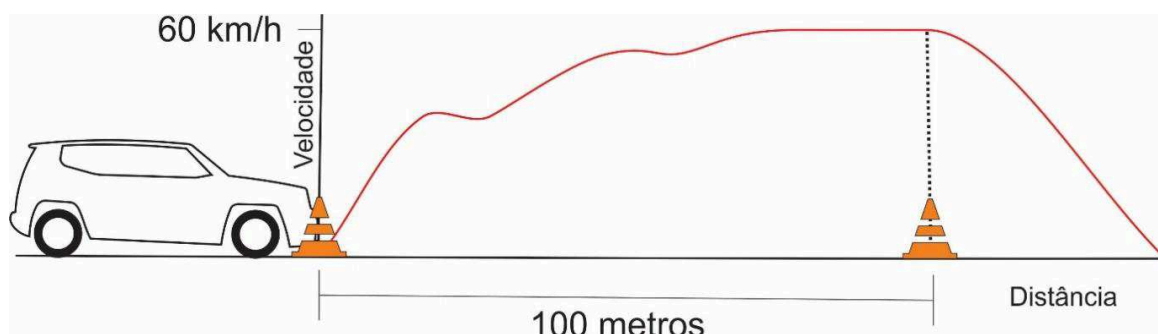
Fonte: Autor (2017).

Os dados de rolagem e aceleração lateral foram obtidos no domínio do tempo em três repetições. Estas foram então comparadas a fim de analisar a repetitividade do experimento e escolher a resposta mais adequada as definições do teste. Por fim as repetições selecionadas de cada veículo foram comparadas com intuito de obter qual apresenta o maior deslocamento rotacional. Para posterior compreensão da manobra, uma câmera foi instalada na via e outra no interior do veículo objetivando captar a movimentação dos mesmos.

3.6.2. Avaliação do movimento de arfagem

O movimento conhecido como mergulho do veículo é apresentado principalmente no caso de acelerações e frenagens. Desta forma, os veículos foram submetidos a sua aceleração máxima até a velocidade de 60 Km/h e após freados com potência máxima do sistema de frenagem. A Figura 34 apresenta a relação de deslocamento e velocidade idealizada para o experimento.

Figura 34. Esquema do experimento de arfagem.

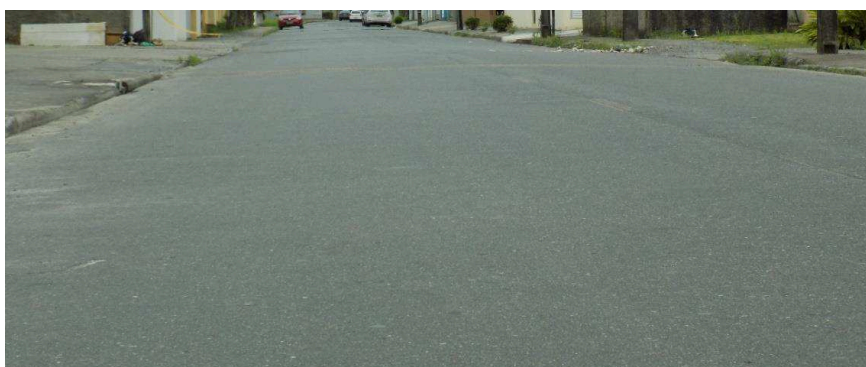


Fonte: Autor (2017)

Como apresentado na Figura 34, entre os pontos de arrancada e frenagem, foram estipulados 100 metros, assim, o veículo acelera até 60Km/h e mantém esta velocidade até completar os 100 metros, neste ponto o freio é acionado levando o veículo ao repouso.

Em virtude da variação de acelerações horizontais em cada uns dos veículos devido suas relações de massa e potência, a aceleração horizontal no eixo X foi levada em conta nas comparações. A Figura 35 apresenta a pista escolhida para os testes.

Figura 35 - Pista escolhida para os testes de arfagem.



Fonte: Autor (2017)

A pista apresentada na Figura 35 foi escolhida por apresentar boa qualidade da pavimentação, que permite uma pequena influência do solo sobre os resultados avaliados. Para garantir a repetitividade do experimento os testes para ambos os veículos foram realizados na mesma região da via.

O próximo capítulo apresenta os resultados obtidos com a aplicação da metodologia descrita acima.

4. RESULTADOS

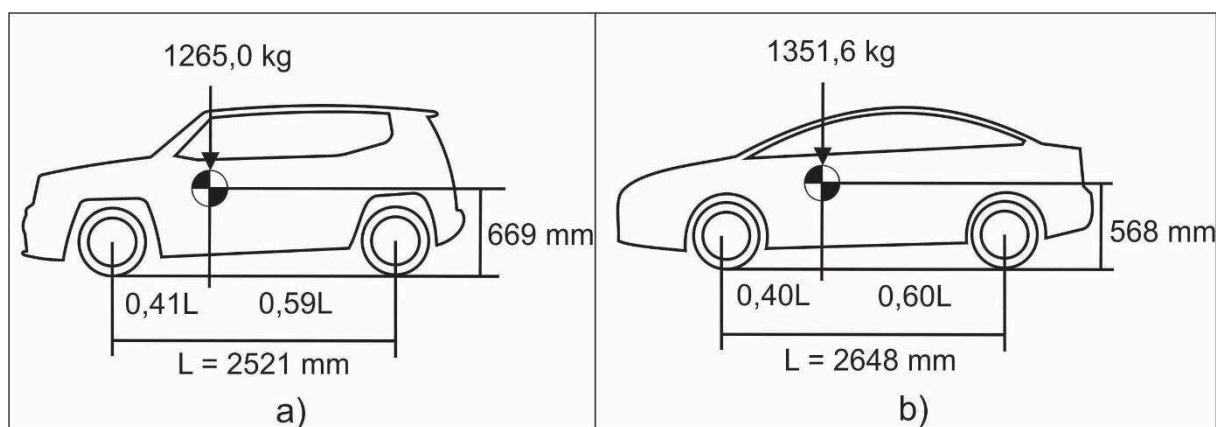
O presente capítulo expõe os resultados obtidos pela comparação entre sedan médio e utilitário esportivo. Os resultados foram divididos nos próximos subcapítulos a fim de facilitar a correlação com a metodologia utilizada.

A primeira seção trata das medições de massa e posição do CG obtidos de forma estática.

4.1. Massa e posição do CG.

As características mais importantes obtidas pela avaliação da massa do utilitário esportivo são apresentadas nas Figura 36 a) e as características do sedan médio na Figura 36 b).

Figura 36 - Massa total e posição do CG do utilitário esportivo.



Fonte: Autor (2017)

Comparando a Figura 36 a) e a Figura 36 b) é possível verificar que o utilitário esportivo possui massa total 86,6 Kg menor que o sedan médio. Esta diferença é explicada pelas maiores dimensões de comprimento e largura apresentadas no

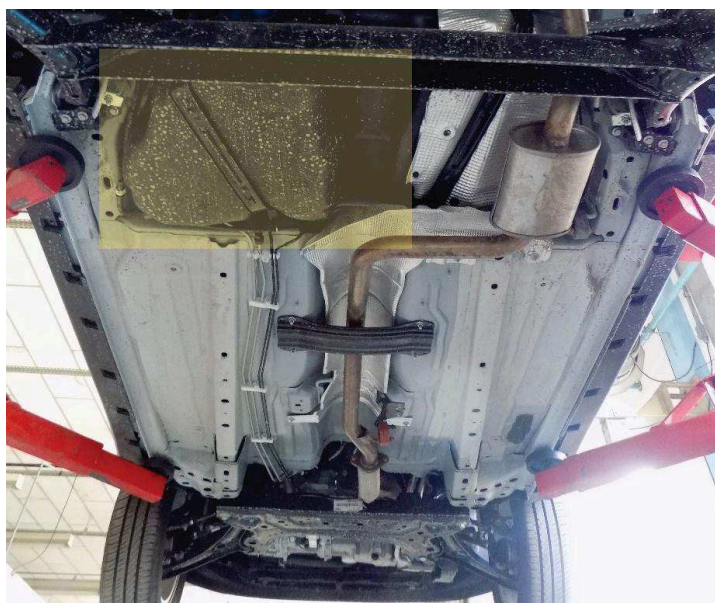
sedan. É importante destacar que caso comparado com um hacht médio a diferença de massa com o utilitário esportivo seria menos significativa.

Como apresentado na Figura 36, a distribuição de massa entre os eixos dianteiro e traseiro para ambas as carrocerias ficou semelhante. A posição do CG mais à frente dos veículos garante aos mesmos um comportamento subesterçante, normalmente adotado nos veículos de passeios por apresentar maior estabilidade.

A maior diferença apresentada na Figura 36 encontra-se na altura do CG. Considerando o veículo como um corpo rígido o utilitário esportivo apresentou altura 101 mm maior que o sedan. Relacionando as alturas obtidas com a bitola de ambos os veículos o SSF obtido foi de 1,14 para o utilitário esportivo e 1,35 para o sedan. Desta forma, seguindo os dados apresentados por Penny (2004) o utilitário esportivo em questão apresenta um risco considerável de capotamento, prejudicando a dirigibilidade do mesmo.

A posição lateral do CG do sedan ficou 0,73 mm à direita do veículo, praticamente centrado ao mesmo. No caso do utilitário esportivo o CG ficou localizado 24,1 mm à esquerda. Este fato é explicado pela disposição do reservatório de combustível do utilitário que se encontra a esquerda do veículo como apresentado em destaque na Figura 37.

Figura 37 - Posição do tanque de combustível para o utilitário esportivo.



Fonte: Autor (2017)

A massa suspensa do veículo foi estimada através das Equações 19 e 20. Os resultados obtidos apresentam uma altura de 712 mm do solo para o utilitário esportivo e 598 mm para o sedan médio.

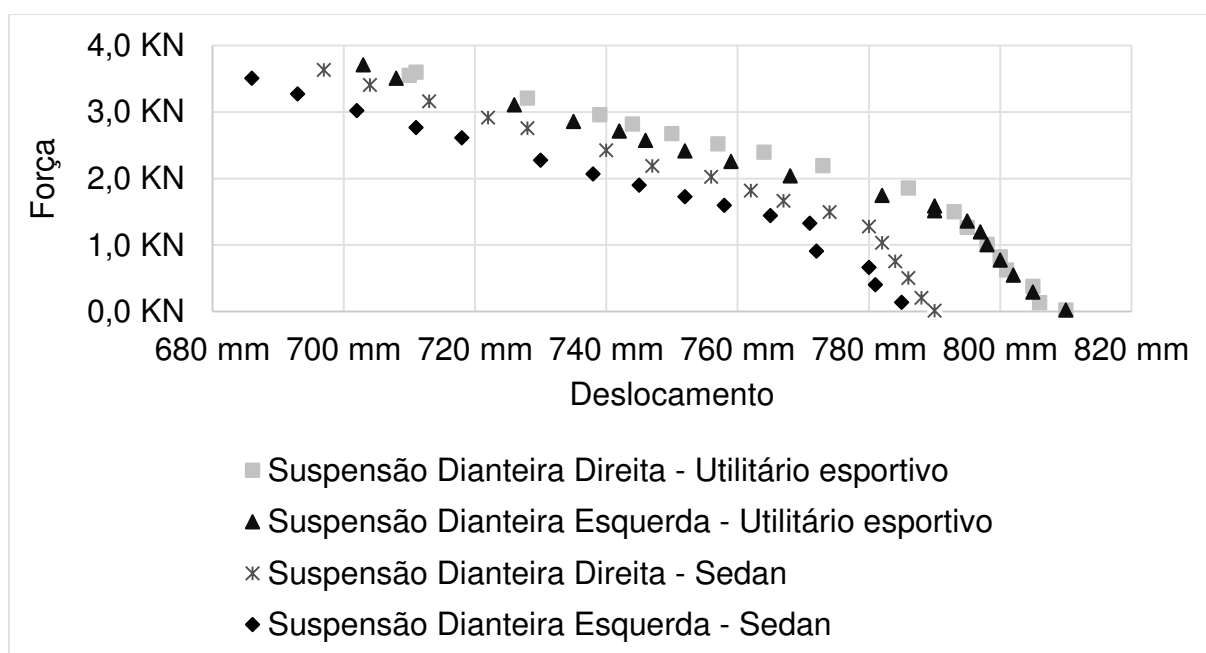
Para compreender melhor os resultados dinâmicos obtidos, a próxima seção apresenta a rigidez obtida para a suspensão de ambos os veículos.

4.2. Constantes de rigidez

A rigidez obtida para o pneu do utilitário esportivo foi em média 176 KN/m enquanto para o Sedan o valor calculado foi de 282 KN/m. Esta grande diferença deve-se ao fato de que o pneu do sedan médio é de perfil baixo com aro de 17 polegadas (215 50 R17), enquanto o utilitário apresenta pneu misto com perfil alto e aro 15 polegadas (205 65 R15). Desta forma o pneu do utilitário apresenta maior flexibilidade devido ao raio do conjunto pneu/roda possuir 133 mm de borracha, enquanto no sedan esta participação é de apenas 107 mm.

A relação de comprimento e força obtida para a suspensão dianteira de ambos os veículos é apresentada na Figura 38. O comprimento indicado refere-se a distância do solo ao para lama do veículo.

Figura 38 - Relação comprimento x força para suspensão dianteira.



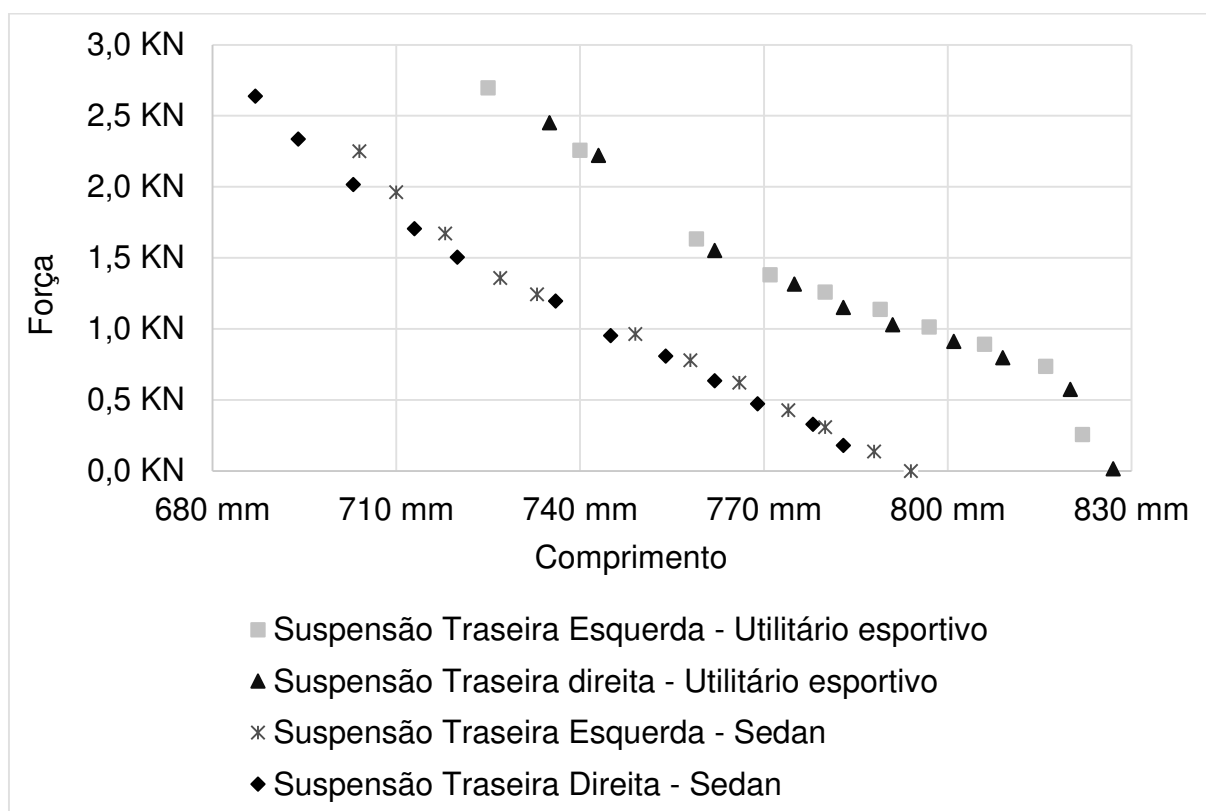
Fonte: Autor (2017)

Pelos resultados apresentados na Figura 38 ambos os automóveis apresentaram rigidez semelhante e ao fim da elevação dos mesmos houve uma mudança na inclinação. Este fato pode ser explicado pela proximidade com o fim da extensão da mola onde a rigidez deixa de ser linear. Devido a conexão do sistema direcional e motriz dos veículos nas rodas dianteiras, estes sistemas podem também influenciar na rigidez da suspensão no fim do curso. Devido ao apelo fora de estrada do utilitário esportivo este apresentou altura do solo sempre maior que no sedan médio.

Para obtenção da constante de rigidez, valores de distensão maiores que 770 e 780 mm foram descartados respectivamente para o sedan médio e para o utilitário esportivo. Estes pontos foram desconsiderados pois apresentaram-se fora da região linear da atuação da mola.

A relação de comprimento e força obtida para a suspensão traseira de ambos os veículos é apresentada na Figura 39. O comprimento indicado refere-se a distância do solo ao para lama do veículo.

Figura 39 - Relação comprimento x força para suspensão traseira.

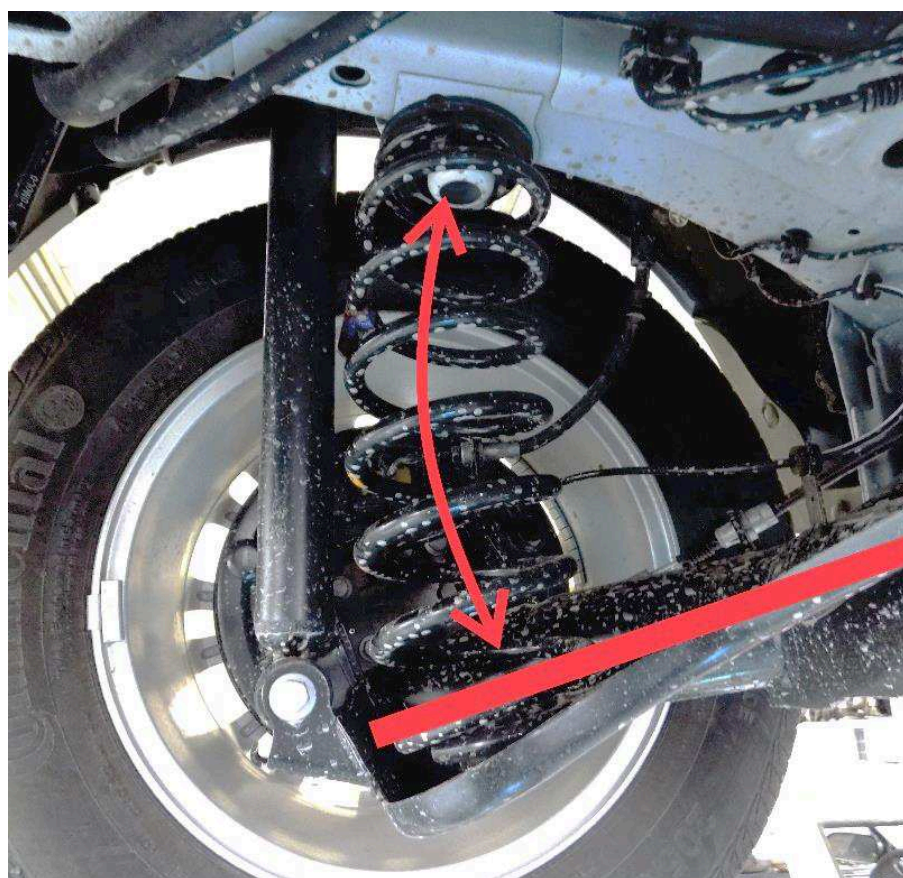


Fonte: Autor (2017)

A Figura 39 apresenta que novamente o utilitário esportivo possui uma maior altura do solo para uma mesma força sobre a suspensão. Diferente do apresentado na suspensão dianteira, o Sedan médio apresentou uma rigidez aproximadamente linear até o fim das medições. Esta maior estabilidade da rigidez é consequência de um sistema de suspensão *Multilink*, muito mais robusto devido ao maior número de conexões com a carroceria.

A suspensão traseira do utilitário esportivo apresentou uma maior variação na inclinação da curva de rigidez, mesmo descartando os dois últimos pontos, onde a suspensão atingiu sua faixa de não linearidade. A variação apresentada é proveniente da forma construtiva da suspensão traseira do utilitário, em forma de barra de torção. Neste caso a compressão da mola não é em linha reta, mas sofre um movimento de arco devido a forma da sua fixação como apresenta a Figura 40.

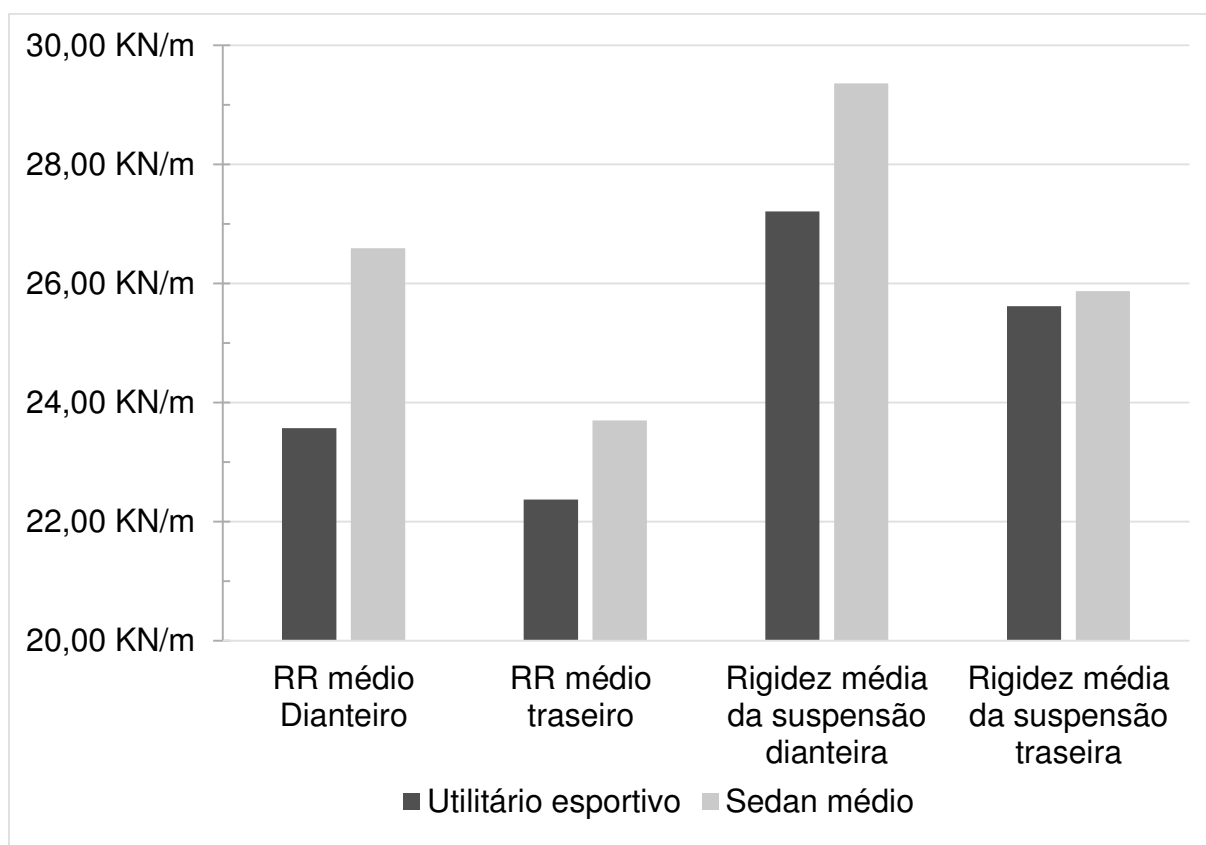
Figura 40 – Suspensão traseira em forma de barra de torção do utilitário esportivo.



Fonte: Autor (2017)

Através da inclinação das linhas de tendência da relação comprimento e força foi possível obter a rigidez média do conjunto pneu e suspensão (RR). O RR e rigidez calculada para suspensão dos veículos são apresentados na Figura 41.

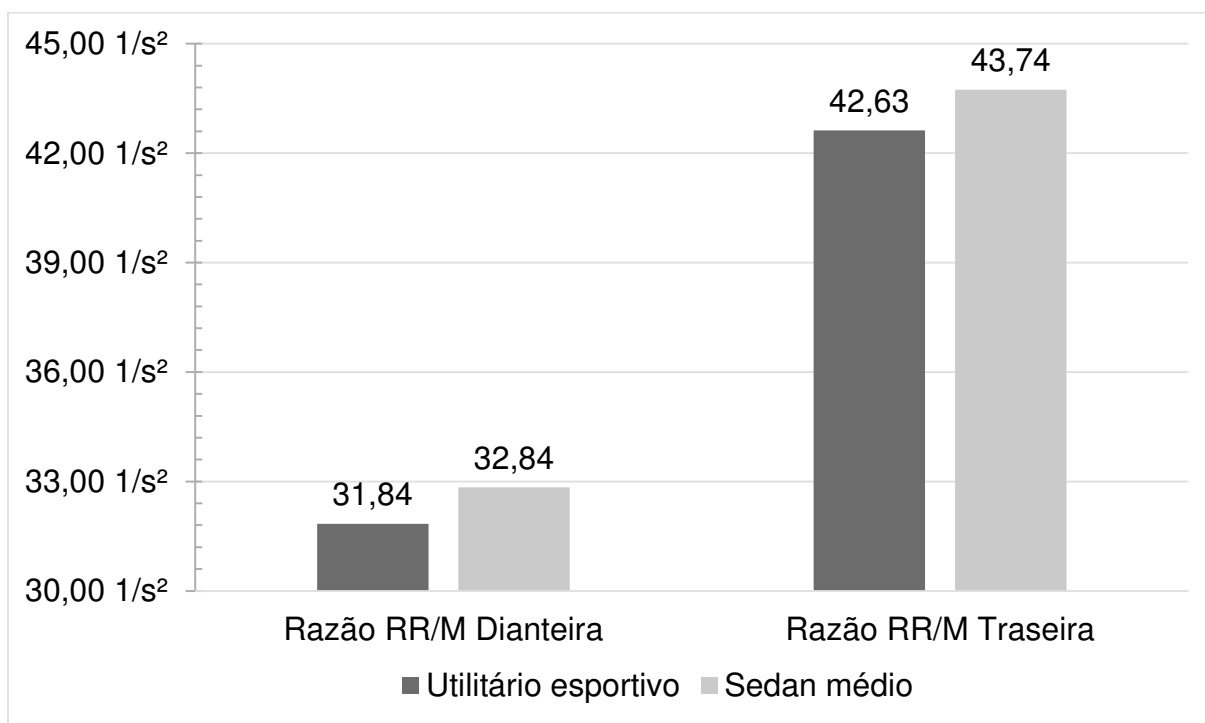
Figura 41 – Comparação de rigidez da suspensão dos veículos.



Fonte: Autor (2017)

Avaliando a Figura 41, a rigidez do sedan se apresentou maior, para todos os casos, porém os valores apresentaram-se próximos. A maior desigualdade foi apresentada no RR dianteiro onde a diferença chegou a 3 KN/m. Na comparação entre a dianteira e a traseira ambos os veículos apresentaram suspensão mais rígida na dianteira, sendo a diferença maior no sedan. A maior rigidez na dianteira é função da maior massa empregada neste eixo.

Visto que, a massa apresentada no Sedan é maior em ambos os eixos, uma comparação adequada pode ser obtida pela razão entre rigidez e massa. A Figura 42 apresenta os resultados obtidos para ambos os veículos.

Figura 42 – Razão *ride rate* e massa do veículo

Fonte: Autor (2017)

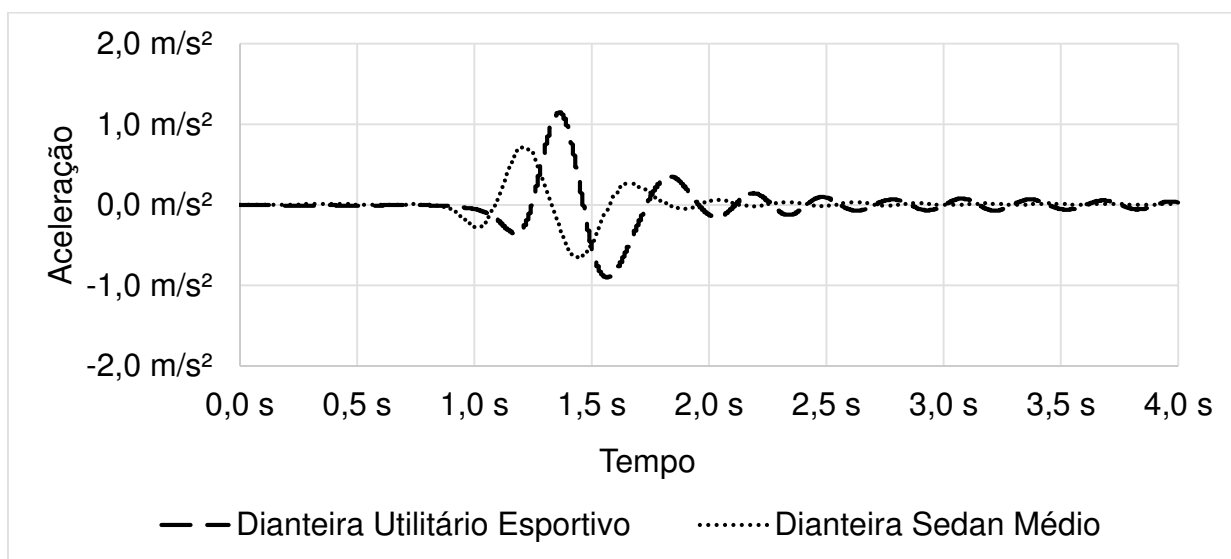
Analisando a Figura 42, o Utilitário esportivo apresenta uma razão de rigidez sobre massa menor que o Sedan para ambos os eixos. Com base no apresentado por Dixon (1999), a maior razão apresentada pelo sedan conduz o mesmo à região de maior dirigibilidade como apresenta a Figura 5. Por outro lado, a menor razão do utilitário teoricamente garante um melhor conforto ao mesmo.

O capítulo a seguir apresenta os resultados obtidos para amortecimento nos veículos, completando assim o conjunto massa – mola – amortecedor que determina o movimento dos corpos.

4.3. Razões de amortecimento

Seguindo a metodologia apresentada neste trabalho, a Figura 43 retrata os dados captados no domínio do tempo para a suspensão dianteira de ambos os veículos após a aplicação do filtro passa-baixa.

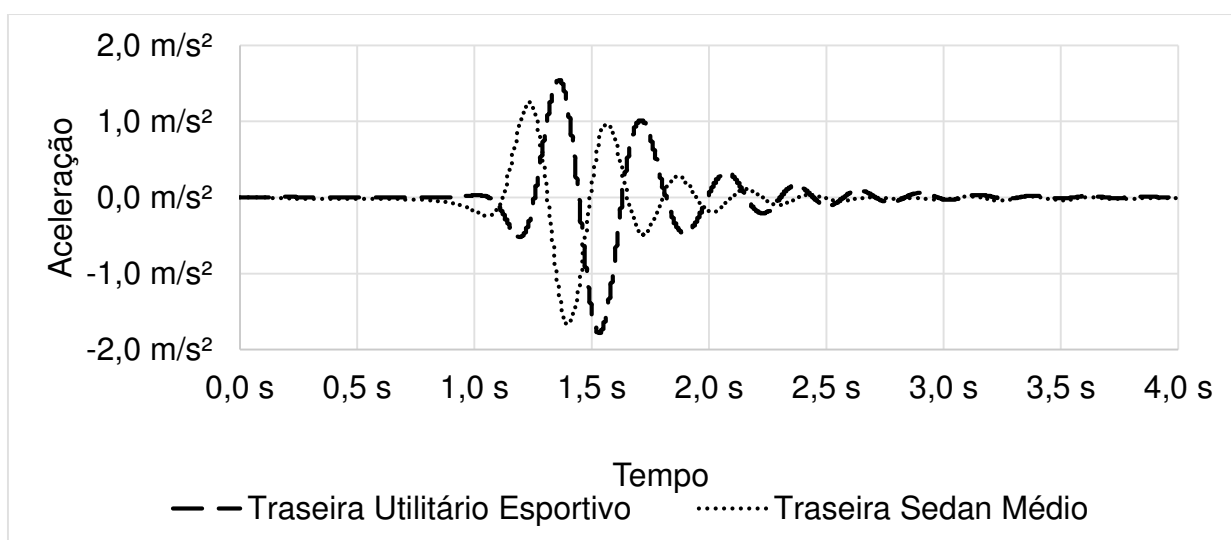
Figura 43 – Aceleração após pulso para dianteira dos veículos.



Fonte: Autor (2017)

Comparando os resultados obtidos para cada um dos automóveis na Figura 43, é possível verificar as maiores amplitudes atingidas pelo utilitário esportivo, além da necessidade do maior tempo para dissipar a excitação inicial. Os efeitos da excitação na suspensão traseira podem ser avaliados por meio da Figura 44, após a aplicação do filtro passa-baixa.

Figura 44 - Aceleração após pulso para traseira dos veículos.

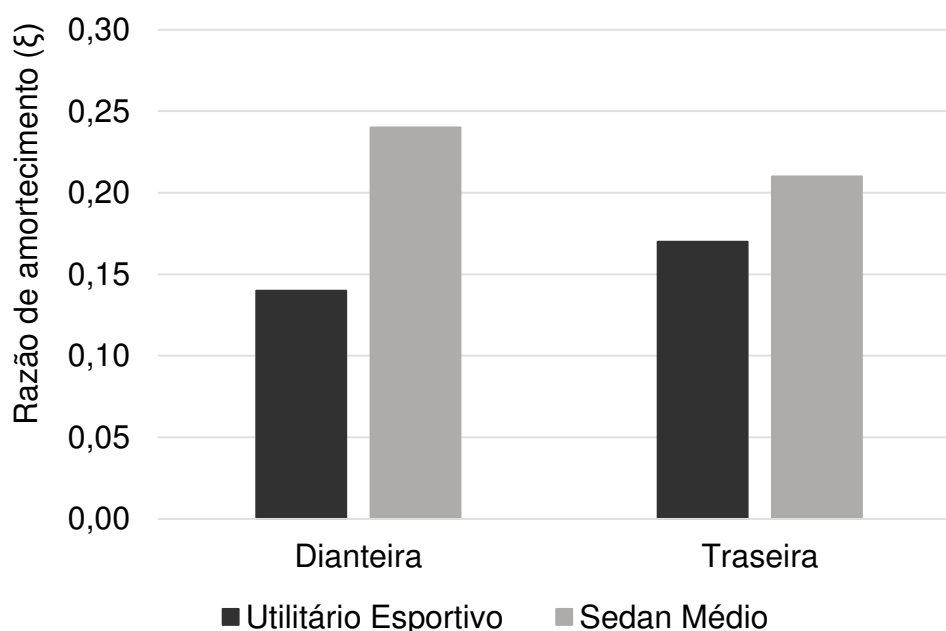


Fonte: Autor (2017)

Na Figura 44, os resultados já verificados na Figura 43 se repetem. Novamente o utilitário esportivo apresenta uma maior amplitude de aceleração, proveniente de um provável menor amortecimento. A menor amplitude apresentada nos eixos dianteiros de ambos os veículos é resultado do melhor apoio para o impulso na traseira. Na dianteira, o impulso foi dificultado pela falta de pontos de apoio rígidos para realização da força.

As razões de amortecimento médias obtidas através do método do decremento logarítmico são exibidas na Figura 45.

Figura 45 - Razão de amortecimento média.



Fonte: Autor (2017)

As razões de amortecimento obtidas foram para ambos eixos menores no utilitário esportivo, com maior ênfase no eixo dianteiro onde a diferença chegou a 0,1. No caso do sedan a razão maior foi apresentada no eixo dianteiro, enquanto no utilitário o eixo oposto apresentou a maior razão de amortecimento.

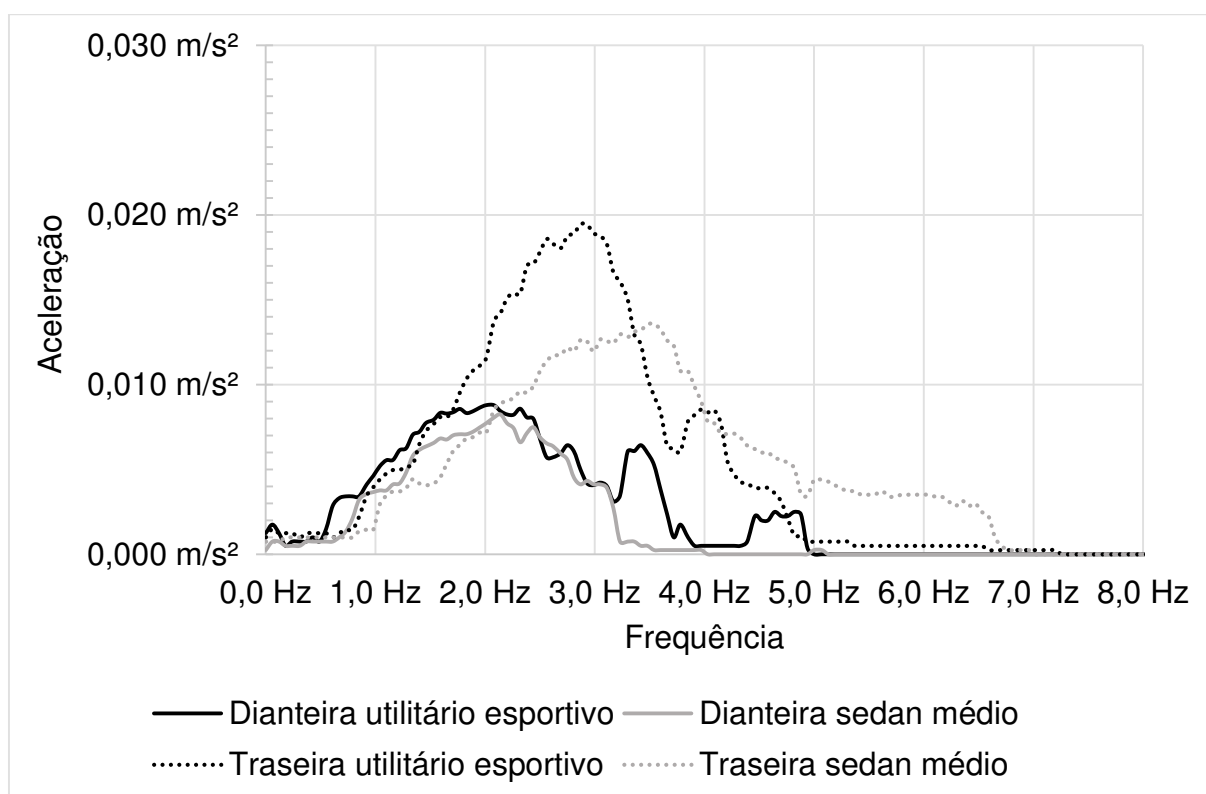
Como apresentado por Cavalheiro e Avila (2010) o amortecimento influencia significativamente nas amplitudes obtidas em excitações forçadas, semelhantes as vias de rodagem. Desta forma, o menor amortecimento do utilitário esportivo teoricamente proporciona maiores amplitudes de resposta e conseqüente menor conforto aos ocupantes.

Com base nas captações de rigidez, massa e amortecimento a frequência natural da suspensão pode ser estimada, para servir como um novo parâmetro de comparação entre os veículos. O capítulo 4.4 apresenta os resultados obtidos para a frequência natural.

4.4. Frequência natural da suspensão

Através da aplicação da Transformada Rápida de Fourier (FFT) sobre as captações de amortecimento identificou-se que para frequências acima de 8 Hz nenhum dos veículos apresentou resposta. Desta forma a Figura 46 apresenta a resposta a excitação do impulso no domínio da frequência para ambos os automóveis.

Figura 46 - Resposta ao impulso no domínio da frequência.



Fonte: Autor (2017)

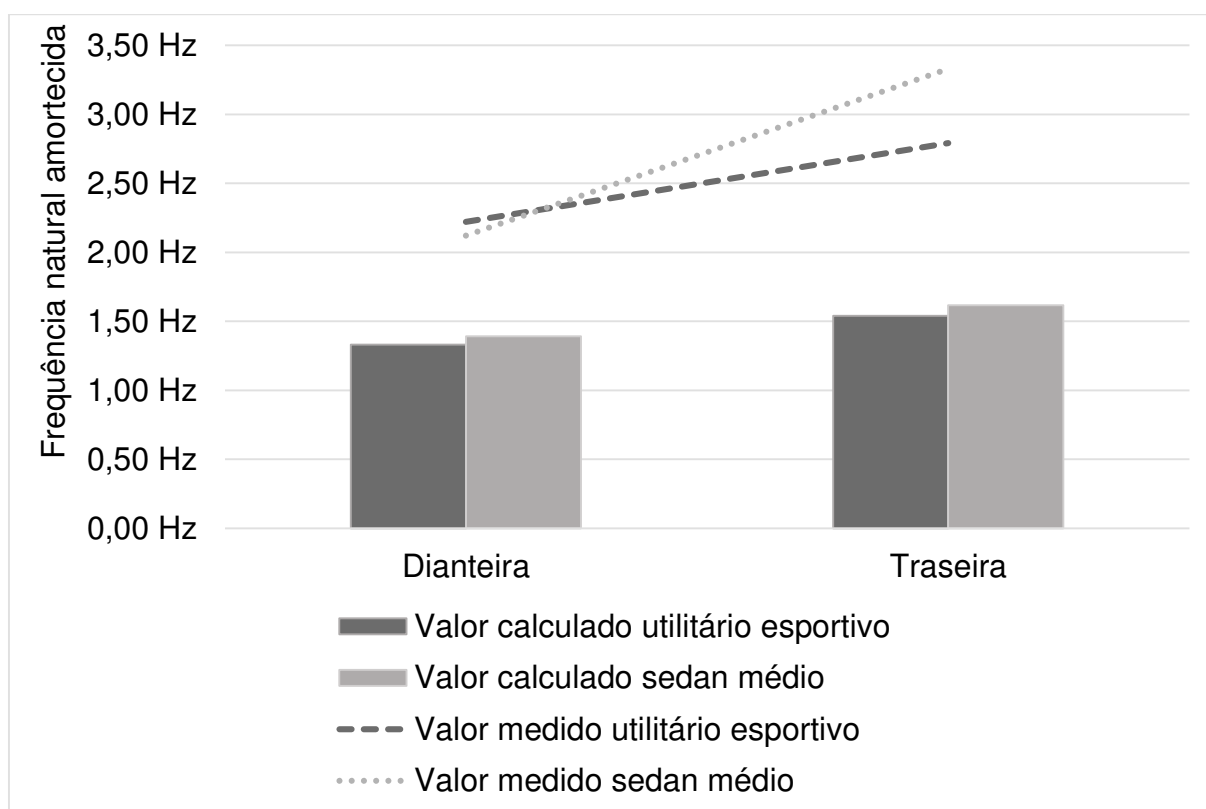
A Figura 46 mostra que as suspensões dianteiras de ambos os veículos apresentaram um comportamento muito semelhante, porém o utilitário esportivo apresentou um segundo pico de amplitude próximo à 3,5 Hz. A similaridade do comportamento da dianteira está vinculada ao mesmo tipo construtivo de suspensão

empregado a ambos os automóveis. O segundo ponto de excitação é proveniente de outro componente da suspensão, como buchas ou até mesmo o pneu.

Analisando a suspensão traseira, a diferença é muito mais nítida. A suspensão por barra de torção do utilitário apresentou amplitudes maiores de aceleração. A suspensão *Multilink* empregada no sedan distribuiu a aceleração em uma faixa maior de frequência devido ao maior número de conexões com a carroceria.

Para finalidade de comparação, a frequência natural amortecida do sistema também pôde ser calculada com base na Equação (5) e Equação (6) levando em conta dados de rigidez, massa e razão de amortecimento obtidos nos experimentos anteriores. As frequências naturais amortecidas médias medida e calculada para cada um dos eixos são apresentadas na Figura 47.

Figura 47 - Frequência natural da suspensão.



Fonte: Autor (2017)

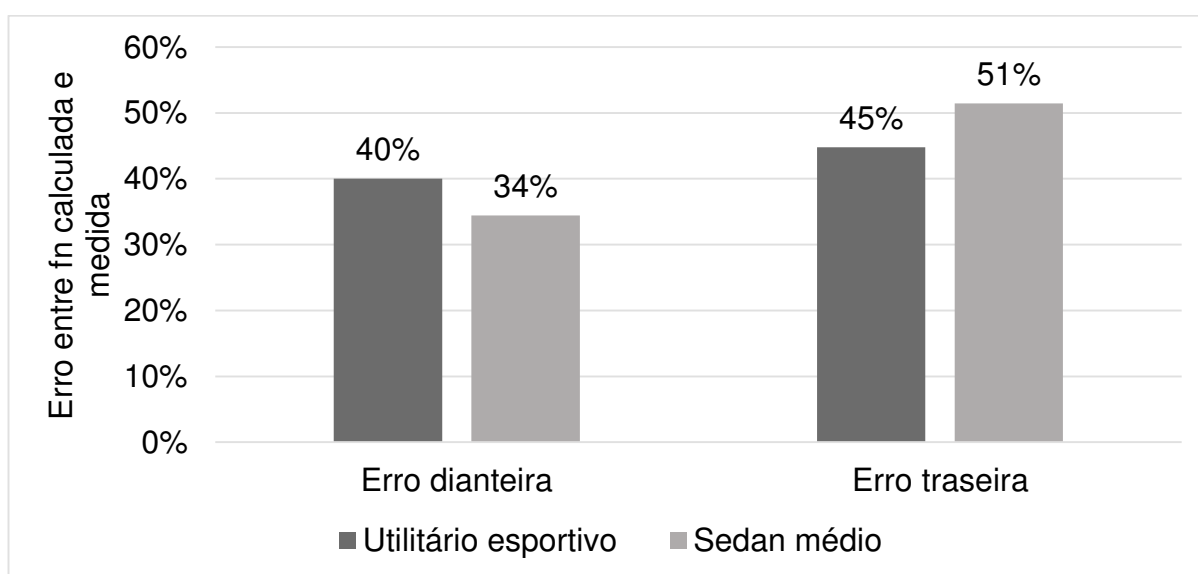
Com base na Figura 47 constata-se que a frequência natural amortecida da suspensão traseira é maior que a apresentada na dianteira, devido a menor massa

sobre a traseira quando o veículo encontra-se vazio. Todavia, quando o veículo é carregado esta diferença tende a diminuir ou inclusive inverter.

Como já analisado na Figura 46, as suspensões dianteiras de ambos os automóveis apresentaram valores medidos semelhantes, enquanto na traseira o sedan apresentou uma frequência natural maior, fato que pode estar vinculado ao maior volume do porta-malas do sedan, cerca de 60 litros maior que o utilitário. Desta forma, quando ambos os veículos estejam completamente carregados a frequência natural dos veículos apresentará menor diferença.

Os valores calculados apresentaram-se abaixo dos valores realmente adquiridos. Este erro provavelmente é proveniente da simplificação do sistema de $\frac{1}{4}$ de veículo. Os cálculos previram a pequena diferença entre as suspensões dianteiras do utilitário e do sedan, porém de forma inversa. Devido as fontes de erro de aquisição dos dados (Resolução, repetitividade e exatidão dos equipamentos) esta pequena diferença pode ser explicada. Por outro lado, no caso da suspensão traseira, houve grande diferença nos valores captados no sedan e no utilitário que não foi observada nos resultados calculados. Assim, para avaliação de sistemas de suspensão mais complexos como o *multilink* indica-se uma modelagem mais completa para absorver as características do sistema. A Figura 48 apresenta os erros obtidos entre a frequência natural calculada e a medida.

Figura 48 – Erro entre cálculo e medição da frequência natural.



Fonte: Autor (2017)

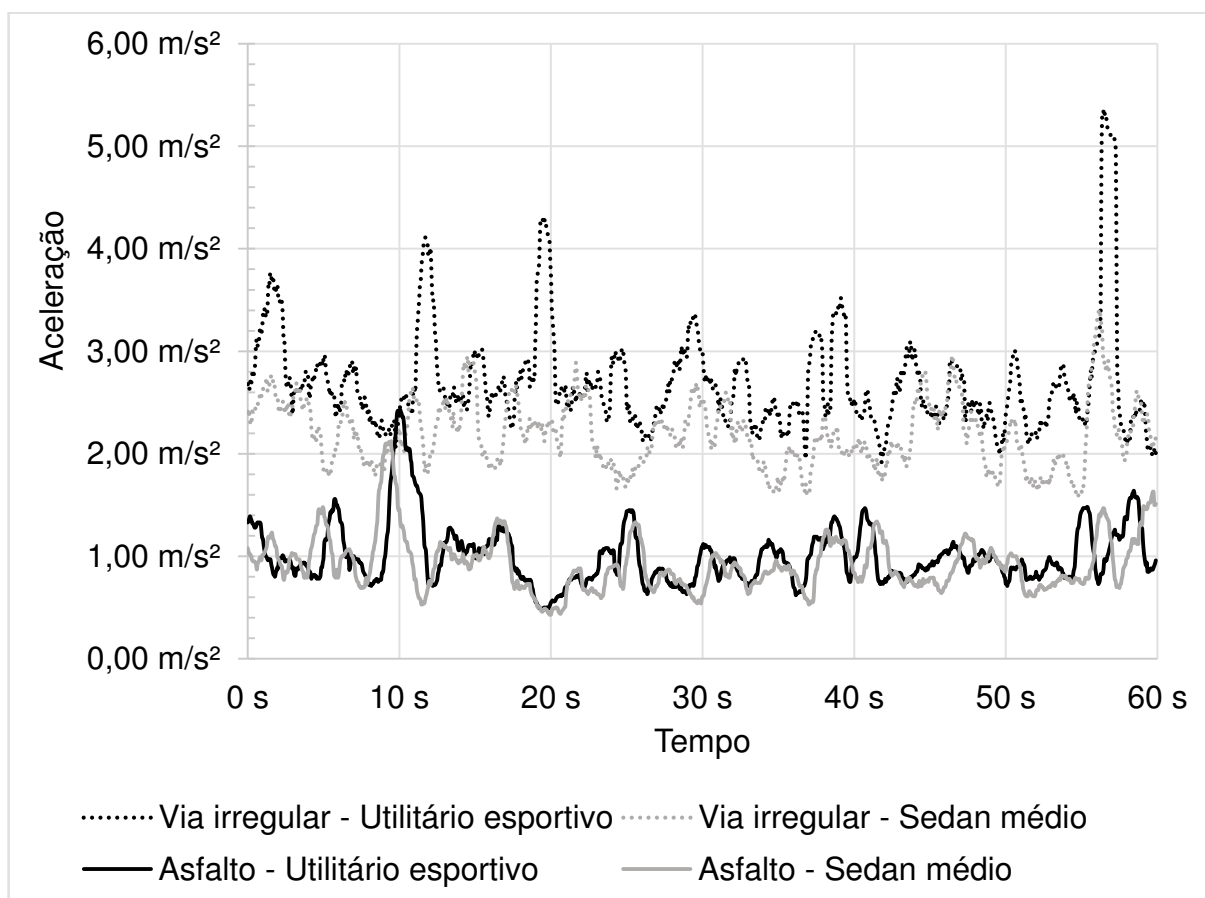
A Figura 48 reforça o apresentado na Figura 47, onde houve grande diferença entre os valores calculados e medidos, apontado que o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo apresenta apenas uma aproximação dos valores reais a serem obtidos. O maior erro apresentado foi na suspensão traseira do Sedan, onde a maior complexidade do conjunto dificulta sua aproximação por um modelo simplificado.

As próximas seções do trabalho avaliam os veículos em estudo quanto suas características dinâmicas. O objetivo destas seções é compreender as relações das variáveis estáticas com o comportamento dos veículos no cotidiano.

4.5. Análise dinâmica vertical dos veículos

As avaliações de aceleração vertical obtidas no domínio do tempo com os veículos em movimento são apresentadas na Figura 49.

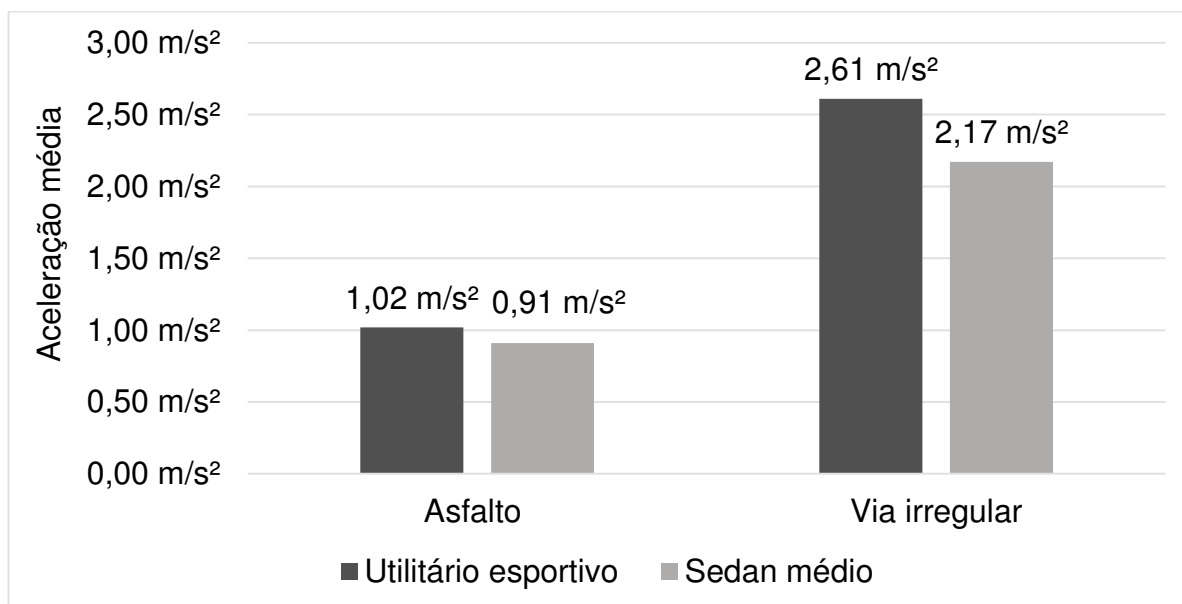
Figura 49 – Aceleração vertical no domínio do tempo.



Fonte: Autor (2017)

A Figura 49 apresenta que para ambos os veículos as captações em via irregular alcançaram amplitudes de vibração cerca de $1,5 \text{ m/s}^2$ maiores que as obtidas no asfalto. O utilitário esportivo apresentou picos de aceleração mais acentuados, principalmente na via irregular. Este comportamento pode ser explicado pelo menor amortecimento empregado no modelo que permite respostas com maior amplitude quando submetido a uma mesma excitação. Para identificar de forma mais mensurável a diferença de aceleração entre os automóveis, a amplitude média durante todo o teste é apresentada na Figura 50.

Figura 50 - Aceleração vertical média.

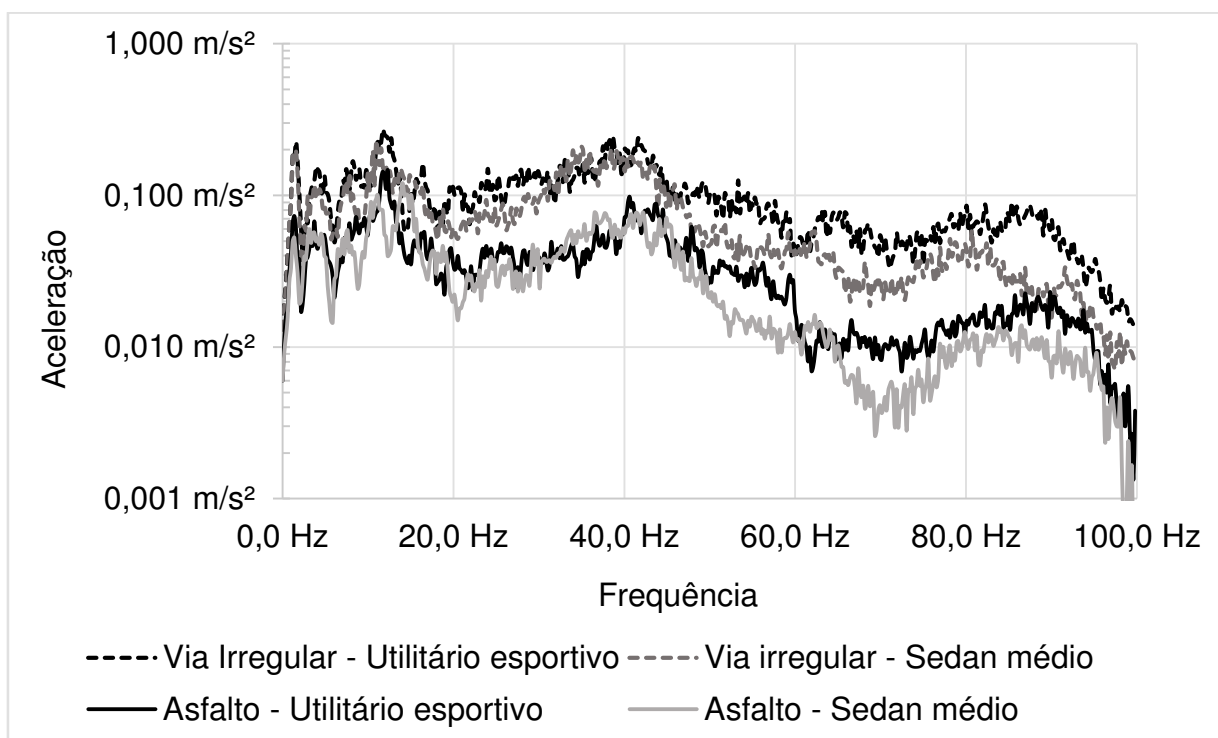


Fonte: Autor (2017)

Comparando as acelerações médias, a diferença obtida no asfalto foi de apenas $0,11 \text{ m/s}^2$, por outro lado, a diferença média de aceleração na via irregular foi de $0,44 \text{ m/s}^2$. Segundo estudo de Koizume (2011) esta variação de amplitude já pode ser sentida pelo corpo humano, visto que a amplitude e a frequência de oscilação são as variáveis mais sensíveis ao organismo. Desta forma, a direção do utilitário esportivo repassa ao usuário um menor conforto quando comparado ao veículo médio.

Os dados tratados para a análise no espectro de frequência são apresentados na Figura 51.

Figura 51 - Aceleração vertical no domínio da frequência até 100 Hz.



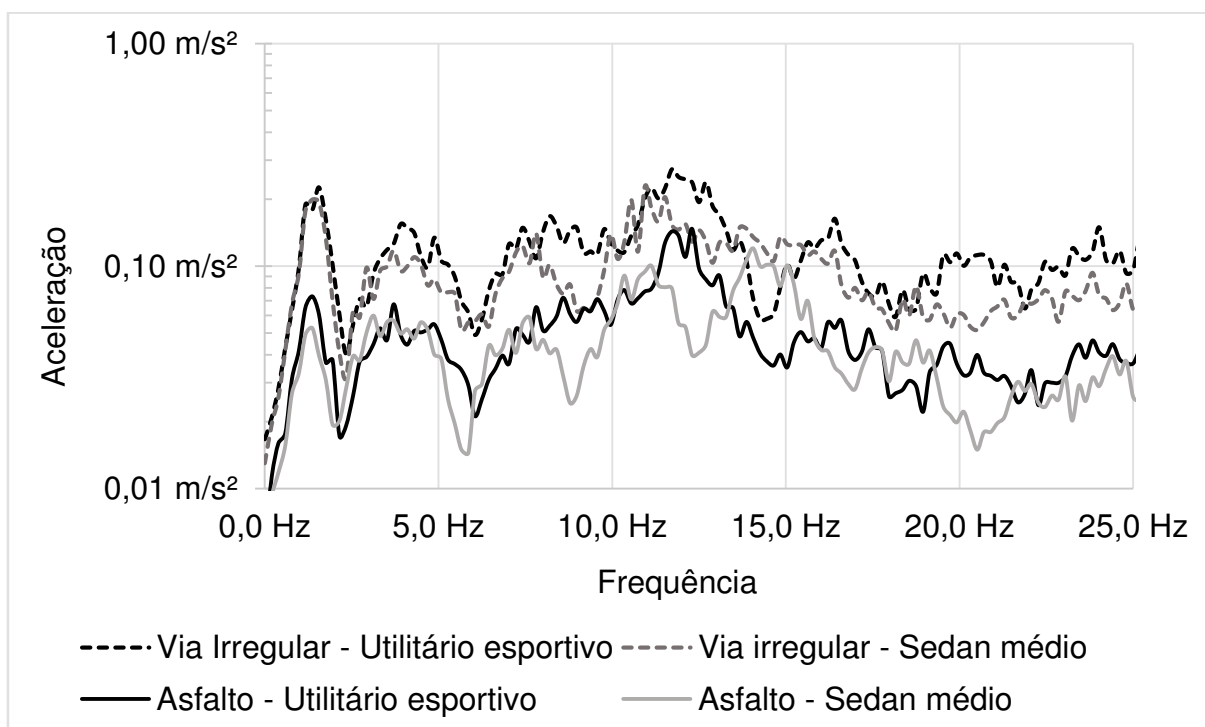
Fonte: Autor (2017)

Com base nos resultados expostos na Figura 51, evidencia-se a maior amplitude de aceleração do utilitário esportivo, principalmente em frequências mais elevadas. Para avaliar apenas vibrações transmitidas ao ocupante em forma táctil ou visual a Figura 52 apresenta apenas frequências menores que 25 Hz. Segundo Gillespie (1992) frequências maiores que 25 Hz apresentam-se em forma de ruído ao ocupante.

Avaliando a Figura 52 ambos os terrenos apresentaram frequências de maior amplitude semelhantes, apontando que a frequência de vibração do veículo é dependente de aspectos construtivos dos mesmos e não apenas da frequência de excitação.

Em frequências inferiores a 25 Hz, ambos os veículos apresentaram ressonâncias e amplitudes similares. Esta região compreende as frequências de ressonância da suspensão reforçando que a diferença entre os parâmetros de massa e rigidez da suspensão são pequenos para influenciar significativamente nos resultados.

Figura 52 - Aceleração vertical no domínio da frequência até 25 Hz.



Fonte: Autor (2017)

Para frequências maiores que 5 Hz cada veículo apresentou maiores amplitudes em diferentes frequências. Estas ressonâncias podem ser provenientes da estrutura do veículo como carroceria e do próprio console onde o acelerômetro foi colocado, variando assim de modelo para modelo.

Mesmo avaliando apenas a região abaixo de 25 Hz, o utilitário esportivo apresentou amplitudes médias superiores ao sedan médio. Assim, fica confirmado de forma quantitativa o menor conforto do utilitário.

A próxima seção busca compreender a relação dos parâmetros dos veículos com resultados de rotação de arfagem e rolagem do automóvel.

4.6. Análise dinâmica de rolagem e arfagem do veículo

Com base nas análises realizadas por Dahmer (2016) e Penny (2004), veículos com maior altura de CG apresentam maior tendência a rolagem quando comparados a veículos mais baixos. O mesmo acontece para o movimento de arfagem quando analisada a Equação 15 onde veículos com CG mais alto e menor

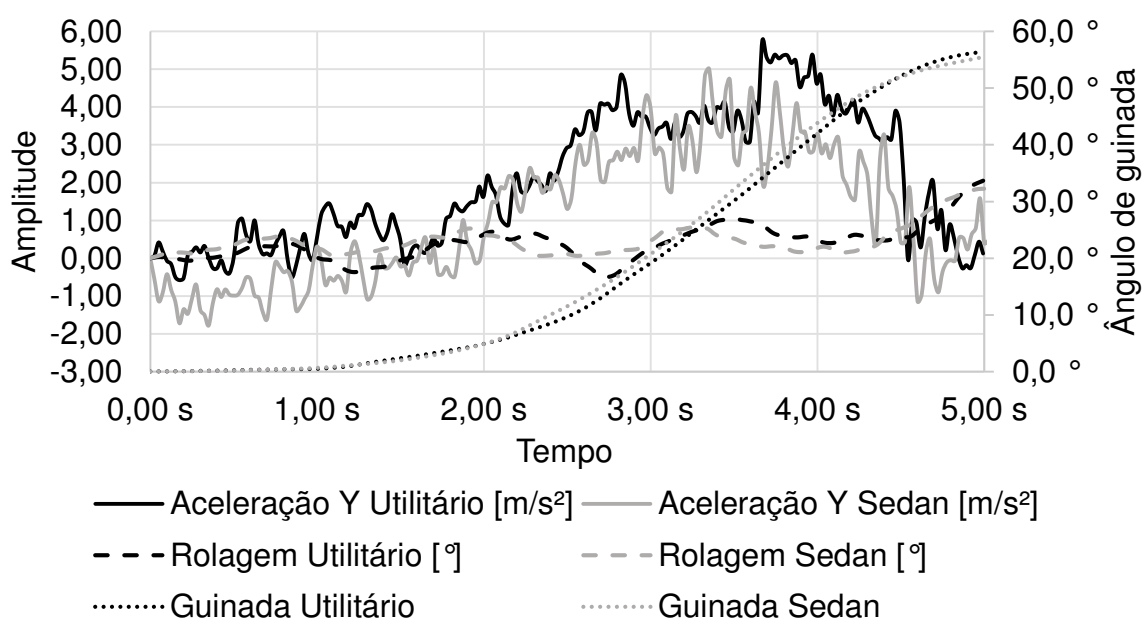
distância entre eixos apresentam mais transferência de carga e conseqüentemente maior mergulho do veículo.

Desta forma as duas próximas subseções buscam comparar o utilitário esportivo e o sedan médio durante movimentos que apresentem a rotação da carroceria.

4.6.1. Avaliação do movimento de rolagem

A Figura 53 apresenta os resultados obtidos para o movimento de rolagem da carroceria durante uma curva de 60°.

Figura 53 - Rolagem e aceleração lateral durante manobra de curva.



Fonte: Autor (2017)

Na Figura 53 a região de variação da guinada compreende a região de realização da curva. Entre 2 e 4,5 segundos a variação da guinada é maior, visto que, esta é a região do centro da curva, assim, os dados captados indicam as maiores acelerações laterais. Não é evidente a rolagem dos veículos, pois nesta parte da manobra houve uma mudança de inclinação da pista. Durante a aproximação do veículo, o mesmo encontrava-se alinhado horizontalmente e ao realizar a curva a inclinação da via atuou no sentido contrário à inclinação da rolagem, anulando esta

medida. Porém, a região de saída da manobra ainda era inclinada, permitindo estimar a variação de rolagem entre os tempos de 4 e 5 segundos de manobra.

Como os dados são comparativos e ambos os veículos foram submetidos as mesmas condições de teste, o resultado apresenta que os automóveis possuem comportamento muito semelhante apesar da maior altura do utilitário esportivo. Avaliando todas as 3 repetições de cada veículo, ambas as carrocerias apresentaram inclinações de rolagem estimadas entre $1,5^\circ$ e 2° .

Como o utilitário possui maior altura do CG, inclinações semelhantes de rolagem podem ser explicadas caso a suspensão do utilitário tenha sido construída de modo a aumentar a altura do eixo de rolamento. Desta forma a distância entre o eixo de rolamento e o CG é a mesma em ambos os veículos, resultando em valores semelhantes de rolagem. Desta forma, ambos os veículos permanecem com características semelhantes quanto ao conforto e a dirigibilidade impostos pela transferência de carga lateral.

Todavia, a altura demasiada do CG contribui para menor dirigibilidade em altas velocidades. Neste caso a menor relação entre altura do CG e bitola aumenta a possibilidade de capotamento. Este comportamento não pode ser avaliado de forma prática neste trabalho devido as baixas velocidades empregadas e a falta de estrutura para análises de capotamento.

A fim de confirmar os resultados de deslocamento rotacional da carroceria, o próximo sub título aborda a análise de arfagem.

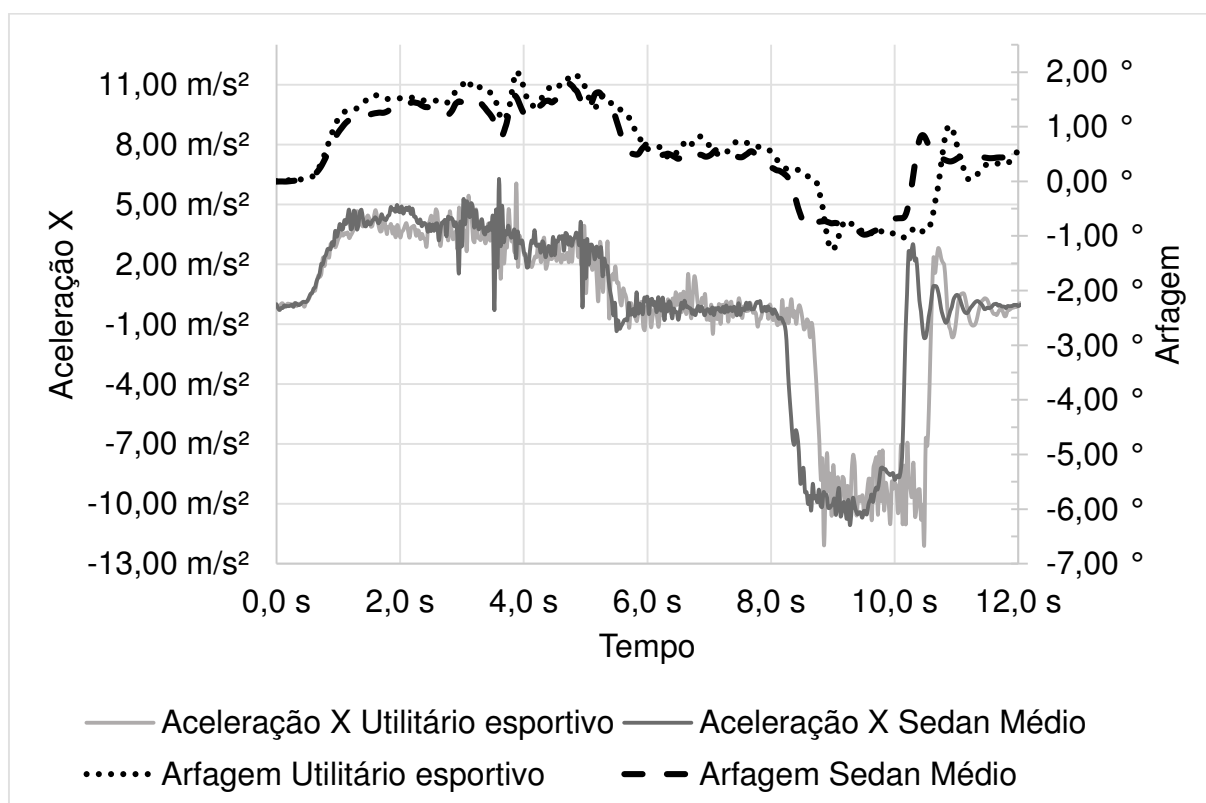
4.6.2. Avaliação do movimento de arfagem

A Figura 54 apresenta os dados da arfagem e aceleração na direção X durante os testes. Entre 1 e 5,5 segundos os veículos apresentam sua região de aceleração, deste ponto até cerca de 8,2 segundos os automóveis permaneceram em velocidade constante. Neste tempo o freio foi acionado levando os carros ao repouso em cerca de 1,5 segundos. De 11 a 12 segundos os veículos permaneceram parados para avaliar a resposta dos mesmo a desaceleração.

Analisando a Figura 54, ambos os veículos apresentaram acelerações e desacelerações muito semelhantes em X, assim como os valores de arfagem obtidos foram muito próximos. Devido a transmissão automática a amplitude não apresentou

nenhuma queda significativa durante a aceleração dos veículos, visto que, este tipo de transmissão apresenta uma troca mais suave.

Figura 54 – Aceleração longitudinal e arfagem durante manobra de aceleração e frenagem.



Fonte: Autor (2017)

O tempo para o deslocamento dos 100 metros pelo Utilitário Esportivo foi maior, apresentando um possível melhor desempenho do sedan médio. Diferenças no comportamento dos veículos podem ser notadas nas regiões de variação de aceleração como na frenagem onde os picos de arfagem foram mais significativos no utilitário esportivo. Este efeito é proveniente do menor amortecimento presente no utilitário quando comparado ao Sedan.

Novamente o menor conforto do utilitário esportivo foi evidenciado devido aos maiores picos de arfagem durante a variação de aceleração. Este comportamento pode afetar em pequenas proporções a dirigibilidade do veículo. A maior transferência de carga ao eixo dianteiro reduzirá a carga radial no eixo traseiro, limitando a potência total do sistema de frenagem.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho tratou da comparação de um utilitário esportivo com o veículo de categoria média de mesma marca e mesma faixa de preço através da avaliação prática dos parâmetros construtivos dos automóveis e a resposta dos mesmos a condições dinâmicas.

O objetivo principal do trabalho consistiu na comparação da dirigibilidade, estabilidade e conforto de ambas as carrocerias através dos dados de aceleração captados com os carros em movimento. Como objetivos secundários, buscou-se compreender quais parâmetros da suspensão influenciaram no comportamento dos veículos, as variações apresentadas nos diferentes tipos de vias e a avaliação de riscos aos usuários que migram de hatches e sedans médios para utilitários esportivos.

Os veículos inicialmente tiveram massa, posição do CG, rigidez e amortecimento medidos de forma estática para compreender as diferenças construtivas entre os dois modelos. Em um segundo momento os automóveis foram avaliados de forma dinâmica em três testes.

O teste dinâmico inicial buscou identificar variações no conforto entre os automóveis em vias de asfalto e irregulares com base na captação de acelerações no domínio do tempo e da frequência. A segunda avaliação foi realizada com base na medição da rolagem dos carros em uma manobra de curva em 60°. Esta manobra busca avaliar o conforto e a dirigibilidade devido a transferência de carga. Por fim, um teste de aceleração e frenagem foi realizado avaliando o deslocamento rotacional de arfagem ocorrido durante a aceleração e desaceleração dos automóveis.

Através dos resultados de massa e posição do CG constatou-se que a massa total do sedan apresentou-se 86,6 Kg maior devido suas maiores dimensões de bitola e entre eixos além do porta-malas mais amplo. Ambos os veículos apresentaram distribuição de massa concentrada na dianteira, que garante maior estabilidade à perturbação lateral. Ao avaliar a altura do CG o utilitário apresentou massa concentrada cerca de 100 mm mais alta que o sedan.

A maior altura do CG do utilitário esportivo contribuiu para um SSF de 1,14, enquanto no sedan médio o valor calculado foi de 1,35, apresentando que em altas velocidades o utilitário apresenta um maior risco de capotamento quando comparado ao sedan. Esta constatação apresenta um risco aos motoristas que optam por migrar de veículos médios para utilitários, sendo necessário readequar hábitos de direção.

O sedan médio apresentou maior rigidez média do sistema de suspensão e pneu. A razão de amortecimento média do sedan apresentou-se cerca de 0,1 e 0,05 maior na dianteira e traseira respectivamente quando comparado ao utilitário esportivo.

Pelas avaliações de frequência natural na dianteira, os resultados foram semelhantes para ambos os veículos com valores captados de aproximadamente 2,2 Hz. Para a suspensão traseira o sedan médio apresentou ressonância em 3,3 Hz enquanto no utilitário o valor apresentado foi de 2,8 Hz. A maior frequência natural do sedan o permite uma direção mais esportiva, porém devido a maior capacidade de carga do sedan, quando ambos os veículos estiverem carregados esta diferença tende a diminuir significativamente.

Através das captações dinâmicas de aceleração vertical constata-se que tanto em via asfáltica quando na via irregular as mesmas frequências sofreram ressonância, assim, a frequência de resposta do veículo depende da construção do mesmo e não somente da frequência de excitação da via. Em ambas as vias o utilitário esportivo apresentou maiores amplitudes de aceleração, representando assim menor conforto ao ocupante. Este comportamento é explicado pelo menor amortecimento empregado no utilitário.

Para avaliações de rolagem e arfagem não verificou-se significativa variação entre os veículos, porém, durante a frenagem, maiores picos de arfagem foram identificados no utilitário esportivo. Este comportamento novamente relacionado com o menor amortecimento empregado no modelo, que reduz o conforto aos ocupantes.

Com base nos resultados apresentados constata-se que as principais diferenças entre os veículos estão no amortecimento e na altura do CG. O primeiro influencia diretamente na amplitude das acelerações, o que acarreta a maior deslocamento do veículo tanto de forma linear quanto rotacional. O segundo influencia na estabilidade quanto a possibilidade de capotamento em altas velocidades, este resultado não foi evidenciado no presente trabalho devido as baixas velocidades empregadas nos testes práticos.

Com base nas avaliações e dados obtidos neste trabalho sugere-se a continuidade através dos seguintes trabalhos futuros:

- Incorporar os dados captados de forma prática em modelos matemáticos para compreender se os modelos correspondem adequadamente a realidade;
- Reproduzir o estudo para outras marcas de veículos de modo a compreender se as relações utilizadas são uma decisão da marca avaliada ou podem ser extrapoladas para qualquer veículo médio e utilitário esportivo;
- Realizar testes de rolagem em velocidades mais significativas a fim de validar a maior suscetibilidade de capotamento presente no utilitário esportivo.

REFERÊNCIAS

- ABDULLAH, M. A.; JAMIL, J. F.; SALIM, M. A. Dynamic performances analysis of a real vehicle driving. **Iop Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.**, v. 100, n. 1, 10 p., 22 dez. 2015.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **F811-02**: standard practice for accelerometer use in vehicles for tire testing. West Conshohocken: International Astm, 2016.
- BISCONSINI, D. R.; FERNANDES JÚNIOR, J. L. O uso de smartphones para a avaliação da irregularidade longitudinal de pavimentos. In: CONGRESSO NACIONAL DE PESQUISA EM TRANSPORTES DA ANPET, 14., 2015, Ouro Preto. p. 129 - 132. **Anais...** . Ouro Preto: Anpet, 2015.
- BLUM, N. C. **System identification of vehicle dynamics and road conditions using wireless sensors**. 2015. 219 p. Tese (Doutorado) - University Of Maryland, College Park, 2015
- BONFIM, R. **Entenda as diferentes carrocerias dos carros**. 2015. Disponível em: <<http://revistaautoesporte.globo.com/Servico/noticia/2015/10/entenda-diferentes-carrocerias-dos-carros.html>>. Acesso em: 30 ago. 2016.
- CARVALHO, I. **Por que os hatches médios estão sumindo do mercado?** 2016. Disponível em: <<http://quatorrodas.abril.com.br/materia/hatches-medios-tem-apenas-2-9-de-participacao-no-mercado>>. Acesso em: 30 ago. 2016.
- CAVALHEIRO, J. V. S.; AVILA, S. M. ESTUDO PARAMÉTRICO DE SISTEMAS DE SUSPENSÃO VEICULAR PASSIVA. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 6, 2010, Campina Grande. **Anais...** . Campina Grande: Abcm, 2010.
- COSSOLINO, L. C.; PEREIRA, A. H. A. **Amortecimento**: classificação e métodos de determinação. São Carlos: Atcp Engenharia Física, 2010.
- DAHMER, L. B. Z. **ESTUDO SOBRE A DINÂMICA LATERAL DE VEÍCULOS DE PASSEIO DAS CLASSES SUV E SEDAN**. 2016. 86 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2016.
- DIXON, J. C. **The shock absorber handbook**. 2. ed. John Wiley & Sons, 1999.
- EREN, H. et al. Estimating driving behavior by a smartphone. 2012 Ieee Intelligent Vehicles Symposium. **Institute of Electrical & Electronics Engineers (IEEE)**. p. 234-239, jun. 2012.
- FENABRAVE. **Anuário 2016**: O desempenho da distribuição automotiva no Brasil. São Paulo, 2016. Disponível em: <<http://www3.fenabrave.org.br:8082/plus/modulos/listas/index.php?tac=indices-e-numeros&idtipo=6&layout=indices-e-numeros>>. Acesso em: 01 out. 2017.

FENABRAVE. **Informativo – Emplacamentos**: Agosto de 2017. São Paulo, 2017. Disponível em: <<http://www3.fenabrave.org.br:8082/plus/modulos/listas/index.php?tac=indices-e-numeros&idtipo=1&layout=indices-e-numeros.>> Acesso em: 01 out. 2017.

FONTANA, G. **Nissan Kicks promete mudar a dinâmica do segmento de SUVs**. 2016. Disponível em: <<http://quatorrodas.abril.com.br/materia/nissan-kicks-promete-mudar-a-dinamica-do-segumento-de-suvs>>. Acesso em: 01 set. 2016.

GANZAROLLI, F. **Influência das frequências de ride no conforto e estabilidade veiculares na faixa de uso do veículo**. 2012. 177 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, SP, 2012.

GILLESPIE, T. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.

GRANDE, P. C. **SUVs X Sedans**. 2015. Disponível em: <<http://quatorrodas.abril.com.br/materia/suvs-x-sedas-881220>>. Acesso em: 02 set. 2016.

HAN, S. et al. Optimal vibration control for vehicle active suspension discrete-time systems with actuator time delay. **Asian Journal of Control**, v. 15, n. 6, p.1579-1588, 23 abr. 2013.

HUANG, X. et al. Optimization of the dynamic behavior of vehicle structures by means of passive interface controls. **Journal Of Vibration And Control**, v. 26, n. 1, 26 p., 31 maio 2016.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **5005**: Earth-moving machinery — Method for locating the centre of gravity. International Organization For Standardization, 1977.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **2631**: Guide for Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 2 ed., 1978. 15 p.

JAZAR, R. N. **Vehicle dynamics**: Theory and application. New York: Springer, 2008.

KALLAN, M. J.; JERMAKIAN, J. S. SUV Rollover in single vehicle crashes and the influence of ESC and SSF. **Ann Adv Automot Med.**, v. 52, p.3-8, 2008. Disponível em: <<https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC3256767/>>. Acesso em: 01 set. 2016.

KOIZUMI, T., et al. Verification of the Correlation between Human Vibration Characteristic and Discomfort in Low-Frequency Band. **Journal Of System Design And Dynamics**, v. 5, n. 8, p.1624-1636, 2011.

KRYLOV, V. V.; PICKUP, S.; MCNUFF, J. Calculation of ground vibration spectra from heavy military vehicles. **Journal Of Sound And Vibration**, v. 329, n. 15, p.3020-3029, jul. 2010.

LEAL, L. D. C. M; DA ROSA, E; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Florianópolis, SC: Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

LIU, C.; HERMAN, R. Road profile, vehicle dynamics, and ride quality Rating. **Journal of Transportation Engineering**, v. 2, n. 125, p.123-128, mar. 1999.

MALHEIROS, P. **Ford Ecosport Freestyle 1.6 16v**. 2012. Disponível em: <<http://quatorrodas.abril.com.br/materia/ford-ecosport-freestyle-1-6-16v-699470>>. Acesso em: 01 set. 2016.

MALMEDAHL, G. A. **Analysis of automotive damper data and design of a portable measurement system**. 2005. 82 f. TCC (Graduação) - Curso de Bachelor Of Science, Ohio State University, Columbus, 2005.

PENNY, D. N. Rollover of sport Utility Vehicles. **The Physics Teacher**, v. 42, p.3-8, fev. 2004.

PEREIRA, L. D. **ANÁLISE DA METODOLOGIA DE LEVANTAMENTO EXPERIMENTAL PARA OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS DA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO AUTOMOTOR**. 2011. 79 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Instituto de Tecnologia, Universidade Federal do Pará, Belém, 2011.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001.

ROBERTSON, L. S.; KELLEY, A. B.. Static stability as a predictor of overturn in fatal motor vehicle crashes. **J. Trauma**, v. 29, n. 3, p.313-319, 1988.

SINGIRESU, R. **Vibrações mecânicas**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

STOFFER, H. SUV safety: Rollovers -- and de bate -- Escalate. **Automotive News**, n. 36, 08 jun. 1998. Disponível em: <<http://www.autonews.com/article/19980608/ANA/806080793/suv-safety:rollovers---and-de-bate---escalate>>. Acesso em: 30 ago. 2016.

STUMPF, C. **DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES MECÂNICAS DE MATERIAIS VISCOELÁSTICOS ATRAVÉS DE AJUSTE DE MODELO**. 2013. 85 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

THE ENGINEERING SOCIETY FOR ADVANCING MOBILITY LAND SEA AND SPACE. **J670E**: Surface Vehicle Recommended Practice. Warrendale, 1976.

TRAVIS, W. E. et al. Using scaled vehicles to investigate the influence of various properties on rollover propensity. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 2004, Boston. **Proceedings...** Institute of Electrical & Electronics Engineers (IEEE), 2005. v. 6, 6 p. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/1384431/>>. Acesso em: 01 set. 2016.

VECTORNAV TECHNOLOGIES. **VN-100 Rugged IMU/AHRS**. Disponível em: <<http://www.vectornav.com/products/>>. Acesso em: 23 out. 2016.

VENDAS de SUVs dispararam nos últimos 10 anos. **Car and Driver**. 2014. Disponível em: <<http://caranddriverbrasil.uol.com.br/noticias/mercado/vendas-de-suvs-disparam-em-dez-anos/8942#>>. Acesso em: 30 ago. 2016.

WENZEL, T. P.; ROSS, M. The effects of vehicle model and driver behavior on risk. **Accident Analysis & Prevention**, v. 37, n. 3, p.479-494, maio 2005.