

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FERNANDO VINÍCIUS MORLIN

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL DE UM VEÍCULO FORA DE
ESTRADA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2017

FERNANDO VINÍCIUS MORLIN

**ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL DE UM VEÍCULO
FORA DE ESTRADA**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica - COEME - da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, campus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Rogério Novak

Pato Branco
2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

Análise da Dinâmica Vertical de Um Veículo Fora de Estrada

Fernando Vinícius Morlin

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 17/11/2017 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto
(UTFPR - Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Douglas da Costa Ferreira
(UTFPR - Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Paulo Rogério Novak
(UTFPR)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

AGRADECIMENTOS

Os principais agradecimentos são direcionados a todos que, de alguma forma, contribuíram para que este trabalho pudesse ser concluído.

Agradeço à minha família por todo auxílio fornecido, não somente durante o período de graduação, mas em todos os momentos, garantindo auxílio financeiro e emocional para que eu pudesse manter o foco em meus estudos.

Ao meu orientador Paulo Rogério Novak por todos os conhecimentos transmitidos.

Aos meus colegas e amigos por todo o suporte, companheirismo e piadas ruins, fundamentais para que o ânimo se mantivesse mesmo nos momentos de cansaço.

À equipe Pato BAJA por fornecer todos os dados e valores necessários, em especial aos colegas Pedro Trevisoli, Lucas Dobkowski e Andrei Vivian.

*“Uma lição indolor não tem sentido.
Aquele que nada sacrifica nada é capaz de obter.
Mas quando essa dor é superada e a lição é incorporada,
o resultado é um coração infalível,
um coração de aço.”*
- Hiromu Arakawa

RESUMO

MORLIN, Fernando Vinícius. Análise da dinâmica vertical de um veículo fora de estrada. 70 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

Um veículo é um sistema dinâmico cujo comportamento vibratório é um critério de grande importância. A percepção da vibração por parte dos ocupantes está ligada às propriedades desse sistema, sendo necessário considerar características referentes a desempenho e segurança. Neste trabalho, foram avaliados aspectos da dinâmica vertical de um veículo do tipo fora de estrada, ou todo terreno, através de comparação de valores de frequências naturais, fatores de amortecimento e acelerações impostas à carroceria para diferentes configurações de seu sistema de isolamento. Para isso, modelos lineares foram alimentados com dados obtidos por meio de ensaios experimentais. A análise das melhores configurações se baseou em valores de referência, seja da literatura clássica ou definidos normativamente.

Palavras-chave: isolamento, dinâmica vertical, suspensão, fora de estrada.

ABSTRACT

MORLIN, Fernando Vinícius. Análise da dinâmica vertical de um veículo fora de estrada. 70 f. Trabalho de Conclusão de Curso - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

A vehicle is a dynamic system whose vibration behaviour is an important criterion. The vibration perception by the vehicle occupants is dependent on the system properties, and in this way, performance and safety characteristics have to be considered. The present work investigates the ride aspects of an off-road vehicle by comparison of natural frequencies, damping ratios and acceleration submitted to the vehicle chassis for different isolation system configurations. In this regard, linear models were fed by experimental data and the optimal configuration choice is based on literature and normative values.

Keywords: isolation, ride, suspension, off-road.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema <i>Ride</i>	21
Figura 2 – Sistema massa-mola amortecido excitado harmonicamente pela base.	23
Figura 3 – Modelo de 1/4 de veículo	24
Figura 4 – Modelo de um veículo inteiro.	25
Figura 5 – Isolamento da aceleração imposta pela pista em um modelo de 1/4 de veículo.	26
Figura 6 – Espectro da aceleração da massa suspensa devido ao perfil da pista para diferentes valores de rigidez da suspensão.	27
Figura 7 – Influência do amortecimento no isolamento de vibrações.	28
Figura 8 – Forma geral de um amortecedor telescópico.	30
Figura 9 – Curvas da mola pneumática progressiva.	31
Figura 10 – Zonas de precaução em relação à saúde.	34
Figura 11 – Representação de um modelo de veículo com 1 GDL.	38
Figura 12 – Distribuição de massa em relação ao CG.	39
Figura 13 – Representação de um modelo de 1/2 veículo com 4 GDL.	40
Figura 14 – Geometria da suspensão.	42
Figura 15 – Caracterização do obstáculo.	43
Figura 16 – Regressão linear para os pneus.	45
Figura 17 – Regressão linear para o amortecedor dianteiro	46
Figura 18 – Regressão linear para o amortecedor traseiro.	47
Figura 19 – Medidas de aceleração vertical da massa suspensa a 42 km/h: (a) a_w (b) VDV.	52
Figura 20 – Medidas de aceleração vertical da massa suspensa a 20 km/h: (a) a_w (b) VDV.	54
Figura 21 – Resposta vertical do CG a 42 km/h, 13 Psi e 21 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.	55
Figura 22 – Resposta vertical do CG a 20 km/h, 13 Psi e 21 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.	56
Figura 23 – Resposta vertical do CG a 42 km/h, 8 Psi e 13 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.	56
Figura 24 – Resposta vertical do CG a 42 km/h, 10 Psi e 13 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.	57
Figura 25 – Resposta vertical do CG a 20 km/h, 8 Psi e 13 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.	57
Figura 26 – Resposta vertical do CG a 20 km/h, 10 Psi e 13 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.	58

Figura 27 – Resposta vertical do CG a 20 km/h, 6 Psi e 6 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.	58
Figura 28 – Curva de amortecimento: dianteiro.	65
Figura 29 – Curva de amortecimento: traseiro.	65
Figura 30 – Ensaio: (a) pneu (b) amortecedor.	67
Figura 31 – Curva experimental de força versus deformação dos pneus.	67
Figura 32 – Curva de força versus deformação da mola pneumática dianteira	68
Figura 33 – Curva de rigidez versus deformação da mola pneumática dianteira . . .	68
Figura 34 – Curva de força versus deformação da mola pneumática traseira	69
Figura 35 – Curva de rigidez versus deformação da mola pneumática traseira	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes de amortecimento	44
Tabela 2 – Valores de rigidez do pneu.	45
Tabela 3 – Dados do protótipo.	47
Tabela 4 – Condições para simulações numéricas.	48
Tabela 5 – Resultados do modelo de 1 GDL.	50
Tabela 6 – Resultados do modelo de 2 GDL.	50
Tabela 7 – Resultados do modelo de 4 GDL.	51
Tabela 8 – Aceleração ponderada r.m.s - 42 km/h.	53
Tabela 9 – Fator de pico - 42 km/h.	53
Tabela 10 – <i>Fourth power vibration dose method</i> - 42 km/h.	53
Tabela 11 – Aceleração ponderada r.m.s - 20 km/h.	54
Tabela 12 – Fator de pico - 20 km/h.	54
Tabela 13 – <i>Fourth power vibration dose method</i> - 20 km/h.	55

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Objetivo geral	19
1.2	Objetivos específicos	19
2	REFERENCIAL TEÓRICO	21
2.1	Perfil da pista	22
2.2	Resposta dinâmica do veículo	23
2.2.1	Modelos massa-mola	23
2.2.2	Isolamento	24
2.2.3	Influência da rigidez da suspensão	26
2.2.4	Influência do amortecimento da suspensão	28
2.3	Características reais de um conjunto mola-amortecedor	29
2.3.1	Características de amortecedores com amortecimento viscoso	29
2.3.2	Características das molas pneumáticas	31
2.4	Exposição do corpo humano a vibração	32
2.4.1	Métodos de avaliação	32
2.4.2	Aplicação dos métodos	34
3	METODOLOGIA	37
3.1	Modelagem matemática	37
3.1.1	Modelo de 1 grau de liberdade	37
3.1.2	Modelo de meio veículo com 4 graus de liberdade	40
3.1.3	Correção da geometria	41
3.1.4	Caracterização da excitação	42
3.2	Caracterização do protótipo	44
3.2.1	Amortecimento do conjunto mola-amortecedor	44
3.2.2	Rigidez do pneu e conjunto mola-amortecedor	45
3.2.3	Valores de massa e geometria do protótipo	46
3.3	Características das simulações numéricas	47
4	RESULTADOS	49
4.1	Modelos de 1 e 2 graus de liberdade	49
4.2	Modelo de 4 graus de liberdade	50
4.2.1	Simulações numéricas	52
5	CONCLUSÃO	61
	REFERÊNCIAS	63
	ANEXO A – CURVAS DE AMORTECIMENTO	65
	ANEXO B – CURVAS DE RIGIDEZ	67

1 INTRODUÇÃO

O programa Baja SAE BRASIL é um desafio lançado aos estudantes de Engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do programa Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo fora de estrada, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. Criada em 2012, a equipe Pato BAJA é a primeira dessa modalidade no Campus Pato Branco da UTFPR e é formada atualmente por alunos dos cursos de engenharia mecânica, civil e elétrica.

Em uma competição de baja SAE, o nível de desempenho exigido dos veículos é extremo. Na busca por um protótipo competitivo, é fundamental se prever o comportamento do veículo em pista através de estudos de dinâmica aplicada. Porém, muitas vezes, de forma a se alcançar benefícios em relação ao desempenho, suspensões são projetadas com altos valores de rigidez, sem a consideração de critérios como o conforto e resposta humana à vibração. Nesse contexto, o desenvolvimento de um projeto que tome como partida modelos mais conhecidos da literatura, refinando-os com base em métricas atuais e dados experimentais, é um desafio justificável.

A avaliação do desempenho da suspensão é feita partindo-se de uma abordagem simplificada, com um modelo de um grau de liberdade, possibilitando a definição de parâmetros dinâmicos desse modelo. Então, a análise é aprofundada por meio de um modelo com quatro graus de liberdade, em que as respostas dinâmicas no domínio do tempo são obtidas por meio de simulações realizadas para diferentes casos.

1.1 Objetivo geral

Portanto, o presente trabalho tem como objetivo desenvolver a análise da dinâmica vertical de um veículo fora de estrada, fazendo uso de modelagem matemática e simulações, auxiliada por softwares e experimentações, com a consideração de critérios como conforto e desempenho.

1.2 Objetivos específicos

A fim de alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos são desenvolvidos:

- a) revisar conceitualmente os temas relacionados à resposta vertical da dinâmica de um veículo, abordando os principais tópicos apresentados na literatura sobre o tema, além da descrição de valores de referência;
- b) desenvolver modelos de sistemas lineares bidimensionais de 4 graus de liberdade que representem as características dinâmicas de uma suspensão, a fim de se

gerar resultados para a avaliação do comportamento geral da dinâmica vertical, como deslocamentos, velocidades e acelerações;

- c) fazer uso de simulações numéricas, com passagens por obstáculos que reproduzam os impactos sofridos pelo veículo, alimentando esses modelos com dados de entrada obtidos experimentalmente através de variações na configuração do amortecedor e da pressão interna dos pneus, com o objetivo de obter diferentes valores para a rigidez e , conseqüentemente, frequências naturais do sistema. Estimativas baseadas em projetos de protótipos anteriores também serão utilizadas;
- d) analisar comparativamente os resultados obtidos nas simulações numéricas, tomando como base valores de referência definidos normativamente e pela literatura, a fim de escolher a melhor configuração da suspensão que propicie benefícios tanto em desempenho como no isolamento de vibrações.

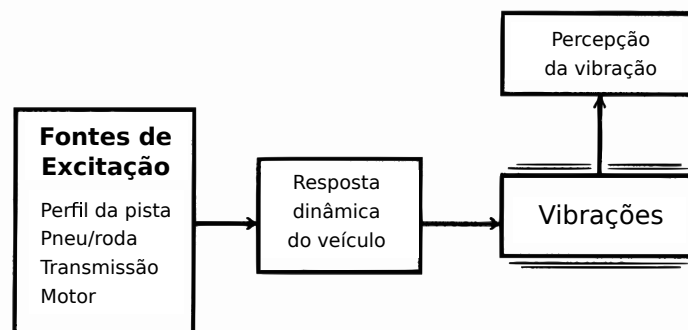
2 REFERENCIAL TEÓRICO

O veículo é um sistema dinâmico complexo, mas só exibe vibrações em resposta a excitações de entrada. As entradas, originárias de fontes diversas, serão transformadas em outros sinais de vibração sentidas na carroceria do veículo e, conseqüentemente, por seus passageiros. O comportamento vibratório de um veículo é um critério de grande importância na avaliação da qualidade do veículo, porém, bastante subjetivo (GILLESPIE, 1992). Dessa forma, o desempenho e conforto, assim como o equilíbrio entre ambos, são critérios de difícil avaliação e diversos trabalhos, como em Perseguidor (2005), tratam da abordagem de métricas para uma melhor análise.

A percepção da vibração por parte dos ocupantes depende das propriedades de resposta do veículo, que determinam a magnitude e direção das vibrações impostas ao compartimento do veículo. Esse sistema que transforma excitações de entrada em sensações subjetivas é definido como *ride*. O objetivo do estudo do *ride* é fornecer princípios que colaborem para o controle adequado da vibração do veículo e a garantia de que a sensação de desconforto dos passageiros esteja dentro de um certo limite (WONG, 2008).

O termo “ride” refere-se às vibrações táteis e visuais, variando de 0 a 25 Hz no espectro de vibrações, enquanto na faixa de 20 a 20.000 Hz tem-se o chamado “ruído”, embora seja difícil tratá-los separadamente, pois estão intimamente ligados (GILLESPIE, 1992). Diversos trabalhos, como em Duarte (2010), trazem ainda uma divisão da dinâmica vertical em *ride* primário e *ride* secundário, com o primeiro sendo caracterizado por fenômenos de maior amplitude e influência por parte da mola, amortecedor e barras estabilizadoras, numa faixa de 1 Hz a 7 Hz, e o segundo caracterizado por vibrações causadas pela rugosidade do pavimento e diferentes perturbações em pistas de pavimentos bons ou mesmo severas, numa faixa entre 8 Hz e 100 Hz.

Figura 1 – Sistema *Ride*.



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

Quando se trata da dinâmica vertical, existem, como já dito, múltiplas fontes de excitação, geralmente divididas em dois grupos, sendo a principal fonte o perfil da pista ou rugosidade e as demais são relativas a vibrações internas, como desbalanceamento, o

funcionamento do motor, o sistema de transmissão e o conjunto pneu-roda. O diagrama da Figura 1, apresentado por Gillespie (1992), resume de forma sistemática o comportamento da dinâmica vertical.

2.1 Perfil da pista

A rugosidade ou perfil da pista engloba desde buracos originados de falhas localizadas no pavimento até variações aleatórias que ocorrem devido às próprias limitações de precisão na construção e manutenção da superfície das pistas, sendo também incluídas as variações ou obstáculos controlados, como lombadas e emendas da pista (GILLESPIE, 1992; DUARTE, 2010).

A rugosidade da pista atua como um deslocamento vertical adicionado às rodas do veículo, provocando vibração. No desenvolvimento de suspensões que possuam uma resposta adequada a obstáculos, perfis de pista representativos são desenvolvidos, tanto em pistas especiais, fornecendo dados à veículos instrumentados, como, muitas vezes, visando diminuição de custos, através de modelagem computacional.

Quando o perfil de elevação é bem caracterizado, é dito como um evento discreto e apresenta vantagens na avaliação de movimentos da massa suspensa e não-suspensa com excitação em faixas de frequências definidas, assim como a possibilidade de repetibilidade e uma avaliação mais rigorosa de parâmetros isolados, como velocidade e atitude da suspensão. Um exemplo são as lombadas que, sendo uma excitação predominantemente vertical, permitem a avaliação de diversas características do ride, seja do veículo como um todo ou da proporção entre o deslocamento vertical (*bounce*) da suspensão dianteira e traseira, assim como o amortecimento de ambas. A desvantagem é o espectro da frequência de excitação limitado, distanciando-se dos efeitos vibratórios das pistas e vias mais gerais.

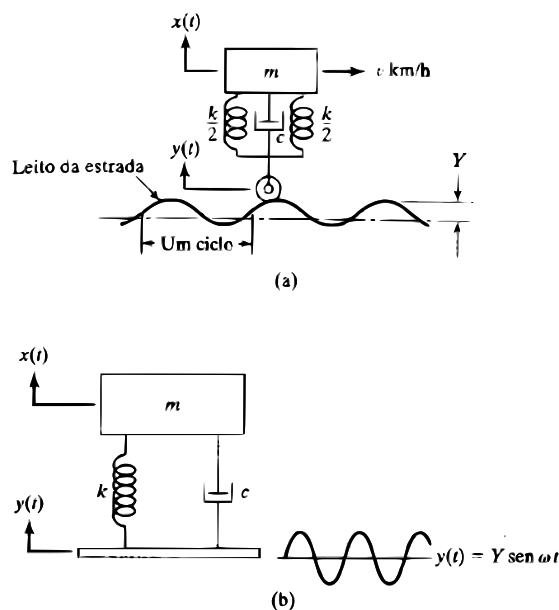
As entradas aleatórias possuem um espectro de frequência de excitação maior, com importância na avaliação de fenômenos que se apresentam nas faixas de frequências mais largas, ideais no estudo da durabilidade de componentes da suspensão e *chassis*, assim como na fadiga desses componentes. É um perfil comum observado em estradas brasileiras, devido a forma de construção das pistas, às cargas de veículos pesados, a degradação devido à ação da chuva e as medidas posteriores de manutenção (DUARTE, 2010).

Dessa forma, descreve-se como rugosidade o perfil de elevação sobre o qual o veículo trafega, que pode ser descrito pelo perfil em si ou por propriedades estatísticas como a representação pela função de densidade espectral (PSD), em que o perfil é construído matematicamente por meio da junção de uma variedade de funções senoidais, de modo a se obter uma ampla faixa de comprimentos de onda, amplitudes e fases. Esse processo pode ser feito através da transformada de Fourier e representa a variação de energia como função da frequência, mostrando quais frequências são “fortes” e quais são “fracas” (SAYERS, 1996 apud MANN; MCMANUS; HOLDEN, 1997).

2.2 Resposta dinâmica do veículo

Uma melhor abordagem para o tratamento do comportamento dinâmico de um veículo inicia-se no estudo das propriedades básicas em seu sistema de suspensão. O comportamento desse sistema pode ser representado por meio de um sistema massa-mola amortecido sendo excitado pela base, ilustrado na Figura 2, e sua caracterização é melhor descrita pela relação entre entrada e saída, em que as entradas são advindas das fontes de excitação, seja de forma isolada ou em combinação, e a saída é a própria vibração do corpo.

Figura 2 – Sistema massa-mola amortecido excitado harmonicamente pela base.



Fonte: Rao (2009, p. 24).

A razão adimensional entre entrada e saída é comumente chamada de transmissibilidade ou “ganho”. No caso de uma excitação devido à rugosidade da pista, o ganho ou transmissibilidade é a razão entre o movimento do corpo do veículo, seja em deslocamento, velocidade ou aceleração, pela equivalente variação do perfil da pista (GILLESPIE, 1992).

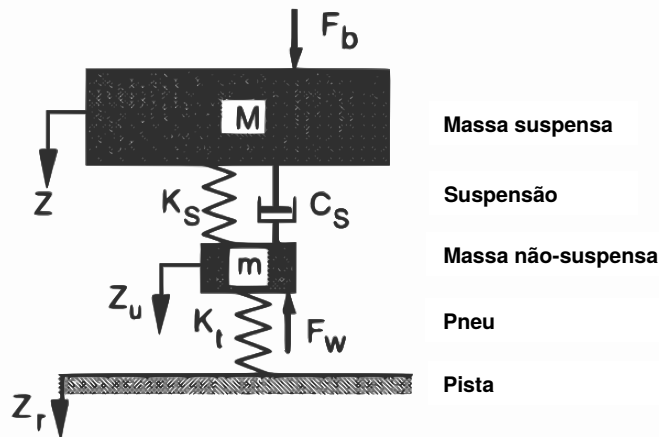
2.2.1 Modelos massa-mola

O modelo mais empregado e útil de um sistema de suspensão veicular é o *quarter car model* (JAZAR, 2008), ou modelo de um quarto de carro, que pode ser visto na Figura 3. Através do correto equacionamento, uma análise dinâmica preliminar pode ser obtida a partir desse modelo.

No modelo de um quarto de carro, como definido por Nicolazzi, Rosa e Leal (2012, p. 274), “o veículo é separado em quatro partes, sendo cada parte associada a uma roda do veículo”, e consiste em uma massa suspensa, relativa a um quarto do corpo do veículo,

suportada por um sistema de suspensão primário, o qual possui rigidez e amortecimento, ligado à massa não-suspensa, relativa ao pneu e o eixo, a qual estará, necessariamente, em contato direto com o solo e é representada por uma mola simples, embora, muitas vezes, considere-se também uma pequena quantidade de amortecimento, devido às propriedades visco-elásticas do pneu.

Figura 3 – Modelo de 1/4 de veículo



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

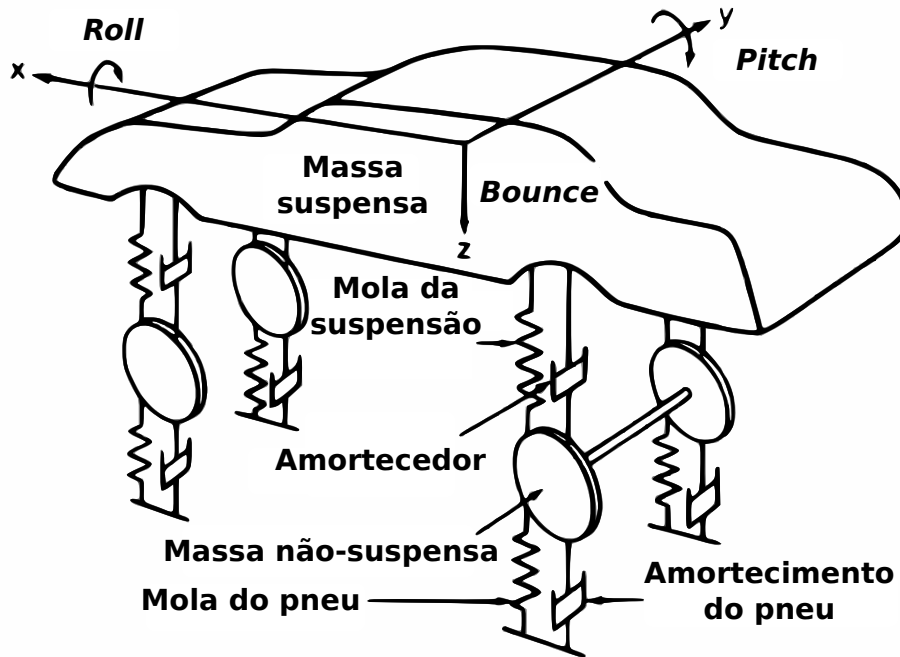
O comportamento dinâmico desse modelo é o primeiro nível de isolamento da excitação, originada do perfil da pista, representando apenas o movimento vertical e, embora não leve em consideração os efeitos da geometria do veículo e não permita possibilidades de estudo de interconexões laterais e longitudinais, é capaz de gerar uma visão geral das características do problema real, como as frequências naturais da massa suspensa e não suspensa e a influência dos parâmetros da suspensão no comportamento dinâmico (GILLESPIE, 1992; JAZAR, 2008).

Para um estudo mais aprofundado e próximo ao comportamento real do veículo, são considerados os demais graus de liberdade, a geometria do sistema real, possíveis não-linearidades, entre outros. A Figura 4, representa um modelo de um veículo inteiro com sete graus de liberdade, incluindo o movimento vertical de cada roda, o movimento vertical da massa suspensa, ou seja, da carroceria do veículo (*bounce*) e os movimentos rotacionais da massa suspensa em relação ao eixo transversal, conhecido como movimento de arfagem ou *pitch*, e ao eixo longitudinal, denominado rolagem, rolamento ou *roll*.

2.2.2 Isolamento

De modo a apresentar os fundamentos que dão base aos valores tomados como referência, as propriedades inerentes ao modelo de um quarto de veículo podem ser combinadas à PSD, ou seja, a função de densidade espectral que caracteriza o perfil da

Figura 4 – Modelo de um veículo inteiro.



Fonte: adaptado de Wong (2008, p. 436).

pista, para obtenção de uma visão geral da aceleração sofrida pela massa suspensa a partir da entrada.

A magnitude da função de transferência é uma das métricas utilizadas atualmente para avaliações preliminares da influência das características dinâmicas do veículo no nível de conforto e está presente na grande maioria da literatura relativa ao *ride* de veículos. Normas atuais tem utilizado procedimentos de cálculo com base na PSD da aceleração imposta ao ser humano para determinação da tolerância a esse ambiente de vibrações e, conseqüentemente, a quantificação do nível de conforto (GILLESPIE, 1992; PERSEGUIM, 2005).

Para um modelo linear, a PSD de aceleração da massa suspensa pode ser obtida pela multiplicação da PSD do perfil da pista pelo quadrado da função de transferência. Da seguinte forma:

$$G_{zs}(f) = |H_v(f)|^2 G_{zr} \quad (2.1)$$

Onde:

$G_{zs}(f)$ = PSD de aceleração da massa suspensa;

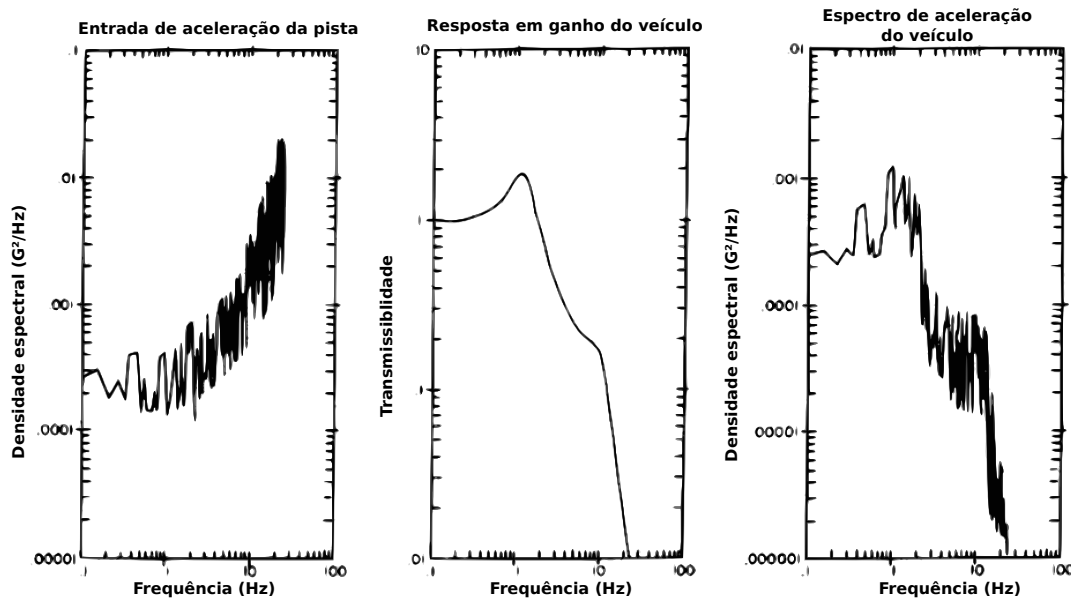
$H_v(f)$ = função de transferência;

G_{zr} = PSD de aceleração desse perfil.

Considerando um projeto de veículo automotivo voltado ao transporte de passa-

geiros, a frequência de ressonância da massa suspensa é, em geral, escolhida de modo a ser próxima, ou logo acima, de 1 Hz (GILLESPIE, 1992; WONG, 2008). Os resultados são apresentados na Figura 5. É possível notar que a entrada apresenta uma amplitude de aceleração que aumenta com a frequência, enquanto as propriedades de isolamento do sistema de suspensão agem de forma a diminuir a transmissibilidade à massa suspensa.

Figura 5 – Isolamento da aceleração imposta pela pista em um modelo de 1/4 de veículo.



Fonte: adaptado de Gillespie (1992, p. 153).

O resultado geral é, portanto, um espectro de aceleração, no veículo, de alta amplitude quando próximo ao valor de ressonância da massa suspensa e que decresce gradativamente com a frequência, com um breve aumento entre 10 e 12 Hz, faixa relativa à frequência de ressonância do conjunto pneu-roda, para esse caso. Porém, o importante, afinal, é ressaltar que, embora a amplitude de aceleração do perfil da pista aumente com a frequência, a aceleração imposta ao veículo possui um comportamento próximo ao da função de transferência, indicando a possibilidade de se obter uma ideia geral da resposta do veículo, mesmo quando o perfil da pista ainda não é conhecido.

2.2.3 Influência da rigidez da suspensão

Uma das características básicas da suspensão é a redução da vibração da carroceria através da filtragem de uma parcela dos impactos gerados pela passagem das rodas sobre o perfil da pista. Esse efeito é obtido através da inserção de um elemento que armazena energia ao se comprimir, a mola, permitindo que as rodas se movam em relação à carroceria (PERSEGUIM, 2005; SMITH, 1978).

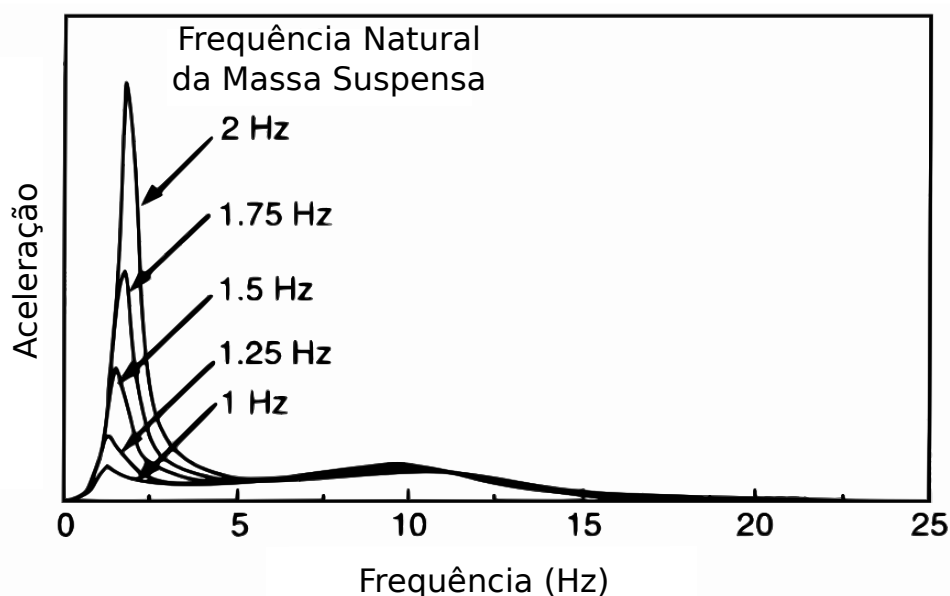
A frequência natural do sistema no modo de vibração vertical (*bounce*) é predomi-

nantemente determinada pelo valor da rigidez da suspensão, visto que a mola é montada em série com uma “mola” rígida, relativa ao pneu e sua propriedade visco-elástica. Pela Figura 5, como já discutido, observa-se que a amplitude de aceleração de entrada, imposta pelo perfil da pista, aumenta para altos valores de frequência. Assim, uma decisão de projeto seria manter um valor baixo para a rigidez da suspensão, de modo a diminuir a frequência natural da massa suspensa e melhorar o isolamento.

Aproximando a PSD do perfil da pista por uma função que aumente com o quadrado da frequência, a aceleração RMS imposta à massa suspensa pode ser estimada através da Equação 2.1. O resultado, para um modelo de um quarto de veículo, com variação da rigidez da suspensão feita de forma a se obter frequências naturais da massa suspensa entre 1 e 2 Hz, é apresentado na Figura 6 (GILLESPIE, 1992).

Portanto, uma baixa rigidez da suspensão apresenta as maiores vantagens em relação ao isolamento de vibrações, porém, em termos práticos, surge uma limitação dimensional, visto que o veículo deverá ser capaz de acomodar o curso da mola, além de um possível prejuízo à manobrabilidade e perda no contato entre pneu e solo. Assim, veículos destinados ao transporte de passageiros, em que o foco é o conforto, tem a frequência natural da massa suspensa variando entre 1 e 1,5 Hz, enquanto veículos voltados à *performance* estão na faixa de 2 a 2,5 Hz, possuindo, conseqüentemente, suspensões mais “duras” (WONG, 2008; GILLESPIE, 1992).

Figura 6 – Espectro da aceleração da massa suspensa devido ao perfil da pista para diferentes valores de rigidez da suspensão.



Fonte: adaptado de Gillespie (1992, p.155).

2.2.4 Influência do amortecimento da suspensão

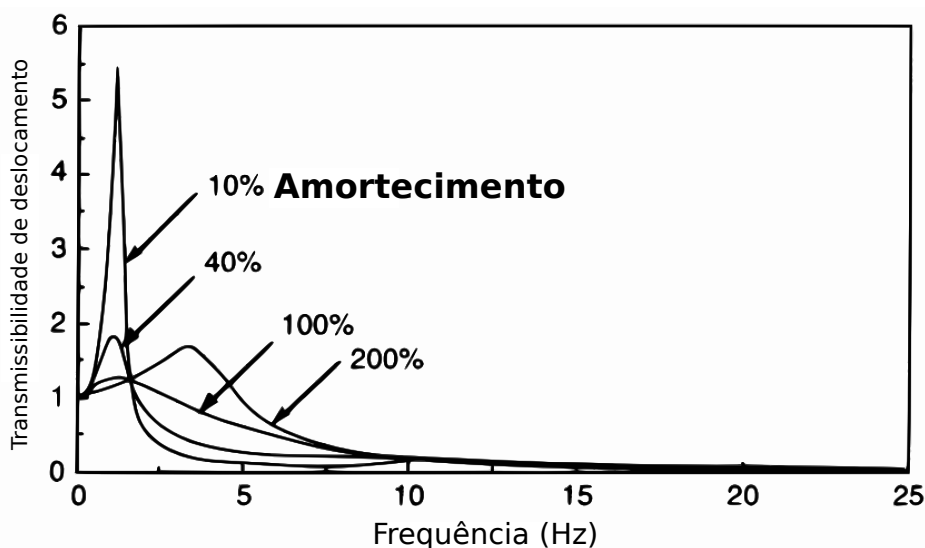
As molas absorvem o choque através de compressão em resposta à acelerações verticais. O papel do amortecedor é dissipar essa energia armazenada. Caso contrário, a cada passagem por um obstáculo, o sistema iria oscilar próximo à frequência natural da suspensão, até que a energia se dissipasse. Isso causaria problemas ao piloto, fisicamente e mentalmente, assim como aos pneus (SMITH, 1978). Segundo Perseguium (2005), a dissipação de energia por meio dos demais elementos da suspensão do veículo, como buchas, o escorregamento entre pneu e solo, atrito entre componentes, entre outros, proporcionam fatores de amortecimento entre 5 e 15% para os modos de vibrar da massa suspensa. Essa quantidade de energia dissipada não seria suficiente para garantir conforto.

Para qualquer sistema amortecido, o fator de amortecimento é definido como uma razão entre o coeficiente de amortecimento e o amortecimento crítico, sendo representado pela letra ζ , como na Equação 2.2. O coeficiente de amortecimento, c , é uma medida da força de amortecimento a uma velocidade de 1 m/s, tendo, assim, unidades de N/s/m ou Ns/m, enquanto o amortecimento crítico, c_c , é definido como o valor de amortecimento para o qual há o retorno da massa diretamente a sua posição de equilíbrio (SEWARD, 2014; RAO, 2009).

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.2)$$

Considerando um modelo de um quarto de veículo, como o da Figura 3, é possível analisar analiticamente e de forma simplificada a influência do fator de amortecimento, como ilustrado na Figura 7.

Figura 7 – Influência do amortecimento no isolamento de vibrações.



Para baixos valores de amortecimento, as amplitudes de oscilação são amplificadas nas frequências próximas à faixa de ressonância, embora benefícios sejam obtidos para valores acima. Com 40% de amortecimento o comportamento é bastante razoável, embora, para obstáculos curtos, isto é, um impacto brusco, acabe por gerar maiores esforços e picos de aceleração à massa suspensa. Quando se atinge o amortecimento crítico, assim como para valores acima, embora se tenha uma resposta eficiente próximo à faixa de ressonância, o amortecedor se torna rígido a ponto da suspensão não mais se mover (GILLESPIE, 1992; PERSEGUIM, 2005). Portanto, para carros regulares, valores de projeto para o fator de amortecimento próximos a 0,25 garantem uma boa relação entre conforto e desempenho, enquanto para carros de corrida, em que o que o conforto é muitas vezes comprometido, ficam entre 0,65 e 0,7 (SEWARD, 2014).

2.3 Características reais de um conjunto mola-amortecedor

Um tratamento analítico e linear, embora ofereça noções importantes em relação ao comportamento da suspensão, é bastante simplificado, sendo necessário o conhecimento do comportamento real de modo a evitar erros de simplificação.

2.3.1 Características de amortecedores com amortecimento viscoso

O desenvolvimento de um amortecedor é tratado não apenas com vistas a um desempenho ótimo em relação ao isolamento de vibrações, mas também na manutenção do contato entre pneu e pista, essencial para a manobrabilidade e segurança. As características de um amortecedor são, geralmente, representadas em um gráfico de força versus velocidade, em que o coeficiente de amortecimento é a inclinação da curva. É necessário, porém, que sejam feitas alterações dessa curva, envolvendo características não-lineares, para que se obtenha o melhor desempenho em diferentes situações (GILLESPIE, 1992; SEWARD, 2014).

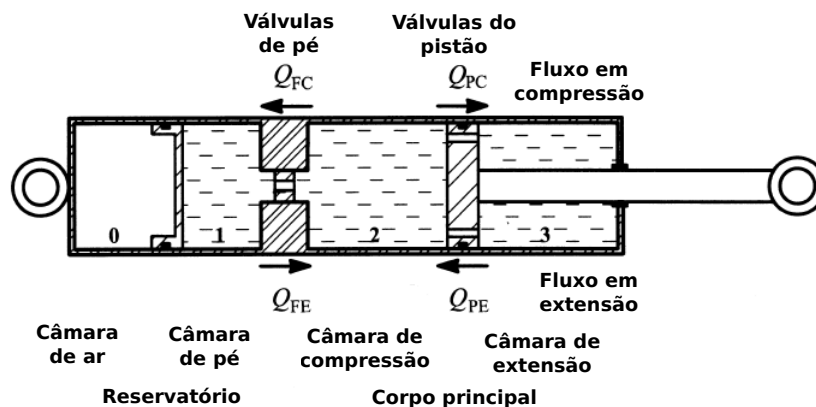
O amortecimento em relação à compressão e extensão possui características diferentes, pois não é desejável que haja acréscimo de força transmitida à massa suspensa, quando em compressão, ao passar por um obstáculo, enquanto é desejável que, na direção de extensão, exista uma dissipação da energia armazenada na mola. Regras gerais sugerem que, durante o movimento de compressão, o amortecimento deve agir de forma a controlar a vibração das rodas contra solavancos, enquanto no movimento de extensão, controlar o movimento da carroceria durante a curva. Para o caso em que a roda, com o veículo se deslocando a uma velocidade relativamente alta, sofre um impacto advindo da pista, há a imposição de uma alta velocidade no movimento de compressão, com um valor menor, proporcional à massa da roda e à rigidez da mola, no movimento de extensão. Elevadas velocidades geram elevadas forças de amortecimento e, conseqüentemente, elevadas

acelerações que, ao agir na direção ascendente, acabam por desestabilizar o veículo.

Conclui-se que, se o amortecimento em compressão é demasiado baixo, a roda irá “saltar” e, se demasiado alto, irá desestabilizar a carroceria. Em relação ao amortecimento durante o movimento de extensão, caso demasiado baixo, acarretará em uma resposta ruim em curvas, sendo necessário a compensação por meio do giro do volante na direção da curva, e, caso demasiado alto, acarretará em risco de capotamento, visto que o amortecimento impedirá o retorno da roda. Uma abordagem comum é calcular um coeficiente de amortecimento de $0,7c_c$ com base na massa suspensa e, por fim, reduzi-lo a $2/3$ quando em compressão e $3/2$, quando em extensão. O valor médio, após um ciclo total é, simplificada, $0,7c_c$ (SEWARD, 2014) .

Amortecedores com amortecimento viscoso operam forçando um fluido através de um orifício, o que produz forças que restringem o movimento da mola. Os principais exemplos são amortecedores telescópicos, como o exibido na Figura 8, usados quase exclusivamente em suspensões automotivas. Possuem um arranjo pistão-cilindro, tendo uma de suas extremidades conectada à carroceria e a outra ao eixo ou à roda, paralelamente à mola. Amortecedores telescópicos são concebidos em duas formas, monotubo e tubo duplo, também referido como “amortecedor a gás”, com ambos possuindo suas próprias vantagens, embora funcionalmente similares.

Figura 8 – Forma geral de um amortecedor telescópico.



Fonte: adaptado de Dixon (2008, p.41).

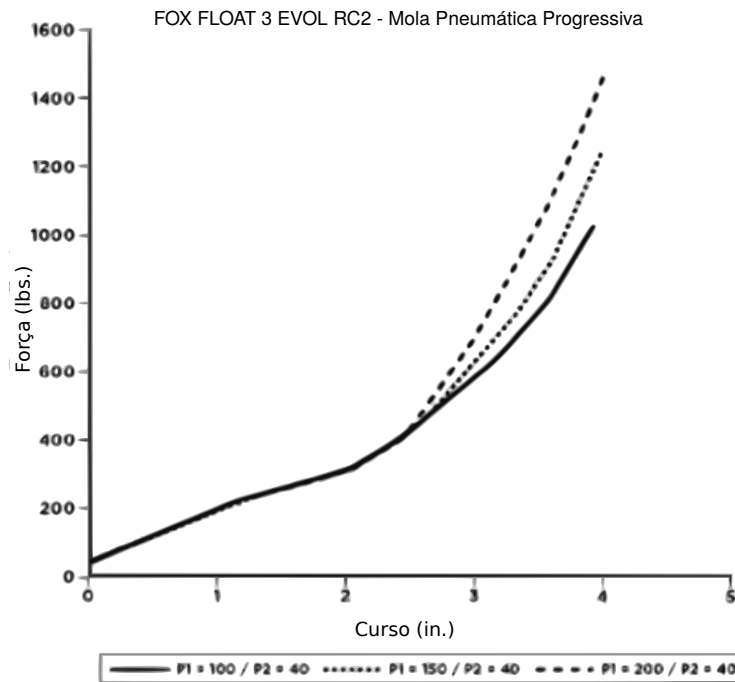
O pistão move-se através do fluido no cilindro. Assim, válvulas no pistão restringem o fluxo do fluido através do pistão, gerando força de amortecimento. No caso do tubo duplo, válvulas na base do tubo podem ser usadas para controlar o comportamento em amortecimento. Uma modificação final seria impor uma região rápida e uma região lenta à curva de amortecimento, com a inclinação da curva sendo reduzida pela metade ao se atingir determinado ponto de transição. Dois tipos de válvula podem ser usadas de forma combinada, de modo a produzir as características desejáveis. A válvula de orifício simples gera força de amortecimento que aumenta com o quadrado da velocidade. Quando

projetada para possibilitar controle dos movimentos da carroceria a baixas velocidades, essa válvula proporciona demasiado amortecimento a altas velocidades. A segunda válvula existente é do tipo “blow-off”, ou válvula de descarga, em que a passagem do fluido é bloqueada por uma válvula de retenção acionada por retorno de mola, que inibe o fluxo até que uma desejada pressão seja atingida.

2.3.2 Características das molas pneumáticas

Conjuntos mola-amortecedor tradicionais, isto é, com mola metálica, possuem rigidez constante, ou seja, em que há uma relação de proporcionalidade entre força e deslocamento para toda faixa de atuação. Conjuntos com mola do tipo pneumática, possuem o mesmo sistema de amortecimento de pistão flutuante, porém, passam a adicionar uma segunda câmara em torno do amortecedor tradicional. Essa “capa” contém ar pressurizado que atua como uma mola pneumática, passível de ajuste, em que a alteração na pressão da câmara principal é equivalente ao que seria a troca de uma mola metálica, mais ou menos rígida, a depender da configuração escolhida. Ao invés de proporcionar um comportamento linear durante toda sua extensão, a mola, a partir da segunda metade de seu curso, apresenta um aumento progressivo de rigidez, em que a força da mola cresce rapidamente, como pode ser visto na Figura 9 (RALPH, 2015; FOX, 2015).

Figura 9 – Curvas da mola pneumática progressiva.



Fonte: adaptado de FOX (2015, p.7).

O comportamento progressivo é muito vantajoso se tratando de obstáculos de grandes dimensões que, a depender da velocidade, no caso de um amortecedor tradicional,

poderiam ocasionar o alcance do fim de curso. Molas pneumáticas progressivas são, assim, capazes de absorver essa energia, evitando possíveis danos estruturais, além de evitar transmissão do impacto à massa suspensa.

2.4 Exposição do corpo humano a vibração

Veículos, maquinários e atividades industriais expõem o ser humano a vibrações periódicas, aleatórias e transientes, capazes de interferir no conforto e saúde. Sendo sempre complexa, ocorre em ampla faixa de frequências, diferentes direções e varia no tempo. A quantificação primária, porém, deve ser tomada em termos de aceleração, medida em relação a um sistema de coordenadas com origem na interface entre o corpo humano e a fonte de vibração.

Estudos dos campos de biodinâmica e epidemiológicos apresentam evidências de um elevado risco à saúde devido à exposição por longos períodos à vibrações de corpo inteiro, com possíveis prejuízos à coluna e sistema nervoso. Assume-se também a contribuição de fatores como ergonomia, baixas temperaturas e correntes de ar no aumento da dor muscular, assim como um aumento do risco com aumentos de duração e intensidade, seja ao longo do dia ou ao longo dos anos.

O propósito da norma ISO 2631 é a definição de métodos para quantificação de vibrações de corpo inteiro relacionadas a saúde, conforto e percepção, na faixa de 0,5 Hz a 80 Hz, para esse caso. A orientação se faz em termos numéricos, de modo a se evitar ambiguidades e aumentar a precisão da medida. Entretanto, não abrange potencialidades da vibração intensa no desempenho e capacidade de execução de tarefas, visto que dependem criticamente de características ergonômicas (ISO 2631-1, 1997).

2.4.1 Métodos de avaliação

O método básico de avaliação leva em conta uma aceleração r.m.s ponderada, expressa em metros por segundo ao quadro (m/s^2), quando em translação, ou radianos por segundo ao quadrado (rad/s^2), no caso de vibração rotacional. O cálculo da aceleração r.m.s é feita de acordo com a Equação 2.3.

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

Onde:

$a_w(t)$ = aceleração ponderada em função do tempo, em m/s^2 ou rad/s^2 ;
 T = duração da avaliação, em segundos.

Para análise da aplicabilidade do método básico é definida um fator de pico, Equação 2.4, definido como o valor absoluto da razão entre o maior valor instantâneo

da aceleração ponderada e o valor r.m.s no intervalo. Para vibrações com razões de pico menores ou iguais a 9, o método básico é normalmente eficiente na caracterização de severidade de vibrações.

$$FP = \frac{(a_w(t))_{max}}{a_w} \quad (2.4)$$

Para casos em que o método básico possa subestimar a severidade do desconforto, como quando há a presença de impactos ou choques ocasionais e vibração transiente, existem duas alternativas, o *running r.m.s* ou o *fourth power vibration dose value*. O primeiro leva em consideração choques ocasionais e vibração transiente pelo uso de uma integração em curtos espaços de tempo e é definido por

$$a_w(t_0) = \left[\frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.5)$$

Onde:

- $a_w(t)$ = aceleração ponderada em frequência instantânea;
- τ = tempo de integração para cálculo do valor médio;
- t = tempo como variável de integração;
- t_0 = tempo instantâneo de observação.

O máximo valor de vibração transiente, MTVV, ou seja, o valor de mais alta magnitude de $a_w(t_0)$ durante o período de avaliação, é definido como

$$MTVV = max[a_w(t_0)] \quad (2.6)$$

A segunda alternativa, *fourth power vibration dose method* ou VDV, quando comparada ao método básico, é mais sensível a picos e utiliza como base a raiz quarta da aceleração no intervalo analisado. O valor, dado em $m/s^{1,75}$, é calculado por:

$$VDV = \left[\int_0^T [a_w(t)]^4 dt \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.7)$$

Onde:

- $a_w(t)$ = aceleração ponderada em frequência instantânea;
- T = duração da avaliação.

Em casos de incerteza quanto ao uso do fator de pico, a experiência sugere que o uso dos métodos adicionais torna-se importante quando, dependendo do método a ser

usado, as seguintes razões são excedidas:

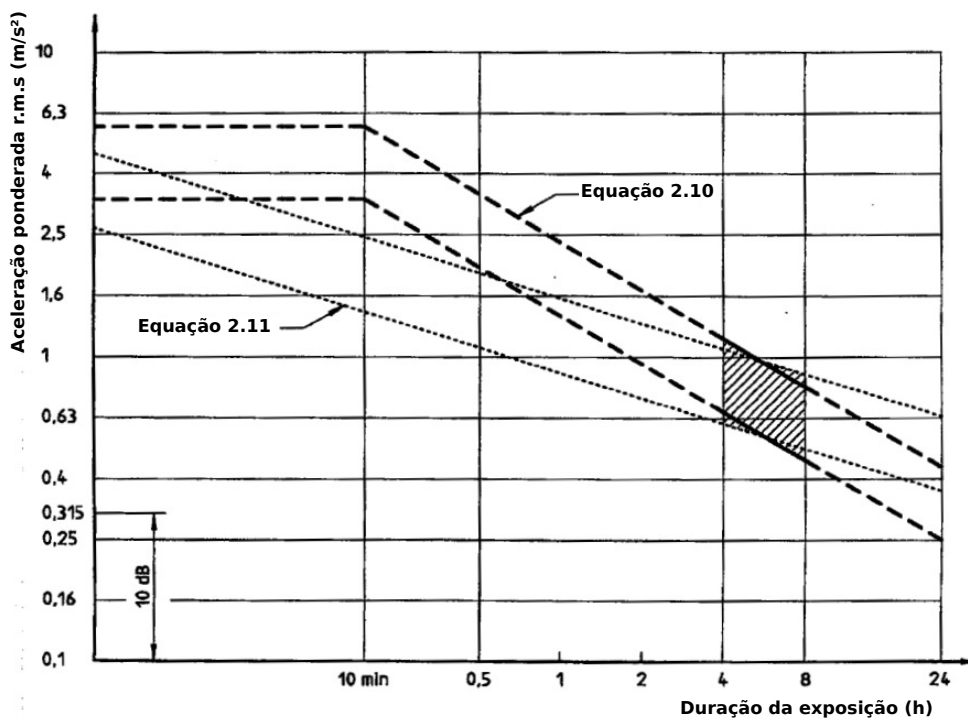
$$\frac{MTVV}{a_w} = 1,5 \quad (2.8)$$

$$\frac{VDV}{a_w T^{1/4}} = 1,75 \quad (2.9)$$

2.4.2 Aplicação dos métodos

Considerando a relação entre resposta e energia, existem duas equações recomendadas, Equação 2.10 e Equação 2.11, para a equivalência entre diferentes exposições diárias à vibração. A Figura 10 apresenta as zonas de precaução em relação à saúde, em que as regiões tracejadas referem-se às equações 2.10 e 2.10. O valores r.m.s podem, então, ser comparados a essas regiões.

Figura 10 – Zonas de precaução em relação à saúde.



Fonte: adaptado de ISO 2631-1 (1997, p. 24).

Para exposições abaixo da zona, efeitos à saúde não são claramente documentados, enquanto acima, os riscos são prováveis. Para durações entre 4 h e 8 h, a zona de precaução é a mesma, com essa sendo a região de maior indicação de aplicação. Menores durações devem ser tratadas com maior cuidado.

$$a_{w1} T_1^{1/2} = a_{w2} T_2^{1/2} \quad (2.10)$$

$$a_{w1}T_1^{1/4} = a_{w2}T_2^{1/4} \quad (2.11)$$

Onde:

a_{w1} e a_{w2} = aceleração r.m.s ponderada para a primeira e segunda exposições;
 T_1 e T_2 = durações para a primeira e segunda exposições.

3 METODOLOGIA

O estudo da dinâmica vertical do veículo é focado na avaliação do desempenho da suspensão. A análise é feita partindo-se de uma abordagem simplificada, em que um modelo de 2 graus de liberdade é reduzido, feitas as devidas considerações, a um modelo de 1 grau de liberdade, possibilitando a definição de valores para a rigidez do sistema de suspensão dianteira e traseira.

O comportamento vertical da dinâmica do veículo é aprofundado por meio de outro modelo linear, com 4 graus de liberdade, desenvolvido no *software* Octave. As respostas dinâmicas no domínio do tempo são obtidas por meio de simulações realizadas para diferentes casos, de modo que seja possível caracterizar o comportamento dinâmico.

3.1 Modelagem matemática

As equações do movimento são obtidas pela aplicação da segunda lei do movimento de Newton. Para o caso em que há rotação é assumida a hipótese dos pequenos deslocamentos, que permite adotar o valor do ângulo, em graus, como igual a seu respectivo seno ou cosseno.

A solução das equações diferenciais é obtida pelo uso da função “ode45” do *software* Octave, que utiliza o método de integração numérica de Runge-Kutta de quarta e quinta ordem.

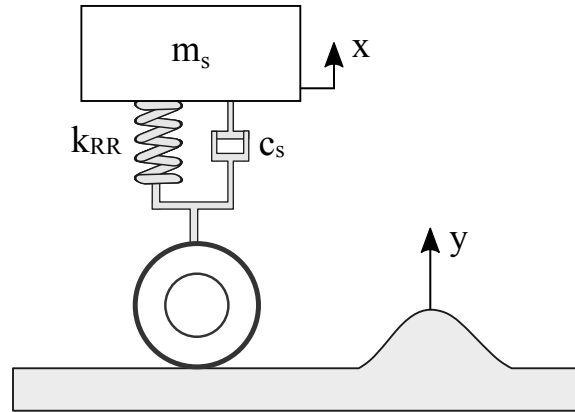
Demais considerações gerais:

- a) o modelo e todos seus parâmetros se comportam linearmente;
- b) o pneu está sempre em contato com a pista;
- c) o contato entre pneu e pista se dá de forma pontual;
- d) a trajetória é retilínea;
- e) o modelo de 1 grau de liberdade não prevê movimentos de arfagem, rolagem e guinada;
- f) o modelo de 4 graus de liberdade não prevê movimentos de rolagem e guinada;
- g) o amortecimento do pneu é desprezível.

3.1.1 Modelo de 1 grau de liberdade

Como a massa suspensa do veículo é muito maior que sua massa não-suspensa, é possível fazer uma simplificação em relação ao modelo de 1/4 de veículo da Figura 3, desprezando, assim, o valor da massa relativa ao eixo, pneu e demais componentes. Essa hipótese, referente à influência da massa não-suspensa, é avaliada por meio de comparação entre as frequências naturais obtidas para o modelo de 1 e 2 graus de liberdade.

Figura 11 – Representação de um modelo de veículo com 1 GDL.



Fonte: autoria própria.

A rigidez da suspensão pode ser representada como uma mola equivalente, aqui denotada k_{RR} (*Ride Rate*), às duas molas em série, do pneu, k_t , e da suspensão, k_s , como segue:

$$\frac{1}{k_{RR}} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_t} \quad (3.1)$$

$$k_{RR} = \frac{k_s k_t}{k_s + k_t} \quad (3.2)$$

A Figura 11 representa esse modelo de 1 grau de liberdade, constituído da massa suspensa m_s que, como definido anteriormente, é associada à massa repousando sobre uma roda do veículo. Como a massa suportada pelos conjuntos dianteiro e traseiro não é a mesma, devido à distribuição de massa em relação ao CG, como exibido na Figura 12, desenvolvem-se dois modelos para a análise em 1 grau de liberdade. A Equação 3.3 e Equação 3.4 representam essa distribuição.

$$m_{sd} = m_s \left(\frac{a_2}{a_1 + a_2} \right) \frac{1}{2} \quad (3.3)$$

$$m_{st} = m_s \left(\frac{a_1}{a_1 + a_2} \right) \frac{1}{2} \quad (3.4)$$

A frequência natural, em rad/s , em cada roda do veículo é definida pela Equação 3.5, em que m_s é o valor da massa suspensa da posição a ser considerada, ou seja, do modelo para a distribuição dianteira ou traseira, enquanto o valor em Hz é dado pela Equação 3.6.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{RR}}{m_s}} \quad (3.5)$$

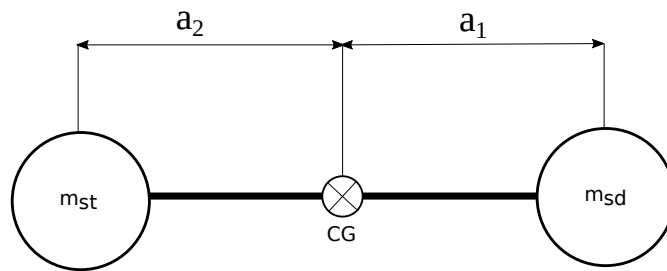
$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (3.6)$$

Estando o amortecimento presente, a ressonância passa a ocorrer na frequência natural amortecida, ω_d , dada pela Equação 3.7, em que ζ_s é o fator de amortecimento, definido anteriormente pela Equação 2.2, em que, para esse sistema, o amortecimento crítico é igual a $2m\omega_n$, como na Equação 3.8.

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta_s^2} \quad (3.7)$$

$$\zeta_s = \frac{c_s}{2m_s\omega_n} \quad (3.8)$$

Figura 12 – Distribuição de massa em relação ao CG.

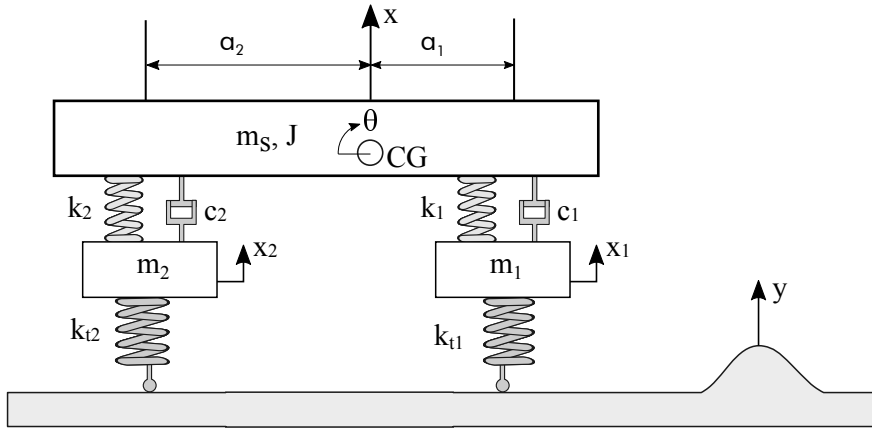


Fonte: autoria própria.

Usa-se o termo “frequência básica” para se referir à frequência que é obtida por um modelo massa mola de 1 grau de liberdade ao utilizar-se a rigidez vertical da mola da suspensão e a massa suportada por essa mola na vertical. Essa representação não quantifica os níveis de aceleração vertical na posição do ocupante do veículo, visto que não representa a influência do movimento de *pitch* com entradas simultâneas na região dianteira e traseira.

O índice dinâmico, razão $r^2/(a_1a_2)$, é um parâmetro importante na definição dos modos de vibrar de *bounce* e *pitch*, em que r é o raio de giração e é obtido por meio da relação $J = r^2ms$. Embora o centro de gravidade esteja, na maioria das vezes, deslocado e mais próximo ao eixo dianteiro ou traseiro, essa relação é, em geral, próxima de um. Quando esse valor é menor que um, implica em uma frequência de *pitch* maior que o modo de vibrar de *bounce*, independente dos valores da rigidez vertical de cada suspensão. Quando $k^2/(a_1a_2) = 1$, atinge-se a condição em que os modos de vibrar igualam-se aos valores das frequências básicas. Essa é a condição em que é válido o cálculo das frequências naturais através das equações de frequências básicas (PERSEGUIM, 2005).

Figura 13 – Representação de um modelo de 1/2 veículo com 4 GDL.



Fonte: autoria própria.

3.1.2 Modelo de meio veículo com 4 graus de liberdade

O modelo de meio veículo é apresentado na Figura 13 e estende a análise de vibração do veículo, adicionando o movimento de *pitch* à massa suspensa, os movimentos verticais da suspensão dianteira e traseira, assim como excitações independentes a cada roda. Os parâmetros desse modelo são apresentados no Quadro 1.

As equações de movimento na forma matricial são:

$$[m]\ddot{\mathbf{x}} + [c]\dot{\mathbf{x}} + [k]\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (3.9)$$

Onde:

$$[\mathbf{x}] = \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$[m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & a_2c_2 - a_1c_1 & -c_1 & -c_2 \\ a_2c_2 - a_1c_1 & c_1a_1^2 + c_2a_2^2 & a_1c_1 & -a_2c_2 \\ -c_1 & a_1c_1 & c_1 & 0 \\ -c_2 & -a_2c_2 & 0 & c_2 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & a_2k_2 - a_1k_1 & -k_1 & -k_2 \\ a_2k_2 - a_1k_1 & k_1a_1^2 + k_2a_2^2 & a_1k_1 & -a_2k_2 \\ -k_1 & a_1k_1 & k_1 + k_{t1} & 0 \\ -k_2 & -a_2k_2 & 0 & k_2 + k_{t2} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1k_{t1} \\ y_2k_{t2} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Quadro 1 – Parâmetros do modelo de meio veículo

Parâmetro	Significado
m_s	metade do valor da massa da carroceria do veículo
m_1	metade da massa não-suspensa dianteira
m_2	metade da massa não-suspensa traseira
J	metade do valor do momento de inércia da carroceria do veículo
a_1	distância do eixo dianteiro ao centro de massa do veículo
a_2	distância do eixo traseiro ao centro de massa do veículo
k_1	rigidez da suspensão dianteira
k_2	rigidez da suspensão traseira
k_{t1}	rigidez do pneu dianteiro
k_{t2}	rigidez do pneu traseiro
c_1	coeficiente de amortecimento da suspensão dianteira
c_2	coeficiente de amortecimento da suspensão traseira

Fonte: autoria própria

Em termos de álgebra linear, a Equação 3.9 é um problema típico de autovalores e autovetores, em que as frequências naturais e os modos de vibração são representados pelos autovalores e autovetores, respectivamente, do sistema dinâmico. Nesse sentido, sua determinação pode ser feita pelo uso da função “eig” .

3.1.3 Correção da geometria

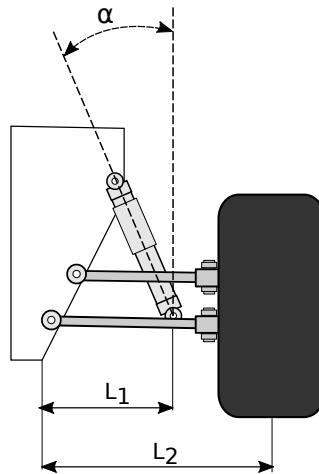
Comparado ao sistema massa-mola da Figura 11, a suspensão representada na Figura 14 possui diferenças notáveis em relação à geometria. Assim, é necessária a definição de valores para a rigidez e amortecimento que propiciem a mesma energia potencial quando a mesma massa se movimenta.

É assumido que o pneu é rígido e, por consequência, o movimento do centro da roda é o mesmo movimento da base. Também assume-se que a roda e o corpo do veículo movem-se apenas verticalmente. A mola k e o amortecedor c fazem um ângulo α com a direção do movimento da roda. Além disso, estão deslocados $L_2 - L_1$ do centro da roda. Assim, a mola equivalente k_e e o amortecedor equivalente c_e são:

$$k_e = k \left(\frac{L_1}{L_2} \cos \alpha \right)^2 \quad (3.15)$$

$$c_e = c \left(\frac{L_1}{L_2} \cos \alpha \right)^2 \quad (3.16)$$

Figura 14 – Geometria da suspensão.



Fonte: autoria própria.

Os valores dos parâmetros L_1 , L_2 e α do protótipo em projeto são apresentados na seção 3.2.

3.1.4 Caracterização da excitação

A Figura 15 representa o caso a ser considerando nas simulações dinâmicas. O protótipo move-se com velocidade v e percorre uma distância D , sem variação da aceleração vertical alguma, até alcançar uma ondulação transversal, onde receberá uma excitação de entrada devido a variação no perfil da pista. Após isso, percorre novamente uma distância D , em que novamente não há aceleração imposta à carroceria. O tempo necessário para percorrer λ é tido como o período de excitação:

$$T = \frac{\lambda}{v} \quad (3.17)$$

A partir do período, encontra-se a frequência de excitação:

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{2\pi}{T} \\ &= \frac{2\pi v}{\lambda}\end{aligned}\tag{3.18}$$

Conseqüentemente, definida a altura do obstáculo, a excitação torna-se:

$$y = \frac{h}{2}(1 - \cos \omega t)\tag{3.19}$$

Portanto, as forças de excitação, referentes ao impacto sofrido pela roda dianteira e traseira, a partir do solo, são definidas pelas equações 3.20 e 3.21:

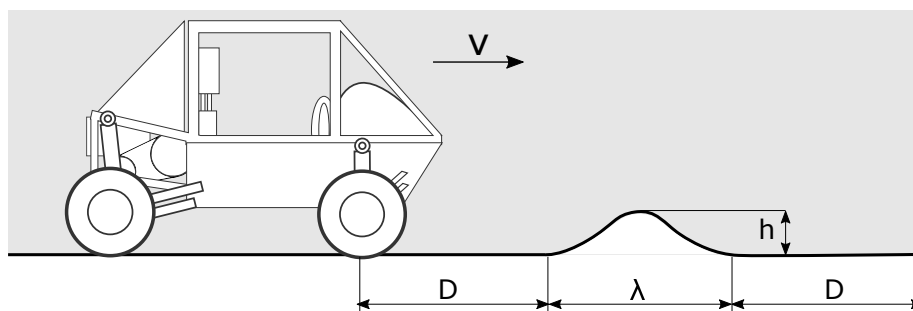
$$f_1(t) = \begin{cases} 0, & \text{se } t_{i1} < t < t_{f1} \\ k_{t1} \frac{h}{2}(1 - \cos \omega(t - t_{i1})), & \text{de outro modo.} \end{cases}\tag{3.20}$$

$$f_2(t) = \begin{cases} 0, & \text{se } t_{i2} < t < t_{f2} \\ k_{t2} \frac{h}{2}(1 - \cos \omega(t - t_{i2})), & \text{de outro modo.} \end{cases}\tag{3.21}$$

Onde:

- t_{i1} = tempo inicial de excitação da roda dianteira;
- t_{f1} = tempo final de excitação da roda dianteira;
- t_{i2} = tempo inicial de excitação da roda traseira;
- t_{f2} = tempo final de excitação da roda traseira.

Figura 15 – Caracterização do obstáculo.



Fonte: autoria própria.

Uma ondulação transversal, ou seja, uma lombada convencional, deve possuir, além de largura igual à da pista, um comprimento (λ) de 1,50 metros e altura (h) de até 0,08 metros (BRASIL. Conselho Nacional de Trânsito, 1991). A média das velocidades máximas na competição nacional de 2016 foi de 42 km/h. Nessa prova, o velocidade máxima é avaliada pelo tempo gasto pelo veículo para percorrer uma distância de 70 metros. Em

relação ao tempo de exposição, toma-se como base a prova “Enduro de Resistência”, em que os veículos devem completar voltas em uma pista de terreno irregular, *off-road*, com obstáculos, em qualquer condição climática, por um período de 4 horas (SAE Brasil, 2016).

Portanto, é possível a adoção desses valores como base, embora possa se tornar rigorosa a hipótese de que o veículo irá percorrer todo o circuito, durante 4 horas, atingindo velocidades próximas ao valor máximo. Da mesma forma, os obstáculos variam quanto à severidade e frequência em uma pista real.

3.2 Caracterização do protótipo

Os dados de entrada utilizados do protótipo são provenientes das modelagens 3D em *software* de CAD. Os diferentes valores para rigidez da mola pneumática e do pneu foram extraídos por meio de experimentos, para diferentes ajustes de pressão. O coeficiente de amortecimento é definido através de regressão linear de curvas obtidas junto ao manual da empresa fabricante. Esses dados são apresentados nos Anexos A e B.

3.2.1 Amortecimento do conjunto mola-amortecedor

Os valores usados para definição do coeficiente de amortecimento foram retirados de gráficos fornecidos pelo fabricante do conjunto mola-amortecedor utilizando o programa WebPlotDigitizer, uma ferramenta online dedicada a extrair dados a partir de gráficos, imagens e mapas (ROHATGI, 2017).

Os resultados estão dispostos nos gráficos da Figura 28 e Figura 29, para o conjunto dianteiro e traseiro, respectivamente. Embora seja possível, para cada caso, observar uma leve variação na inclinação da curva, referente à transição entre região rápida e lenta, é possível aproximar, de forma razoável, o comportamento do amortecedor como linear, porém, com diferentes coeficientes de amortecimento quando em compressão e extensão. Tanto o conjunto dianteiro quanto traseiro apresentaram uma relação, relativo ao ajuste por válvulas, de 2/3 para compressão e 3/2 para extensão. Dessa forma, o valor efetivo, ou seja, que representará o valor da força durante um ciclo inteiro, é definido pela média entre os quatro valores para cada curva, visto que foram obtidos valores muito próximos, como pode ser observado na Tabela 1, o que indica ser válida a relação considerada.

Tabela 1 – Coeficientes de amortecimento

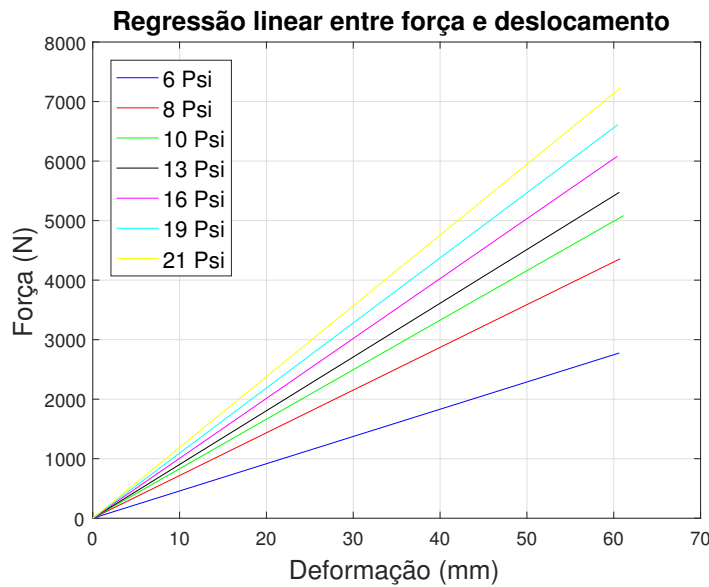
Conjunto	Inclinação (N/m/s)	Relação de ajuste	Valor efetivo (N/m/s)
Dianteiro (Compressão)	1435,6	2/3	2153,5
Dianteiro (Extensão)	3490,5	3/2	2327,0
Traseiro (Compressão)	1427,3	2/3	2141,0
Traseiro (Extensão)	3251,1	3/2	2167,4
		Média	2197,2

Fonte – Autoria própria

3.2.2 Rigidez do pneu e conjunto mola-amortecedor

Para a obtenção dos valores de rigidez, ambos, pneu e conjunto mola-amortecedor, dianteiro e traseiro, foram submetidos a ensaios de compressão, realizados por Trevisoli (2017), em seu projeto *trainee*, utilizado como parâmetro para avaliação no processo seletivo da equipe Pato Baja. A velocidade de aplicação do carregamento escolhida foi de 5 mm/min, valor relativamente baixo, visando reduzir os efeitos do amortecimento.

Figura 16 – Regressão linear para os pneus.



Fonte: autoria própria.

O comportamento do pneu AT21x7-10 pôde ser caracterizado, havendo aumento da rigidez a medida que se aumentou a pressão interna. A Figura 31 apresenta as curvas de força versus deformação obtidas experimentalmente, enquanto a Figura 16 exhibe as curvas obtidas via regressão linear. Os valores de rigidez para as diferentes pressões de ensaio estão reunidos na Tabela 2.

Tabela 2 – Valores de rigidez do pneu.

Pressão interna (Psi)	Rigidez (N/mm)
6	45,78
8	71,76
10	83,16
13	90,28
16	100,65
19	109,34
21	118,95

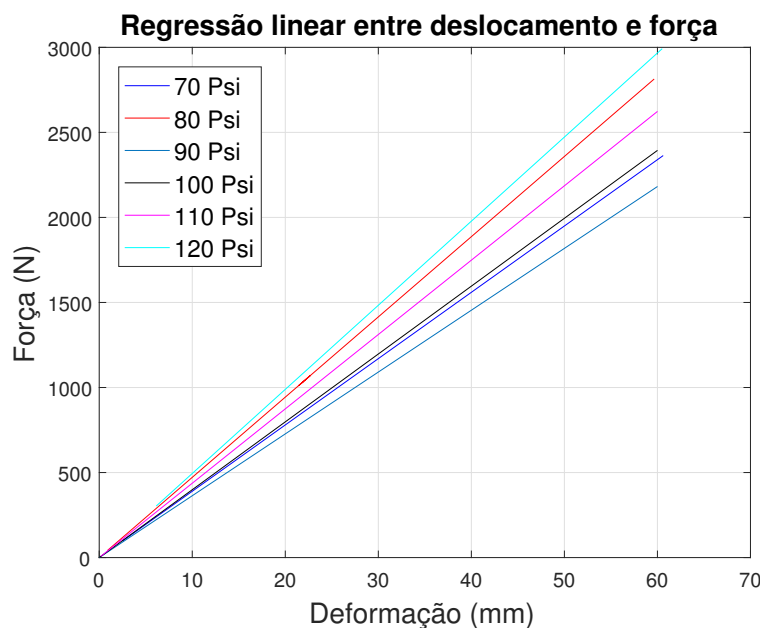
Fonte – Autoria própria.

Quanto ao amortecedor *Fox Float 3*, da fabricante FOX, também foram realizados ensaios para o conjunto dianteiro e traseiro em diferentes pressões. Para a mola pneumática

dianteira, a curva experimental de força versus deformação é exibida na Figura 32, enquanto a Figura 33 exibe as curvas de rigidez versus deformação, obtidas por meio de derivação de polinômios ajustados às curvas experimentais, utilizando o *software* Octave.

O conjunto apresentou, como esperado, comportamento aproximadamente linear durante a primeira metade de seu curso, divergindo para valores acima de 60 mm. Diferente do esperado, não foi possível observar variação considerável na rigidez para diferentes pressões, o que pode ser associado a problemas na realização do ensaio. Assim, para escolha do valor de rigidez, foram realizadas regressões lineares dentro da faixa de maior trabalho, representadas na Figura 17. O valor médio adotado é de 41,81 N/mm.

Figura 17 – Regressão linear para o amortecedor dianteiro



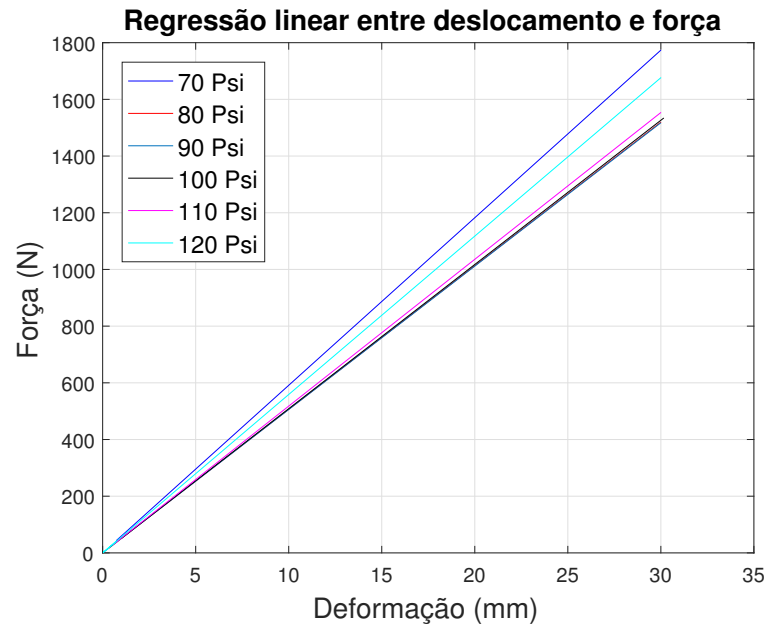
Fonte: autoria própria.

Em relação à mola pneumática traseira, o comportamento descrito acima também pôde ser observado, seguindo linearmente até aproximadamente 30 mm. Dessa forma, a Figura 34 exibe as curvas experimentais de força versus deformação, enquanto a Figura 35 exibe as curvas de rigidez. O valor adotado, de 51,3 N/mm, foi alcançado pela média dos valores de rigidez, apresentado na Figura 18.

3.2.3 Valores de massa e geometria do protótipo

Os valores de massa suspensa (m_s) e massas não-suspensas (m_1 e m_2) são exibidos na Tabela 3, assim como o momento de inércia (J) em torno do eixo transversal. Também reúne-se a distância entre o eixo dianteiro (a_1) e traseiro (a_2) e suas distâncias em relação ao centro de gravidade longitudinal. Como descrito anteriormente, é necessária a correção dos valores de rigidez e amortecimento devido às características geométricas, representadas

Figura 18 – Regressão linear para o amortecedor traseiro.



Fonte: autoria própria.

Tabela 3 – Dados do protótipo.

Parâmetro	Significado	Valor
m_s	Massa suspensa com o piloto	181,58 kg
J	Momento de inércia (<i>pitch</i>)	84,69 kg/m ²
m_1	Massa não-suspensa dianteira	27 kg
m_2	Massa não-suspensa traseira	28,75 kg
$a_1 + a_2$	Distância entre eixos	1407 mm
a_1	Distância eixo dianteiro-CG	778 mm
a_2	Distância eixo traseiro-CG	629 mm
$K_{ed}(k_1)$	Rigidez equivalente dianteira	5670 N/m
$K_{et}(k_2)$	Rigidez equivalente traseira	13545 N/m
$C_{ed}(c_1)$	Amortecimento equivalente dianteiro	298 N/m/s
$C_{et}(c_2)$	Amortecimento equivalente traseiro	580 N/m/s
L_{1d}	Distância amortecedor-chassi dianteira	145 mm
L_{2d}	Distância roda-chassis dianteira	370 mm
L_{1t}	Distância amortecedor-chassi traseira	267 mm
L_{2t}	Distância roda-chassis traseira	450 mm
α_d	Ângulo amortecedor dianteiro	20°
α_t	Ângulo amortecedor traseiro	30°

Fonte – Autoria própria.

na Figura 14, portanto, seus valores equivalentes (k_e e c_e), assim como os parâmetros necessários, ou seja, distâncias (L) e ângulos (α), também são devidamente apresentados.

3.3 Características das simulações numéricas

Na Tabela 4 estão reunidas informações e valores relevantes para execução das simulações numéricas. O intervalo de análise foi definido considerando o tempo necessário

para que as massas pudessem voltar à posição de equilíbrio, porém sem que se alongasse demasiadamente e acabasse por diminuir as acelerações eficazes transmitidas. Foram arbitrados valores diferentes, considerando ambos os casos, para a distância percorrida antes que se atingisse o obstáculo, de forma a se alcançar um tempo de aproximadamente um segundo antes do impacto.

Tabela 4 – Condições para simulações numéricas.

Método de integração numérica	Runge-Kutta de 4 ^a e 5 ^a ordem
Comportamento dos componentes da suspensão	Linear
Tempo inicial de análise	0,00 segundos
Tempo final de análise	5,00 segundos
Tamanho do passo	variável
Comprimento do obstáculo	1,5 metros
Altura do obstáculo	0,8 metros
Velocidade do protótipo	42 km/h e 20 km/h
Distância D percorrida	10 m (42 km/h) e 5 m (20 km/h)
Condições iniciais 1	0,00 m para deslocamentos
Condições iniciais 2	0,00 m/s para velocidades

Fonte – Autoria própria.

4 RESULTADOS

Nesse capítulo são apresentados e analisados os resultados obtidos para modelos de 1 e 4 graus de liberdade. O modelo de 1 grau de liberdade é explorado no que se refere às frequências naturais, amortecimento e, comparativamente a um modelo de 2 graus de liberdade, a influência da massa não-suspensa. Para o modelo de 4 graus de liberdade, a avaliação do comportamento dinâmico é estendida por meio de apresentação e análise da resposta do veículo ao ser submetido a uma excitação advinda da pista, utilizando para isso parâmetros de aceleração definidos normativamente.

4.1 Modelos de 1 e 2 graus de liberdade

Os resultados para os modelos de 1 grau de liberdade da suspensão dianteira e traseira estão dispostos na Tabela 5. Em relação às frequências naturais básicas, o modelo da suspensão dianteira apresentou, para as diferentes configurações de pressão do pneu, valores menores, se comparados ao modelo da suspensão traseira, o que é associado às diferenças geométricas e de distribuição de massa. A faixa de frequências obtidas, entre 1,7744 Hz e 2,4777 Hz, indica um bom comportamento quanto ao isolamento de vibrações, embora, como anteriormente discutido, a análise também se estenda a quesitos como manobrabilidade e fim de curso do amortecedor. As configurações com o menor ajuste de pressão, de 6 Psi, tendem a apresentar melhores propriedades de isolamento e conforto, embora a diferença tenha sido pequena, considerando valores dos extremos, com diferenças máximas de 3,45% para a suspensão dianteira e 7,29% para a traseira.

Quanto ao fator de amortecimento, os valores obtidos estão compreendidos numa faixa de 0,3179 a 0,4004, com o modelo da suspensão dianteira apresentando menores razões de amortecimento. Em relação ao isolamento de vibrações, os valores para o modelo da suspensão traseira indicam uma melhor resposta para excitações próximas à frequência natural do sistema, enquanto o modelo dianteiro indica melhores condições para valores maiores de frequência. Vale ressaltar que a faixa de valores obtidos é razoavelmente baixa, se comparada a valores de referência para veículos voltados à desempenho, entre 0,65 e 0,7, porém pode ser considerada ótima em termos de conforto e isolamento de vibrações.

Para efeito de comparação e análise da influência da massa não-suspensa, a Tabela 6 apresenta os resultados das frequências naturais de modelos da suspensão dianteira e traseira com 2 graus de liberdade. Sendo a massa não-suspensa pequena em relação à massa suspensa, a diferença apresentada não é tão significativa, permitindo o uso do modelo de 1 grau de liberdade, no que se refere à influência da massa não-suspensa, como alternativa para o alcance de uma visão geral do comportamento dinâmico.

O índice dinâmico para esse veículo é igual a 0,4760, indicando que as frequências de *pitch* serão maiores do que as frequências de *bounce*, como é visto, posteriormente, na

Tabela 5 – Resultados do modelo de 1 GDL.

Pressão (Psi)	Dianteira		Traseira	
	f_{ns} (Hz)	ζ_s	f_{ns} (Hz)	ζ_s
6	1,7744	0,3292	2,2965	0,4004
8	1,8109	0,3226	2,3977	0,3835
10	1,8201	0,3210	2,4243	0,3793
13	1,8247	0,3201	2,4378	0,3772
16	1,8303	0,3192	2,4543	0,3746
19	1,8342	0,3185	2,4660	0,3729
21	1,8378	0,3179	2,4770	0,3712

Fonte – Autoria própria.

Tabela 6 – Resultados do modelo de 2 GDL.

Pressão (Psi)	Dianteira			Traseira		
	f_{ns} (Hz)	f_{nu} (Hz)	ζ_s	f_{ns} (Hz)	f_{nu} (Hz)	ζ_s
6	1,7726	13,9093	0,3295	2,2878	14,5146	0,4019
8	1,8101	17,0537	0,3227	2,3933	17,3706	0,3842
10	1,8195	18,2640	0,3211	2,4208	18,4874	0,3798
13	1,8241	18,9810	0,3202	2,4348	19,1522	0,3777
16	1,8298	19,9793	0,3192	2,4518	20,0816	0,3750
19	1,8338	20,7790	0,3185	2,4638	20,8288	0,3732
21	1,8375	21,6290	0,3179	2,4751	21,6252	0,3715

Fonte – Autoria própria.

seção 4.2. Para o caso em que o índice dinâmico, ou seja, a razão $r^2/(a_1 a_2)$ se iguala a 1, os centros de oscilação encontram-se sobre os eixos dianteiro e traseiro, condição em que as frequências dos modos de vibrar igualam-se as frequências básicas, podendo ser calculada pela rigidez e pela massa sustentada por cada mola, isoladamente.

Dessa forma, essa análise fornece apenas uma base para a tomada de decisões, visto que, sendo o veículo um sistema acoplado com vários graus de liberdade, o comportamento dinâmico deve ser avaliado como um todo. O cálculo das frequências naturais através das equações de frequências básicas é de menor valor, visto que uma excitação na região dianteiro implicará em uma resposta vertical no eixo traseiro.

4.2 Modelo de 4 graus de liberdade

Como definido, o valor do índice dinâmico indica a não validade do modelo de 1 grau de liberdade para previsão dos valores de frequências naturais, visto que, existindo o acoplamento, uma excitação no pneu dianteiro terá influência sobre a resposta no eixo traseiro. Assim, uma avaliação mais próxima do comportamento real é obtido por meio da análise do sistema com 4 graus de liberdade. As frequências naturais obtidas para o modelo de meio veículo, com 4 graus de liberdade, estão dispostas na Tabela 7, em que se apresentam as frequências naturais da massa não-suspensa dianteira, traseira e da massa suspensa para os modos de vibração vertical (*bounce*) e de arfagem (*pitch*).

Tabela 7 – Resultados do modelo de 4 GDL.

Diant./Tras. (Psi)	Frequências naturais			
	<i>bounce</i> (Hz)	<i>pitch</i> (Hz)	<i>Susp_{dianteira}</i> (Hz)	<i>Susp_{traseira}</i> (Hz)
6/6	1,7920	1,9622	9,8464	7,7428
6/8	1,7938	2,2976	9,8464	10,2125
6/10	1,7939	2,3598	9,8464	11,1397
6/13	1,7939	2,3885	9,8464	11,6835
6/16	1,7940	2,4213	9,8464	12,4346
6/19	1,7940	2,4430	9,8464	13,0317
6/21	1,7940	2,4626	9,8464	13,6625
8/8	1,8328	2,2978	10,2125	12,0647
8/10	1,8329	2,3599	11,1397	12,0647
8/13	1,8330	2,3886	11,6835	12,0647
8/16	1,8330	2,4214	12,0647	12,4346
8/19	1,8330	2,4431	12,0647	13,0317
8/21	1,8331	2,3599	12,0647	13,6625
10/10	1,8426	2,2978	11,1397	12,9194
10/13	1,8426	2,3886	11,6835	12,9194
10/16	1,8427	2,4215	12,4346	12,9194
10/19	1,8427	2,4431	12,9194	13,0317
10/21	1,8427	2,4627	12,9194	13,6625
13/13	1,8475	2,3887	11,6835	13,4258
13/16	1,8475	2,4215	12,4346	13,4258
13/19	1,8476	2,4431	13,0317	13,4258
13/21	1,8476	2,4627	13,4258	13,6625
16/16	1,8534	2,4215	12,4346	14,1311
16/19	1,8534	2,4431	13,0317	14,1311
16/21	1,8534	2,4627	13,6625	14,1311
19/19	1,8575	2,4432	13,0317	14,6962
19/21	1,8575	2,4627	13,6625	14,6962

Fonte – Autoria própria.

O centro de gravidade do veículo está mais próximo de seu eixo traseiro, ou seja, uma maior concentração de massa é suportada pelas rodas de trás. Para esse caso, existe a recomendação de que se mantenha a pressão dos pneus traseiros um pouco acima da carga para o conjunto dianteiro, em vista da maior deflexão imposta. Assim, são apresentados os valores apenas para as combinações em que a pressão do pneu traseiro é maior que a do dianteiro e, conseqüentemente, seu valor de rigidez.

Os valores para as frequências naturais do movimento vertical da massa estão ligeiramente abaixo da faixa recomendada, de 2 Hz a 2,5 Hz, para veículos voltados a um maior desempenho. Entretanto, encontram-se numa faixa intermediária, de 1,5 Hz a 2 Hz. Pode-se dizer que os valores estão contidos em uma faixa intermediária daquilo que se poderia buscar para características de conforto e desempenho. A máxima diferença entre as frequências naturais é de, aproximadamente, 3,53%. Essa diferença, consideravelmente pequena, indica uma influência relativamente baixa da variação da rigidez dos pneus no modo de vibração vertical da massa suspensa.

Em relação ao movimento de *pitch*, as frequências naturais obtidas encontram-se acima das frequências de *bounce*, o que, segundo Perseguiim (2005), é uma métrica

amplamente difundida, porém, desde que essa diferença não supere 20%, o que acaba por ocorrer apenas nos casos em que há igualdade entre as pressões dos pneus dianteiros e traseiros e apenas para valores abaixo de 13 Psi.

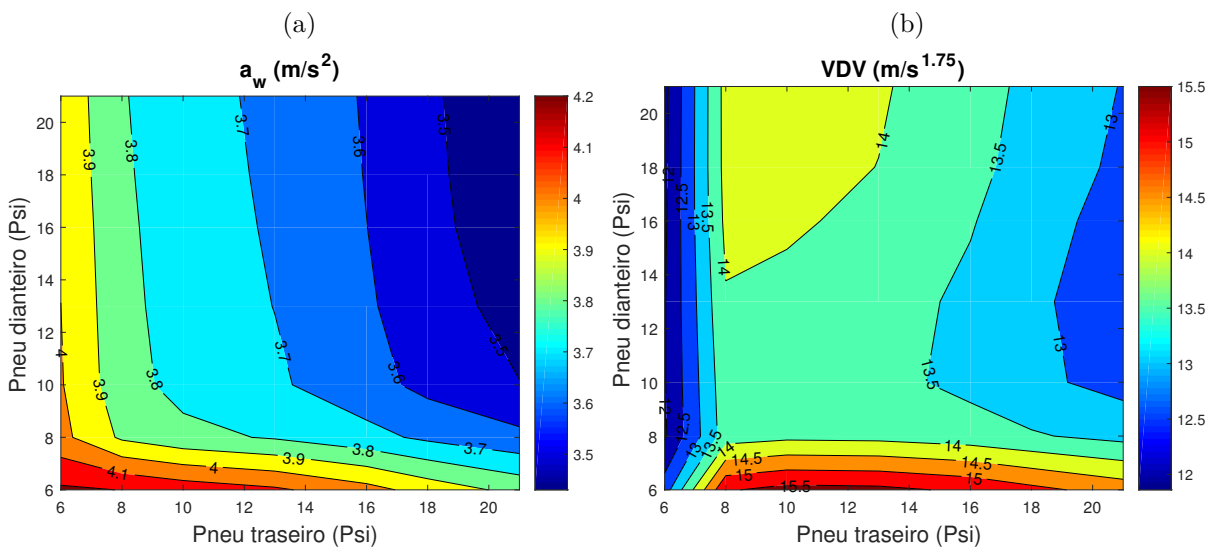
4.2.1 Simulações numéricas

Em relação às simulações numéricas, são apresentados os resultados para os dois casos considerados, em que, no primeiro, o veículo ultrapassa um obstáculo com máxima velocidade de 42 km/h e, em um segundo caso, com uma velocidade moderada de 20 km/h.

Para a primeira passagem, as medidas das acelerações estão representadas graficamente na Figura 19. Observa-se, na Figura 19a, que, por meio do método da aceleração r.m.s ponderada, melhores resultados são alcançados à medida que se aumentou a rigidez da suspensão traseira. Entretanto, como se é sabido, esse método acaba por subestimar valores de pico, por isso, na Figura 19b, a distribuição de valores possui outro aspecto, com acelerações mais baixas sendo alcançadas para pressões maiores nos pneus dianteiros do que nos pneus traseiros. Esse fato é melhor observado pela análise dos valores na forma numérica nas Tabelas 8 e 9. Com exceção dos valores para o ajuste de 6 Psi no pneu traseiro, os demais fatores de pico encontram-se acima ou muito próximos de 9, valor limite para aplicação do método básico. Os piores valores foram proporcionados pelas combinações com 6 Psi no pneu dianteiro, indicando que, para excitações de maior frequência, uma baixa rigidez nas posições dianteiras não é vantajosa em termos de isolamento.

Para a segunda passagem, os resultados na forma gráfica estão representados na Figura 20. Para esse caso, observa-se que, tanto o método básico quanto o método VDV

Figura 19 – Medidas de aceleração vertical da massa suspensa a 42 km/h: (a) a_w (b) VDV.



Fonte: autoria própria.

Tabela 8 – Aceleração ponderada r.m.s - 42 km/h.

Diant./Tras. (Psi)	$a_w (m/s^2)$						
	6	8	10	13	16	19	21
6	4,2166	4,1978	4,1588	4,1165	4,0363	3,959	3,8694
8	4,0281	3,8835	3,8287	3,7903	3,731	3,6803	3,6245
10	4,0075	3,8388	3,7664	3,715	3,6365	3,5712	3,5025
13	4,0004	3,8292	3,7532	3,6983	3,6132	3,5414	3,4653
16	3,9909	3,8217	3,7455	3,6894	3,601	3,5249	3,443
19	3,9828	3,8156	3,7403	3,6846	3,5961	3,5194	3,4359
21	3,9742	3,8081	3,7339	3,6788	3,5908	3,5141	3,4303

Fonte – Autoria própria.

Tabela 9 – Fator de pico - 42 km/h.

Diant./Tras. (Psi)	FP						
	6	8	10	13	16	19	21
6	5,9717	8,5038	8,8354	8,9422	9,0126	9,0261	8,9824
8	6,065	8,0539	8,3048	8,3742	8,4093	8,3941	8,3373
10	6,3774	8,439	8,5871	8,5967	8,541	8,4586	8,3413
13	6,4298	8,6751	8,8213	8,8202	8,7444	8,6402	8,4911
16	6,3803	8,8895	9,081	9,0926	9,0248	8,9185	8,7656
19	6,2959	8,9625	9,1985	9,232	9,1856	9,0912	8,9488
21	6,2112	8,9857	9,2617	9,3129	9,2898	9,2095	9,0785

Fonte – Autoria própria.

Tabela 10 – *Fourth power vibration dose method* - 42 km/h.

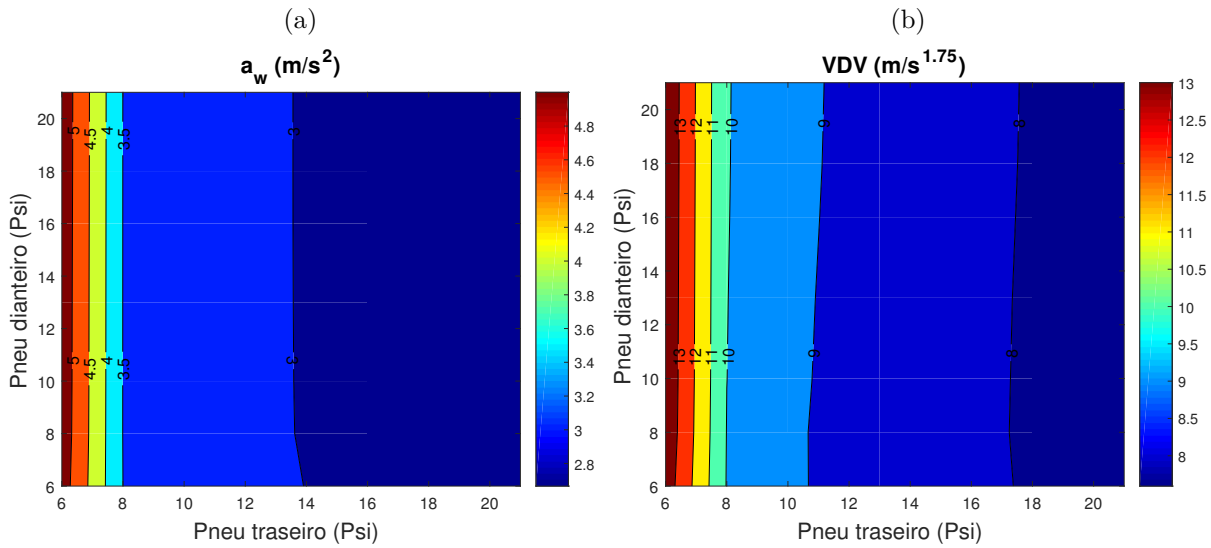
Diant./Tras. (Psi)	VDV ($m/s^{1,75}$)						
	6	8	10	13	16	19	21
6	12,75	15,448	15,666	15,624	15,407	15,135	14,783
8	11,936	13,75	13,868	13,841	13,712	13,551	13,342
10	11,968	13,818	13,771	13,639	13,371	13,115	12,823
13	11,963	13,96	13,884	13,717	13,393	13,086	12,742
16	11,925	14,115	14,063	13,89	13,536	13,194	12,806
19	11,89	14,168	14,154	13,993	13,645	13,298	12,898
21	11,861	14,175	14,196	14,052	13,717	13,376	12,975

Fonte – Autoria própria.

apresentaram aspecto semelhante. Isso ocorre devido ao fato de que os fatores de pico, apresentados na Tabela 12, estão todos abaixo do valor limitante de 9 para aplicação do método básico.

Com exceção das pressões mais baixas, de 6 Psi e 8 Psi, no pneu traseiro, os demais valores obtidos se apresentam em uma faixa bastante próxima, indicando uma resposta semelhante em todas as configurações para o caso de uma passagem com velocidade moderada. Há, entretanto, uma tendência de melhores resultados à medida que se aumenta rigidez do pneu traseiro, com pouca dependência da pressão do pneu dianteiro para todos os casos.

O eixo traseiro suporta maior carga e, dessa forma, os pneus devem sofrer maior deflexão. Assim, prima-se por configurações com valores de rigidez maiores para o conjunto

Figura 20 – Medidas de aceleração vertical da massa suspensa a 20 km/h: (a) a_w (b) VDV.

Fonte: autoria própria.

Tabela 11 – Aceleração ponderada r.m.s - 20 km/h.

Diant./Tras. (Psi)	a_w (m/s^2)						
	6	8	10	13	16	19	21
6	5,2409	3,4986	3,1891	3,048	2,8889	2,7855	2,6937
8	5,2889	3,4916	3,1766	3,0332	2,8716	2,7668	2,6738
10	5,3019	3,4919	3,1757	3,0316	2,8694	2,7642	2,6709
13	5,3086	3,4922	3,1754	3,0309	2,8683	2,7629	2,6694
16	5,3166	3,4929	3,1753	3,0305	2,8674	2,7616	2,6677
19	5,3222	3,4936	3,1754	3,0304	2,867	2,761	2,6669
21	5,3275	3,4944	3,1757	3,0305	2,8669	2,7607	2,6664

Fonte – Autoria própria.

Tabela 12 – Fator de pico - 20 km/h.

Diant./Tras. (Psi)	FP						
	6	8	10	13	16	19	21
6	4,7505	5,4566	5,4674	5,4583	5,4324	5,4021	5,3641
8	4,7762	5,4593	5,4631	5,4531	5,4268	5,3982	5,364
10	4,7773	5,4998	5,4996	5,4858	5,4541	5,4202	5,381
13	4,7688	5,5235	5,5291	5,5175	5,4867	5,4533	5,4137
16	4,758	5,537	5,555	5,5494	5,5258	5,4964	5,4604
19	4,7578	5,5324	5,5582	5,5572	5,5391	5,5139	5,4816
21	4,7643	5,5218	5,5506	5,552	5,5388	5,5173	5,4882

Fonte – Autoria própria.

traseiro. Em uma análise voltada puramente ao isolamento de vibrações da massa suspensa, uma configuração com pressões de 13 Psi nos pneus dianteiros e 21 Psi nos pneus traseiros se apresentaria como o melhor cenário. As Figuras 21 e 22 representam as respostas dinâmicas, em deslocamento e aceleração, no domínio do tempo para esse caso.

Entretanto, tratando-se de um veículo *off-road*, é necessário considerar também a

Tabela 13 – *Fourth power vibration dose method* - 20 km/h.

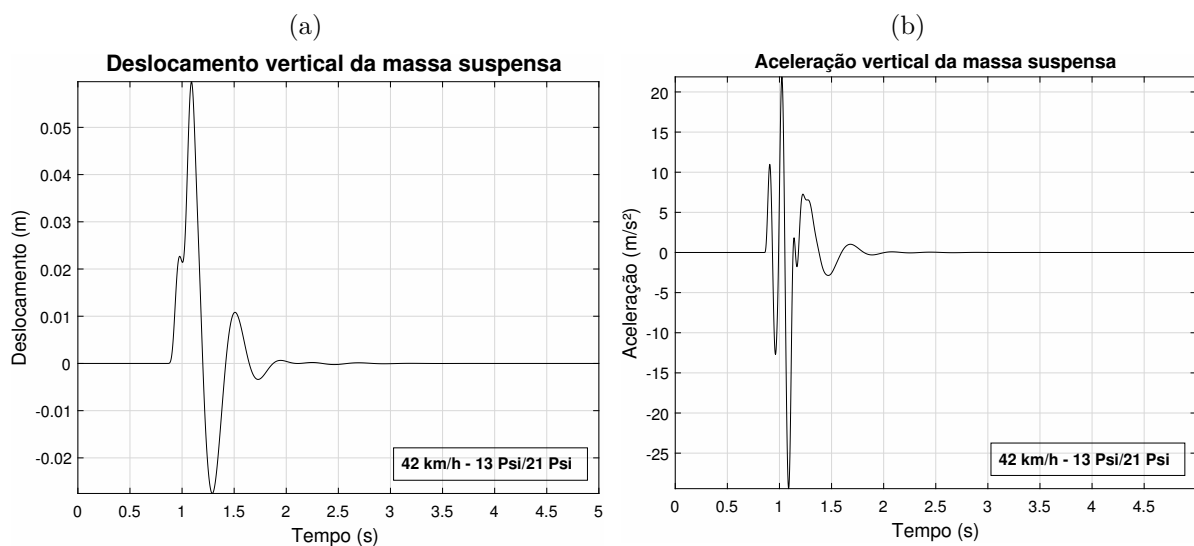
Diant./Tras. (Psi)	VDV ($m/s^{1,75}$)						
	6	8	10	13	16	19	21
6	13,554	9,954	9,0909	8,6838	8,2142	7,9022	7,6201
8	13,72	9,9769	9,0918	8,6755	8,1967	7,8795	7,5936
10	13,766	10,005	9,1109	8,6899	8,2053	7,8842	7,595
13	13,787	10,022	9,1266	8,7038	8,2167	7,8937	7,6026
16	13,808	10,043	9,1466	8,7232	8,2345	7,91	7,6173
19	13,824	10,054	9,158	8,7347	8,2458	7,921	7,6278
21	13,839	10,063	9,167	8,7435	8,2545	7,9295	7,6359

Fonte – Autoria própria.

influência da rigidez dos pneus sobre outros aspectos da dinâmica do veículo. Um método eficiente e de baixo custo para se aumentar a tração em um veículo *off-road* é reduzindo a pressão dos pneus de modo a se obter uma maior área de contato entre pneu e solo e melhorar a fricção positiva entre ambos. Esse método é limitado, porém, pelo aumento da resistência ao rolamento, assim como é necessário certo cuidado para que se mantenha uma boa acomodação entre pneu e roda (PYTKA, 2012; NEWTON, 2007). Para o modelo de pneu em questão, a máxima pressão definida pelo fabricante, impressa em sua lateral, é de 36 Psi. Contudo, sua pressão nominal, assim como também sugerido pela experiência, se situa entre valores de 3 a 7 Psi.

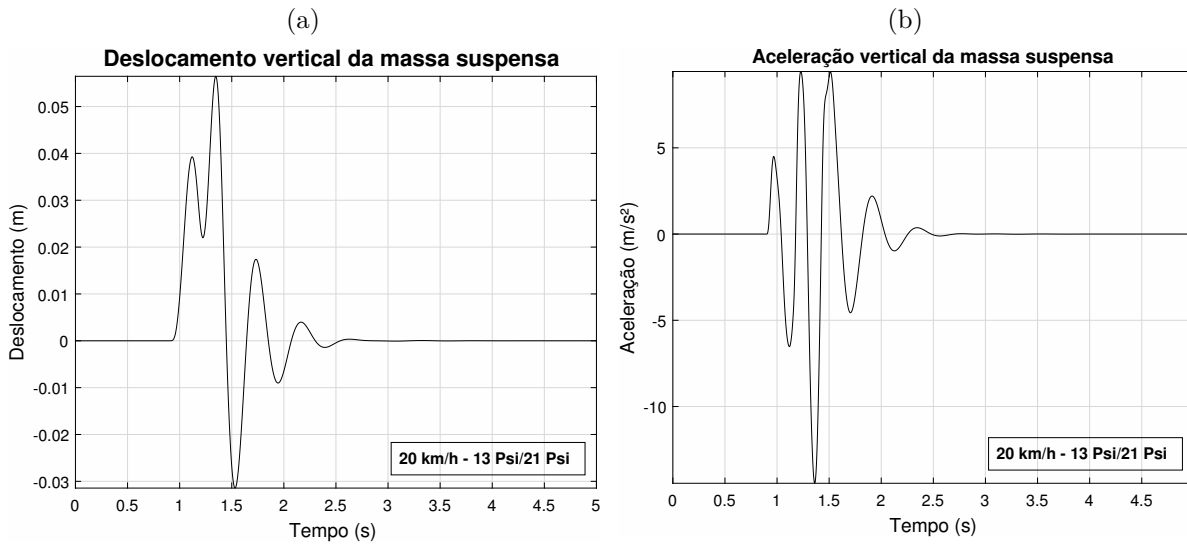
Em uma análise mais abrangente, para as velocidades de 42 km/h e 20 km/h, relações de 8 Psi e 13 Psi ou 10 Psi e 13 Psi, respectivamente, nos pneus dianteiros e traseiros, apresentaram uma resposta intermediária em relação ao isolamento de vibrações e é possível que se mantenha um bom desempenho quanto à tração. As respostas dinâmicas no domínio do tempo, em deslocamento e aceleração da massa suspensa, são exibidas nas

Figura 21 – Resposta vertical do CG a 42 km/h, 13 Psi e 21 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.



Fonte: autoria própria.

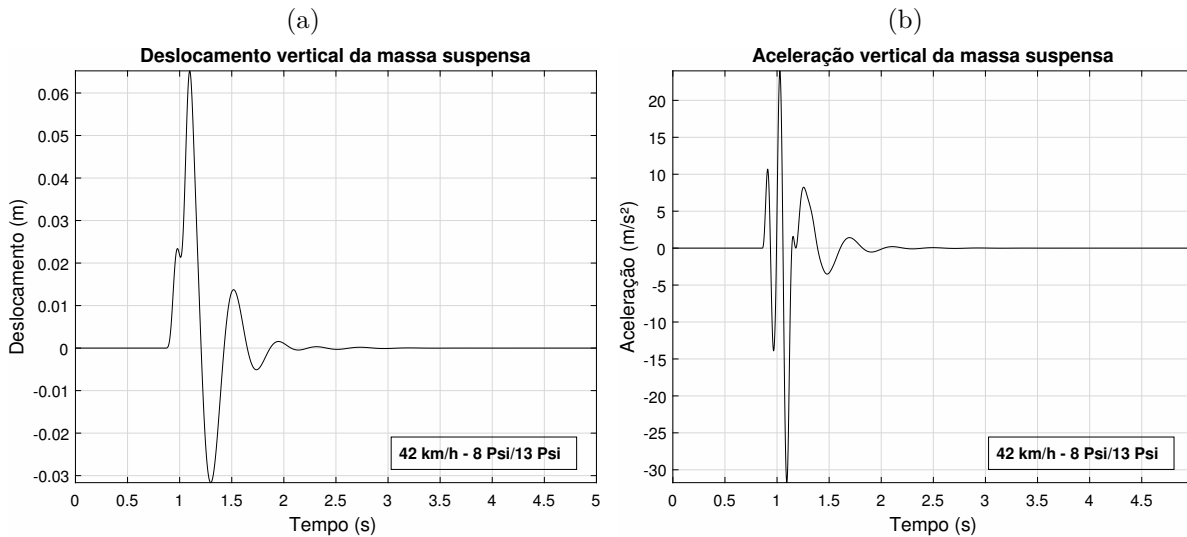
Figura 22 – Resposta vertical do CG a 20 km/h, 13 Psi e 21 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.



Fonte: autoria própria.

Figuras 23 e 24 para a passagem a 42 km/h e nas Figuras 25 e 26 para a passagem a 20 km/h.

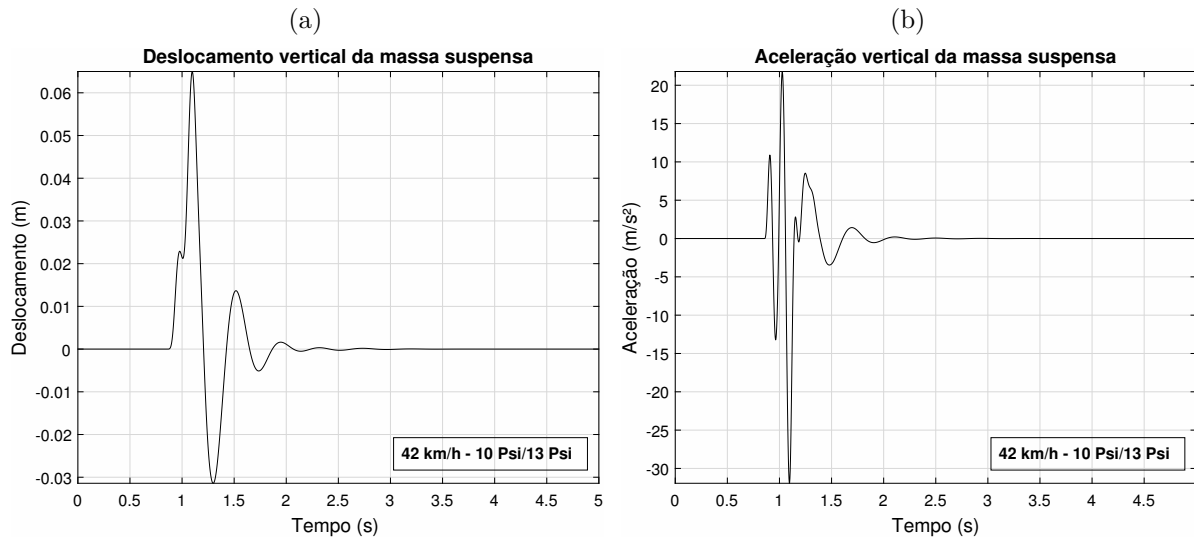
Figura 23 – Resposta vertical do CG a 42 km/h, 8 Psi e 13 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.



Fonte: autoria própria.

É possível observar certo nível de isolamento, para ambos os casos anteriormente mencionados, em que as maiores amplitudes de deslocamento são menores do que a altura, de 0,08 m, do obstáculo em questão. Nota-se que o centro de gravidade da carroceria retorna rapidamente para sua posição de equilíbrio, diferente de configurações como a exibida na Figura 27, em que a carroceria vibra por um período mais prolongado e com amplitudes maiores do que a altura do obstáculo, o que indica, inclusive, a existência de

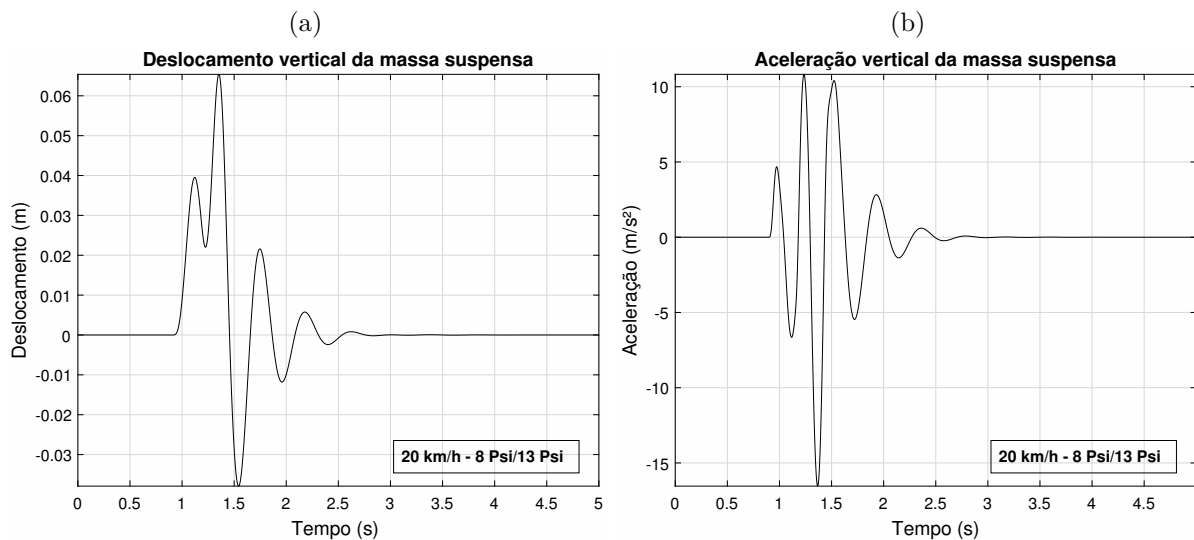
Figura 24 – Resposta vertical do CG a 42 km/h, 10 Psi e 13 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.



Fonte: autoria própria.

amplificação da excitação e, conseqüentemente, maiores imposições de aceleração ao piloto.

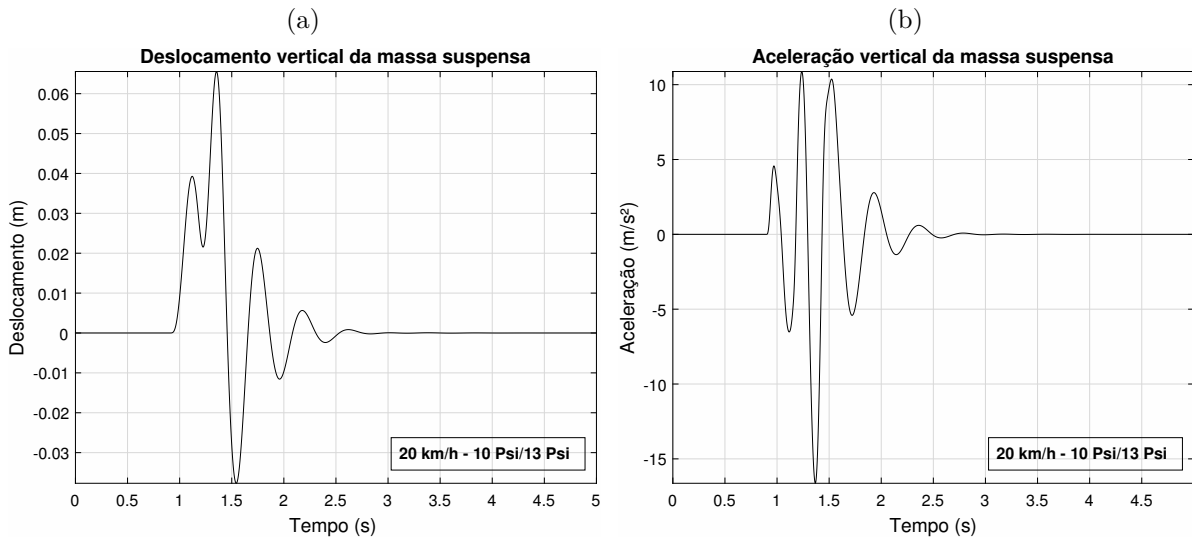
Figura 25 – Resposta vertical do CG a 20 km/h, 8 Psi e 13 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.



Fonte: autoria própria.

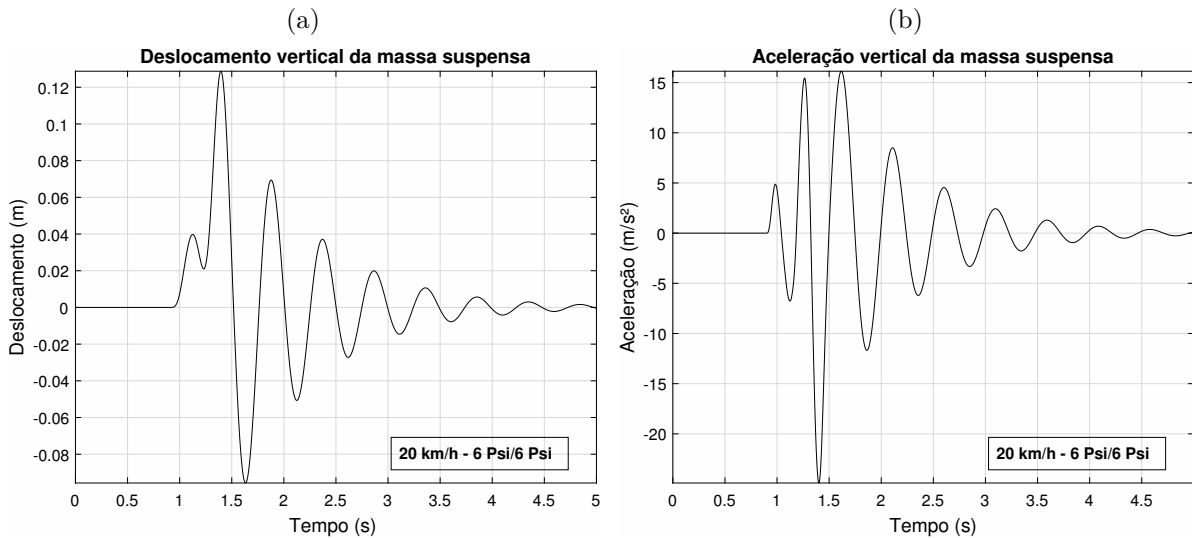
Em relação à exposição, considerando o período de 4 horas da principal prova da competição, a Figura 10 indica um máximo valor eficaz de aceleração ao qual uma pessoa pode ser exposta sem que haja malefícios à sua saúde de, aproximadamente $1,25 \text{ m/s}^2$. Pelo método básico, os valores r.m.s da aceleração para o caso da passagem a 42 km/h estão contidos na faixa de $3,5 \text{ m/s}^2$ a $4,2 \text{ m/s}^2$, enquanto para o caso da passagem a 20 km/h estão contidos na faixa de $2,8 \text{ m/s}^2$ a $4,8 \text{ m/s}^2$. Nas duas situações, o piloto estaria sendo exposto a um nível superior de vibrações ao qual a norma define como máximo.

Figura 26 – Resposta vertical do CG a 20 km/h, 10 Psi e 13 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.



Fonte: autoria própria.

Figura 27 – Resposta vertical do CG a 20 km/h, 6 Psi e 6 Psi: (a) deslocamento; (b) aceleração.



Fonte: autoria própria.

Embora essas informações, referentes ao tempo de exposição ao qual o piloto pode ser exposto, indiquem a necessidade de cuidado, é preciso levar em conta alguns fatos:

- Em uma prova real, o veículo não trafega durante 4 horas inteiras com velocidades de 42 km/h e 20 km/h;
- Existem certos intervalos entre as excitações devido a presença de trechos em que não há grandes impactos;
- Existe uma pausa para abastecimento em que o piloto pode se recuperar de uma possível fadiga;

- d) É comum a necessidade de uma ou mais manutenções elétricas ou mecânicas durante o período total da prova;
- e) Os obstáculos podem possuir alturas e comprimentos maiores e menores do que o caso considerado, caracterizando um maior espectro de excitações ao qual o piloto é exposto.

5 CONCLUSÃO

Nesse trabalho, avaliou-se a dinâmica vertical de um veículo do tipo fora de estrada, ou todo terreno, através de comparação de valores de frequências naturais, fatores de amortecimento e acelerações impostas à carroceria para diferentes configurações. Os parâmetros dinâmicos do protótipo foram definidos com base em ensaios experimentais e modelagens em *software* CAD.

Foram obtidos valores consideravelmente bons para as frequências naturais em todas as configurações, variando entre 1,72 Hz e 1,86 Hz para o modelo de quatro graus de liberdade, sendo esse modelo aquele com características mais próximas do veículo real. Os fatores de amortecimento para os modelos da suspensão dianteira e traseira, de um grau de liberdade, se localizam, em termos de desempenho, abaixo dos valores definidos pela literatura clássica, embora ótimos em relação ao isolamento de vibrações.

Quando à resposta dinâmica, avaliada por meio de valores eficazes de aceleração imposta à carroceria em determinado intervalo de tempo, melhores resultados foram alcançados para configurações com maiores valores de rigidez dos pneus. Entretanto, se fez necessária a ponderação de outros fatores que influenciam no desempenho do veículo, como a relação existente entre tração e área de contato entre pneu e solo, sendo essa maior para menores valores de rigidez do pneu. Assim, para a configuração ótima, foram definidos valores de 8 Psi ou 10 Psi de pressão nos pneus dianteiros e 13 Psi nos pneus traseiros. Vale ressaltar que, mesmo para a melhor configuração escolhida, os métodos de avaliação de vibrações indicaram valores superiores aos limites definidos normativamente, em uma análise razoavelmente conservadora.

Como possibilidade para trabalhos futuros, sugere-se:

- a) Ensaio e caracterização dos pneus para valores menores de pressão;
- b) Ensaio e caracterização dos amortecedores para faixa mais ampla de valores de pressão;
- c) Inclusão e análise da influência de características não-lineares referentes ao comportamento da mola pneumática e do amortecedor;
- d) Análise comparativa entre resposta numérica e experimental para definição da validade dos modelos adotados;
- e) Consideração de mais graus de liberdade, incluindo o banco do motorista.

REFERÊNCIAS

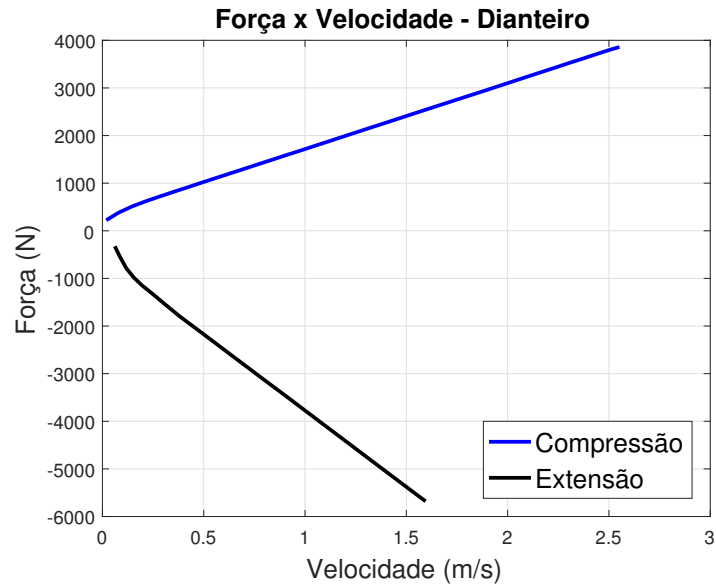
- BRASIL. Conselho Nacional de Trânsito. Resolução o nº 39/98. estabelece os padrões e critérios para a instalação de ondulações transversais e sonorizadores nas vias públicas disciplinados pelo parágrafo único do art. 94 do código de trânsito brasileiro. Brasília, DF, 21 de maio. 1991. Disponível em: <www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/resolucao039_98.doc>. Acesso em: 25 set. 2017.
- DIXON, J. *The shock absorber handbook*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2008.
- DUARTE, M. D. R. *Simulação de ride primário e secundário através do uso de carregamento de pista*. Tese (Doutorado) — Universidade de Sao Paulo, 2010.
- FOX. *FLOAT 3, FLOAT 3 EVOL R, Factory Series: Owner's Manual*. [S.l.], 2015.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. [S.l.], 1992.
- ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration-part 1: General requirements. Geneva, Switzerland, 1997.
- JAZAR, R. N. *Vehicle dynamics: theory and application*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2008.
- MANN, A.; MCMANUS, K.; HOLDEN, J. Power spectral density analysis of road profiles for road defect assessment. *Road and Transport Research*, v. 6, n. 3, 1997.
- NEWTON, R. *Wheel and Tire Performance Handbook*. [S.l.]: MotorBooks International, 2007.
- NICOLAZZI, L. C.; ROSA, E. d.; LEAL, L. d. C. M. Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis. *Brasil: Publicação interna do GRANTE-Depto de Engenharia Mecânica da UFSC*, 2012.
- PERSEGUIM, E. O. T. *Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para sua avaliação*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2005.
- PYTKA, J. A. *Dynamics of Wheel-Soil Systems: A Soil Stress and Deformation-Based Approach*. [S.l.]: CRC Press, 2012.
- RALPH, D. Floating on air. *SnowTech Magazine*, 2015. Disponível em: <<https://www.snowtechmagazine.com/floating-on-air>>.
- RAO, S. *Vibrações mecânicas*. [S.l.]: Pearson Prentice Hall, 2009. ISBN 9788576052005.
- ROHATGI, A. Webplotdigitizer. URL <http://arohatgi.info/WebPlotDigitizer>, 2017.
- SAE Brasil. *22ª Competição Baja SAE Brasil - Petrobrás. Resultados*. [S.l.], 2016.
- SAYERS, M. W. The little book of profiling: basic information about measuring and interpreting road profiles. University of Michigan, Ann Arbor, Transportation Research Institute, 1996.
- SEWARD, D. *Race Car Design*. [S.l.]: Palgrave Macmillan, 2014.
- SMITH, C. *Tune to win*. [S.l.]: Aero Publishers Fallbrook, 1978.

TREVISOLI, P. A. Elaboração de uma ficha técnica dos amortecedores e pneus dianteiros e traseiros do protótipo baja. Pré-projeto realizado como parâmetro para avaliação no processo seletivo da equipe Pato Baja da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - câmpus Pato Branco. 2017.

WONG, J. Y. *Theory of ground vehicles*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2008.

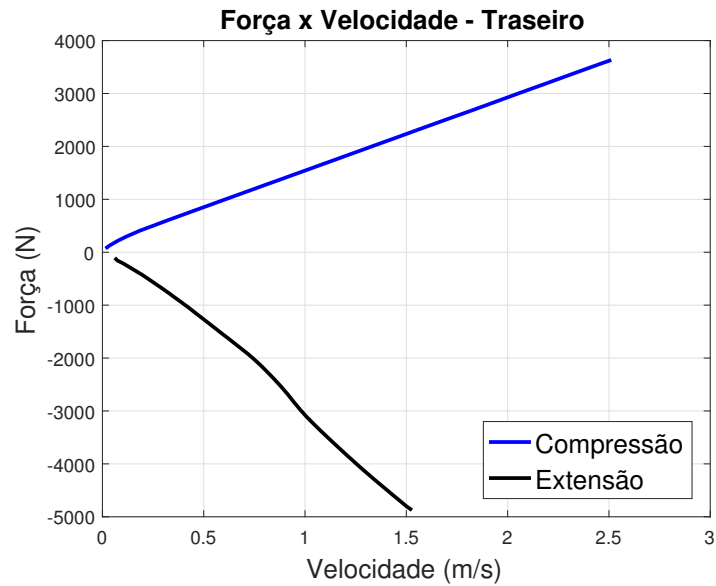
ANEXO A – CURVAS DE AMORTECIMENTO

Figura 28 – Curva de amortecimento: dianteiro.



Fonte: adaptado de FOX (2015).

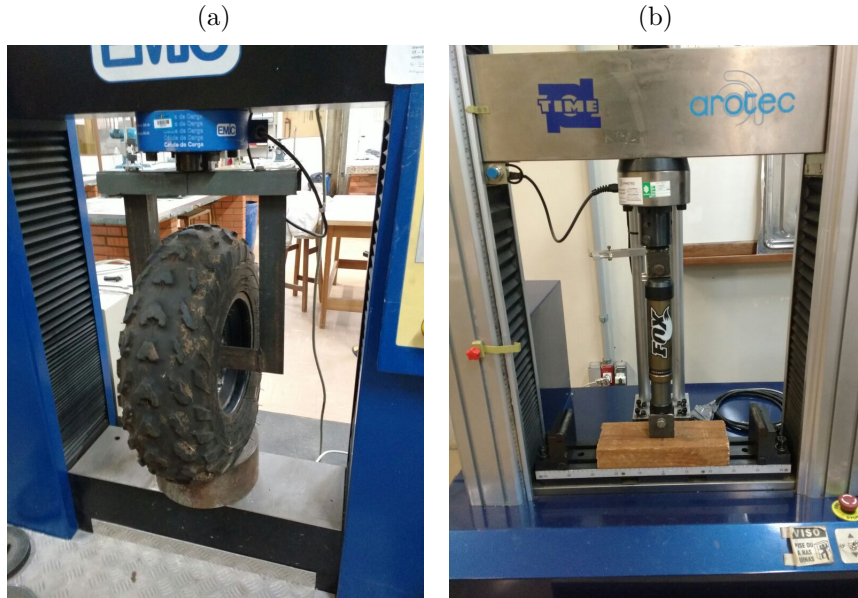
Figura 29 – Curva de amortecimento: traseiro.



Fonte: adaptado de FOX (2015).

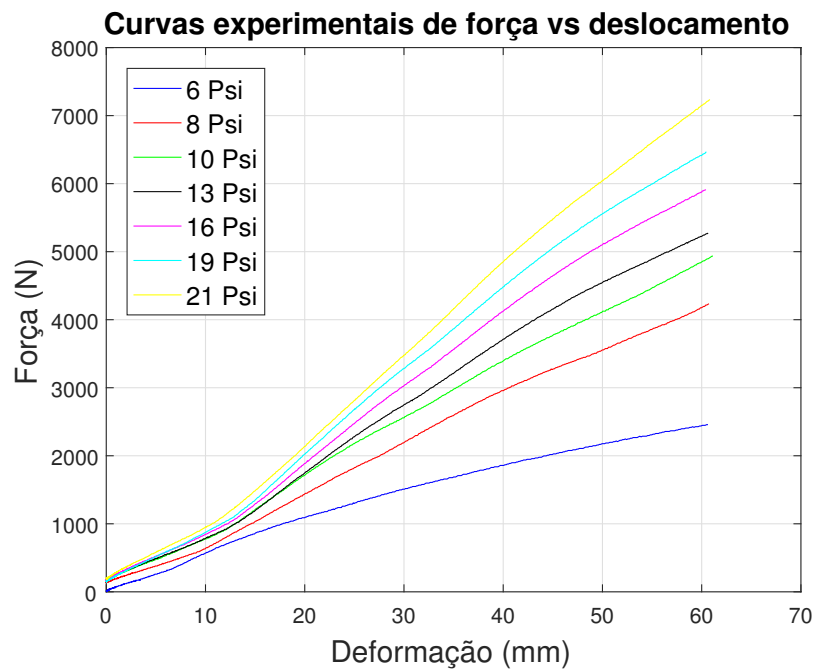
ANEXO B – CURVAS DE RIGIDEZ

Figura 30 – Ensaio: (a) pneu (b) amortecedor.



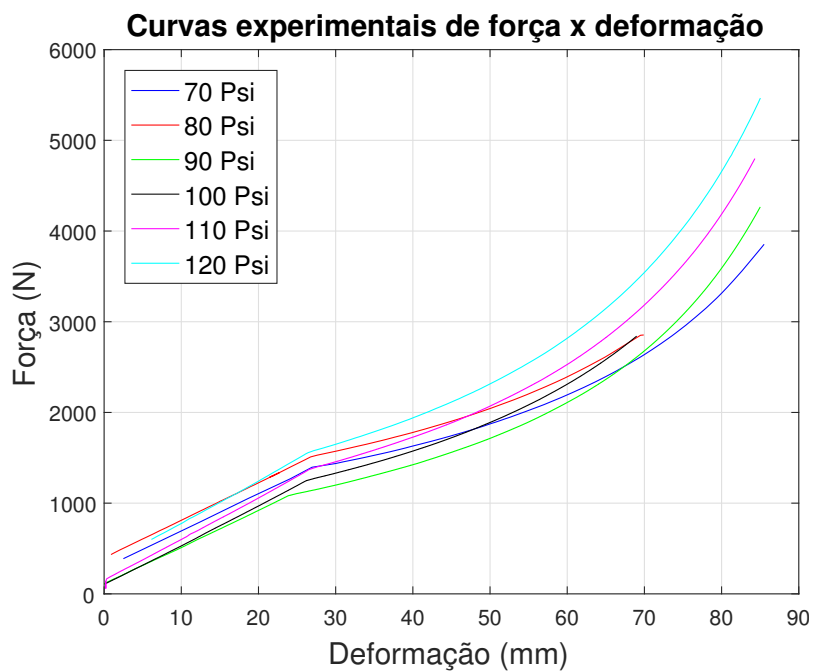
Fonte: Trevisoli (2017).

Figura 31 – Curva experimental de força versus deformação dos pneus.



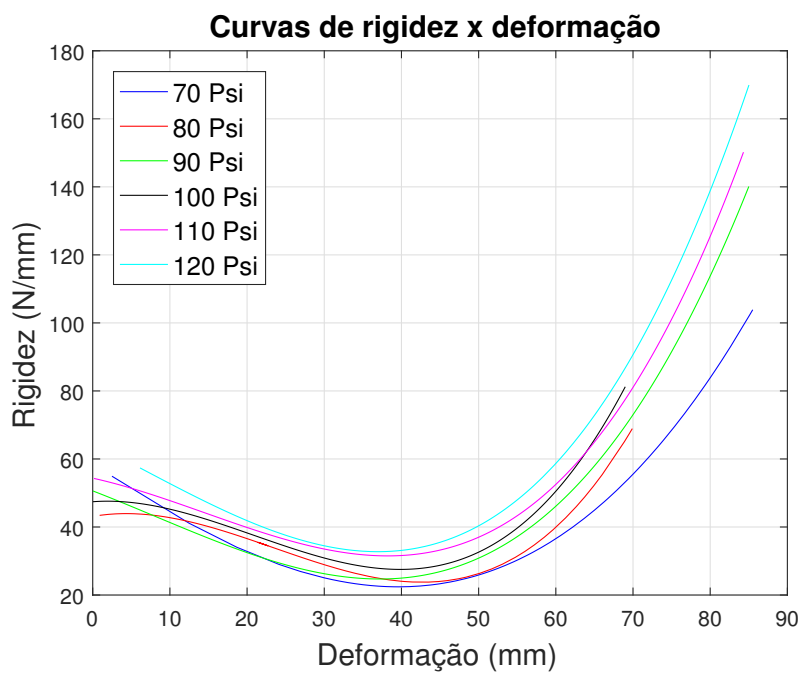
Fonte: adaptado de Trevisoli (2017).

Figura 32 – Curva de força versus deformação da mola pneumática dianteira



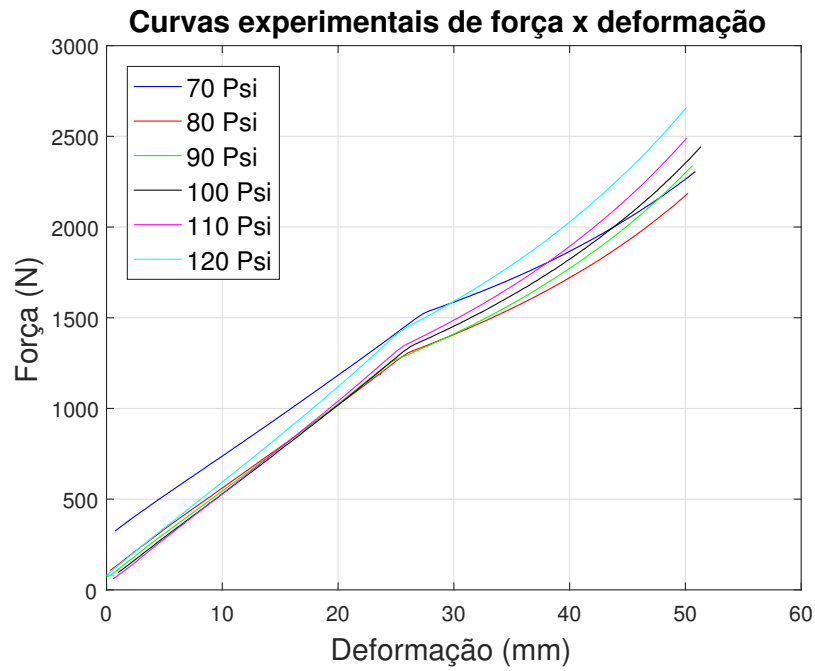
Fonte: adaptado de Trevisoli (2017).

Figura 33 – Curva de rigidez versus deformação da mola pneumática dianteira



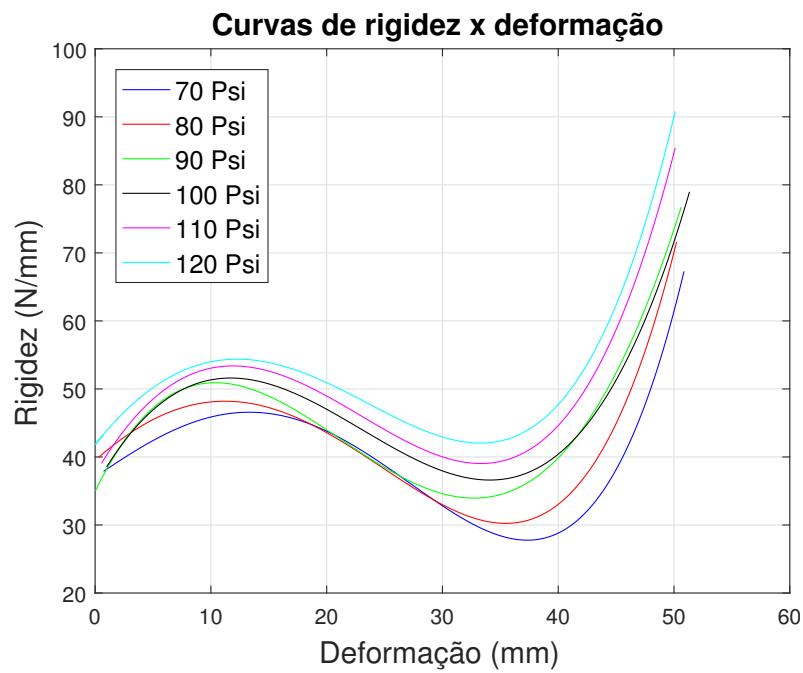
Fonte: adaptado de Trevisoli (2017).

Figura 34 – Curva de força versus deformação da mola pneumática traseira



Fonte: adaptado de Trevisoli (2017).

Figura 35 – Curva de rigidez versus deformação da mola pneumática traseira



Fonte: adaptado de Trevisoli (2017).